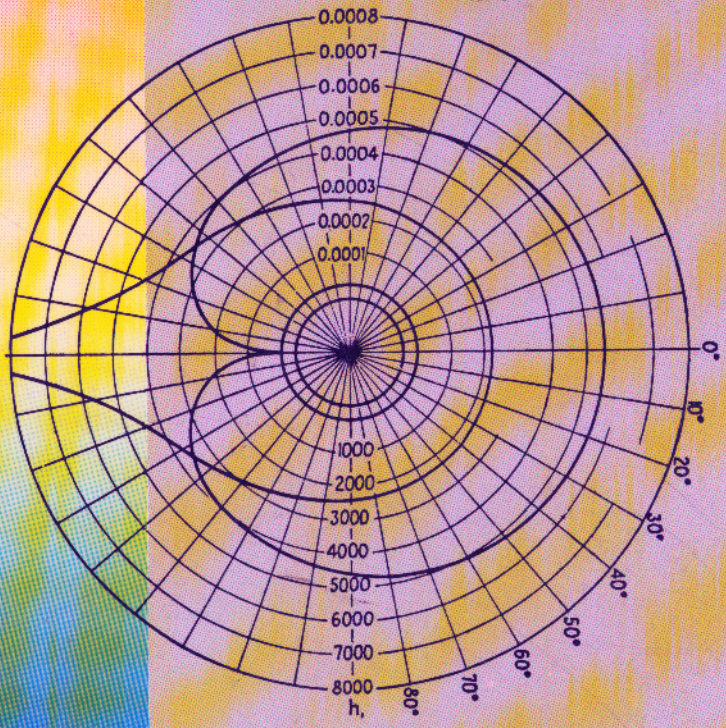
Procesos de Transferencia de Calor

DONALD Q. KERN



CECSA

PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Por
DONALD Q. KERN

D. Q. Kem Asociados
y Catedrático Instructor **en**
Ingeniería Química
Case **Institute of Technology**

TRIGÉSIMA PRIMERA REIMPRESIÓN
MÉXICO, 1999

COMPAÑÍA EDITORIAL CONTINENTAL, S.A. DE C.V.
MÉXICO

Título original de la obra:
PROCESS HEAT TRANSFER

Publicada por:
MCGRAW HILL BOOK COMPANY, INC.
© McGraw Hill Book Company, Inc.

Traducción:
Ing. Nicolás Marino Ambrossi
Ingeniero Consultor de
Consulta Técnica Industrial

Procesos de transferencia de calor
Derechos reservados en español:
© 1965, COMPAÑÍA EDITORIAL CONTINENTAL, S.A. de C.V.
Renacimiento 180, Colonia San Juan Tlihuaca,
Delegación Azcapotzalco, Código Postal 02400, México, D.F.

Miembro de la Cámara Nacional de la Industria Editorial.
Registro núm. 43

ISBN 968-26- 1040-0

Queda prohibida la reproducción o transmisión total o parcial del contenido de la presente obra en cualesquiera formas, sean electrónicas o mecánicas, sin el consentimiento previo y por escrito del editor.

Impreso en México
Printed in Mexico

Primera edición: 1965
Trigésima reimpresión: 1998
Trigésima primera reimpresión: 1999

A mi Esposa
NATALZE W. KERN
Por su ayuda ***efectiva***

PREFACIO

El objeto de este libro es proporcionar instrucción fundamental en transferencia de calor empleando los métodos y lenguaje usados en la industria. El tratamiento de este temá tiene su origen en un curso dado en el Instituto Politécnico de Brooklyn por un periodo de varios años. Las posibilidades de una instrucción colegiada modelada según los requerimientos de la ingeniería de proceso, fueron sugeridas y alentadas por el Dr. Donald F. Othmer, Jefe del Departamento de Ingeniería Química. La inclusión de los aspectos prácticos de la materia como una parte integral de la pedagogía, se hizo con el intento de que sirva como suplemento más que sustituir a una vigorosa fundamentación en los procesos de ingeniería. Estos puntos de vista se han retenido a través de la preparación de este libro.

Para proveer el amplio grupo de herramientas de transferencia de calor requeridas en la ingeniería de proceso, ha sido necesario presentar cierto número de métodos de calculo empírico que no han aparecido previamente en la literatura de la ingeniería. A estos métodos se les ha dado considerable atención, y el autor los ha discutido con numerosos ingenieros antes de aceptarlos e incluirlos en este libro. Ha sido un deseo colateral el que todos los cálculos que aparecen en el texto hayan sido llevados a efecto por un ingeniero experimentado y según el método convencional. En muchas ocasiones, el autor ha requerido la ayuda de colegas experimentados, su asistencia se reconoce en el texto. En la presentación de algunos métodos, se ha sacrificado algo de su exactitud, para permitir una aplicación más amplia de unos cuantos de ellos; se espera que estas simplificaciones no provoquen inconveniencia ni criticas.

Al iniciar este libro se hizo aparente que sería demasiado grande para poder usarse convenientemente, esto afectó el plan para escribir el libro en algunos aspectos importantes. Cierta porción del material que se incluye en textos convencionales se usa rara vez 0 casi nunca, en la solución de problemas prácticos. Tal material, por aceptado o familiar que pueda ser, se ha omitido, a menos que esté calificado como información fundamental importante. Segundo, no fue posible disponer de espacio para hacer comparaciones bibliográficas y evaluaciones al mismo tiempo que se presentan tópicos de práctica industrial. Donde no se ha hecho mención a recientes contribuciones de la literatura, no debe tomarse como menosprecio. Muchas de las

referencias bibliográficas citadas cubren métodos en los cuales el autor ha obtenido información adicional de aplicación industrial.

El autor ha sido influido en su desarrollo profesional por los excelentes libros del Prof. W. H. McAdams, Dr. Alfred Schack y otros, y se estimó que su influencia debería reconocerse separadamente, además de su incidencia en el texto como bibliografía.

Por su asistencia en la formación del manuscrito expreso mi gratitud a Thomas H. Miley, John Blizard, y John A. Jost, antiguos asociados en la Foster Wheeler Corporation. En la comprobación de los cálculos numéricos se debe crédito a Krishnabhai Desai y Narendra R. Bhow, estudiantes graduados del Instituto Politécnico. Por sugestiones que determinaron la inclusión o exclusión de cierto material, se agradece a Norman E. Anderson, Charles Bliss, Dr. John F. Middleton, Edward L. Pfeiffer, Oliver N. Prescott, Everett N. Sieder, Dr. George E. Tait, y a Joseph Meisler por su asistencia con las pruebas. La Tubular Exchanger Manufacturers Association ha sido muy generosa al otorgar su permiso para la reproducción de cierto número de gráficas contenidas en sus estándares. También se agradece a Richard L. Cawood, Presidente, y Arthur E. Kempler, Vicepresidente, por su asistencia personal y por la cooperación de The Patterson Foundry & Machine Company.

DONALD Q. KERN

New York. N. Y.

CONTENIDO

PÁG.

PREFACIO 7
INDICE DE CÁLCULOS DE LOS PRINCIPALES APARATOS 12

CAP.

1. Procesos de transferencia de calor 13
2. Conducción 19
3. Convección 43
4. Radiación 85
5. Temperatura 111
6. Flujo a contracorriente : intercambiadores de doble tubo 131
7. Intercambiadores de tubo y coraza: flujo 1-2 contracorriente-paralelo 159
8. Disposición de flujos para aumentar la recuperación de calor 213
9. Gases 231
10. Flujo laminar y convección libre 243
11. Cálculos para las condiciones de proceso 265
12. Condensación de vapores simples 301
13. Condensación de vapores mezclados 369
14. Evaporación 437
15. Vaporizadores, evaporadores y calderetas 523
16. Superficies extendidas 589
17. Transferencia por contacto directo: torres de enfriamiento 645
18. Procesos por lotes y de estado inestable 712
19. Cálculo de hornos 767
20. Aplicaciones adicionales 813
21. Control de temperatura y variables de proceso relacionadas 869

APÉNDICE DE DATOS PARA CÁLCULOS 898
INDICE 957

INDICE DE CALCULO DE LOS PRINCIPALES APARATOS

PÁG.

INTERCAMBIADORES

Intercambiador a contracorriente de doble tubo (benceno tolueno) 143
Intercambiador de doble tubo serle-paralelo (aceite lubricante-aceite crudo) 152
Intercambiador tubular (kerosena-aceite crudo) 186
Intercambiador tubular (agua-agua) 191
Enfriador tubular solución de (K_3PO_4 -agua) 198
Calentador tubular sin deflectores (soluciones de azúcar-vapor) 204
Enfriador tubular 2-4 (aceite 33.5° API-agua) 221
Intercambiadores tubulares en serie (acetona-ácido acético) 224
Postenfriador tubular de gas (amoniaco-agua) 234
Calentador tubular de flujo laminar (aceite crudo-vapor) 245
Calentador tubular de convección libre (kerosena-vapor). 249
Calentador tubular con corazón en los tubos (gasoil-vapor) 254
Calentador para tanque (anilina-vapor) 261
Intercambiador tubular (straw oil-nafta) 277
Intercambiador tubular 4-8 (aceite delgado-aceite grueso) 281
Enfriador tubular (solución de NaOH-agua) 285
Calentador tubular (alcohol-vapor) 288
Enfriador tubular de flujo dividido (gas de combustión-agua) 293
Depósitos enchaquetados (soluciones acuosas-vapor) ... 816
Serpentines de tubos (soluciones acuosas-vapor) 821
Enfriador de serpentín (lodo-agua) 824
Trombón enfriador (SO, gas-agua) 828
Enfriador atmosférico (chaqueta de agua-agua) 836
Calentador de resistencia eléctrica 860

CONDENSADORES (TUBULARES)

Condensador horizontal (propano&agua) 327
Condensador vertical (propanol-agua) 330
Condensador desupercalentador horizontal (butanoagua). 338
Subenfriador condensador vertical (pentanos-agua) 343
Subenfriador condensador horizontal (pentanos-agua) ... 349
Condensador de reflujo l-l vertical (bisulfuro de carbono-agua) 353
Condensador de superficie (vapor de escape de turbina-agua... 363

Condensador horizontal (mezcla de hidrocarburos-agua). 389
Condensador horizontal (mezcla de vapor-CO_2-agua) 405
Condensador horizontal (mezcla de hidrocarburos, gas, vapor-agua) 417

EVAPORADORES (TUBULARES)

Evaporador de agua cruda 451
Evaporador para plantas de fuerza 453
Evaporador de múltiple efecto 453
Evaporador transformador de calor 454
Destilador de agua salada 457
Evaporador de múltiple efecto para jugo de caña 485
Evaporador de múltiple efecto para licores de desecho en fábricas de papel 495
Evaporador de circulación forzada múltiple efecto para sosa cáustica 506
Evaporador para jugo de caña de azúcar con termocompresión 516

INTERCAMBIADORES VAPORIZADORES (TUBULARES)

Vaporizador de circulación forzada (butano-vapor) 536
Hervidor de marmita (hidrocarburos-vapor) 548
Hervidor de termosifón, horizontal (nafta-gasoil) 556
Hervidor de termosifón, vertical (butano-vapor) 563

SUPERFICIES EXTENDIDAS

Enfriador de doble tubo con aleta longitudinal (gasoil-agua) 609
Enfriador tubular de aleta longitudinal (oxígeno-agua) . . . 613
Enfriador de aleta transversal de flujo cruzado (aire-agua) . 635

TRANSFERENCIA POR CONTACTO DIRECTO

Requerimientos de las torres enfriadoras 689
Garantías de las torres enfriadoras 691
Evaluación de las torres enfriadoras 696
Enfriador de gas (nitrógeno-agua) 703
Enfriador de gas, solución aproximada (nitrógeno-agua) . . 707

CALENTADORES RADIANTES

Alambique de tubos 798
Recipientes calentados directamente 805

CAPITULO 1

PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Transferencia de calor. La ciencia de la termodinámica trata de las transiciones cuantitativas y reacomodos de energía como calor en los cuerpos **de** materia. La ciencia de la ***transferencia de calor es***tá relacionada con la razón de intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos llamados ***fuente y recibidor.*** Cuando se vaporiza una libra de agua o se condensa una libra de vapor, el cambio de energía en los dos procesos es idéntico. La velocidad a la que cualquiera de estos procesos puede hacerse progresar con una fuente o recibidor independiente es, sin embargo, inherentemente muy diferente. Generalmente, la vaporización es un fenómeno mucho más rápido que la condensación.

Teorías del calor. El estudio de la transferencia de calor se facilitará grandemente mediante una cabal comprensión de la naturaleza del calor. Sin embargo, esta es una ventaja que no está fácilmente disponible para estudiantes de transferencia de calor o termodinámica, ya que se han' descubierto muchas manifestaciones del calor, lo que ha impedido que una teoría simple las cubra a todas ellas. Las leyes que pueden aplicarse a transiciones de masa pueden ser inaplicables a transiciones moleculares o atómicas, y aquéllas que son aplicables a las bajas temperaturas pueden no serlo a las temperaturas altas. Para propósitos de ingeniería es necesario' comenzar el estudio con información básica acerca de unos cuantos fenómenos. Las fases de una sustancia simple, sólida, líquida y gaseosa, están asociadas con su contenido de energía. En la fase sólida, las moléculas o átomos están muy cercanos, dando esto rigidez. En la fase líquida existe suficiente energía térmica para extender la distancia de las moléculas adyacentes, de manera que se pierde la rigidez. En la fase de gas, la presencia de energía térmica adicional resulta en una separación relativamente completa de los átomos o moléculas, de manera que pueden permanecer en cualquier lugar de un espacio cerrado. También se ha establecido que, dondequiera que ocurra un cambio de fase fuera de la región crítica, se involucra una gran cantidad de energía en esa transición.

Para una misma sustancia en sus diferentes fases, sus varias propiedades térmicas tienen diferente orden de magnitud. Por ejemplo, el calor específico por unidad de masa es muy bajo para los solidos, alto para los líquidos y, usualmente, de valores intermedios para los gases. Asimismo, en cualquier cuerpo que absorba o pierda calor, deben guardarse especiales consideraciones respecto a si el cambio es de calor latente, o sensible, o de ambos. Más aún, se conoce también que una fuente caliente es capaz de grandes excitaciones subatómicas, a tal grado que emite energía sin ningún contacto directo con el recibidor, y éste es el principio fundamental de la radiación. Cada tipo de intercambio exhibe sus propias peculiaridades.

Mecanismos de la transferencia de calor. Hay tres formas diferentes en las que el calor puede pasar de la fuente al recibidor, aun cuando muchas de las aplicaciones en la ingeniería son combinaciones de dos o tres. Estas son, ***conducción, convección y radiación.***

Conducción. La conducción es la transferencia de calor a través de un material fijo tal como la pared estacionaria mostrada en la

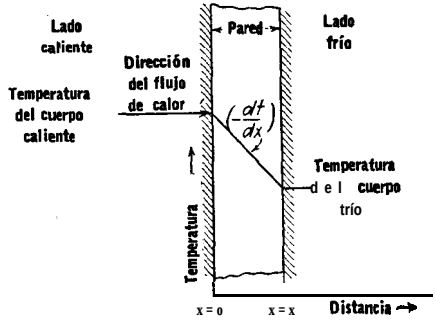


FIG. 1.1. Flujo de calor a través de una pared

Fig. 1.1. La dirección del flujo de calor será a ángulos rectos a la pared, si las superficies de las paredes son isotérmicas y el cuerpo es homogéneo e isotrópico. Supóngase que una fuente de calor existe a la izquierda de la pared y que existe un recibidor de calor en la superficie derecha. Es conocido y después se confirmará por una derivación, que el flujo de calor por hora es proporcional al cambio de temperatura a través de la pared y al área de la pared A. Si t es la temperatura en cualquier punto de la pared y x es el grueso de la pared en dirección del flujo de calor, la cantidad de flujo de calor dQ es dada por

$$dQ = kA\left(-\frac{dt}{dx}\right) \quad \text{Btu/hr} \tag{1.1}$$

El término $-dt/dx$ se llama *gradiente de temperatura y* tiene un signo negativo si se supuso una temperatura mayor en la cara de la pared en donde $x = 0$ y menor en la cara donde $x = X$. En otras palabras, la cantidad instantánea de transferencia de calor es proporcional al área y a la diferencia de temperatura dt que impulsa el calor a través de la pared de espesor dx. La constante de proporcionalidad k es peculiar a la conducción de calor por conductividad *y se* le conoce por *conductividad térmica.* Esta conductividad se evalúa experimentalmente y está básicamente definida por la Ec. (1.1). La conductividad térmica de los sólidos tiene un amplio rango de valores numéricos dependiendo de si el sólido es relativamente un buen conductor del calor, tal como un metal, o un mal conductor como el asbesto. Estos últimos sirven como *aislantes*. Aun cuando la conducción de calor se asocia usualmente con la transferencia de calor a través de los sólidos, también es aplicable a gases y líquidos, con sus limitaciones.

Convección. La convección es la transferencia de calor entre partes relativamente calientes y frías de un fluido por medio de mezcla. Supóngase que un recipiente con un líquido se coloca sobre una llama caliente. El líquido que se encuentra en el fondo del recipiente se calienta y se vuelve menos denso que antes, debido a su expansión térmica. El líquido adyacente al fondo también es menos denso que la porción superior fría y asciende a través de ella, transmitiendo su calor por medio de mezcla conforme asciende. La transferencia de calor del líquido caliente del fondo del recipiente al resto, es convección *natural* 0 convección libre. Si se produce cualquiera otra agitación, tal como la provocada por un agitador, el proceso es de convección *forzada.* Este tipo de transferencia de calor puede ser descrito en una ecuación que imita la forma de la ecuación de conducción y es dada por

$$dQ = hA\ dt \tag{1.2}$$

La constante de proporcionalidad h es un término sobre el cual tiene influencia la naturaleza del fluido y la forma de agitación, y debe ser evaluado experimentalmente. Se llama *coeficiente de transferencia de calor.* Cuando la Ec. (1.2) se escribe en su forma integrada, $Q = hA\ \Delta t$, se le conoce como la ley del enfriamiento de Newton.

Radiación. La radiación involucra la transferencia de energía radiante desde una fuente a un recibidor. Cuando la radiación se emite desde una fuente a un recibidor, parte de la energía se absorbe por el recibidor y parte es reflejada por él. Basándose en la se-

gunda ley de la termodinámica, Boltzmann estableció que la velocidad a la cual una fuente da calor es

$$dQ = \sigma\epsilon \, dA \, T^4 \tag{1.3}$$

Esto se conoce como la ley de la cuarta potencia, T es la temperatura absoluta. σ es una constante dimensional, pero ϵ es un factor peculiar a la radiación y se llama *emisividad*. La emisividad, igual que la conductividad térmica k o el coeficiente de transferencia de calor h, debe también determinarse experimentalmente.

Procesos de transferencia de calor. Se ha descrito a la *transferencia* de *calor* como el estudio de las velocidades a las cuales el calor se intercambia entre fuentes de calor y recibidores, tratados usualmente de manera independiente. Los procesos *de transferencia* de *calor* se relacionan con las razones de intercambio térmico, tales como los que ocurren en equipo de transferencia de calor, tanto en ingeniería mecánica como en los procesos químicos. Este enfoque realza la importancia de las diferencias de temperatura entre la fuente y el recibidor, lo que es, después de todo, el potencial por el cual la transferencia de calor se lleva a efecto. Un problema típico de procesos de transferencia de calor involucra las cantidades de calor que deben transferirse, las razones a las cuales pueden transferirse debido a la naturaleza de los cuerpos, la diferencia de potencial, la extensión y arreglo de las superficies que separan la fuente y el recibidor, y la cantidad de energía mecánica que debe disiparse para facilitar la transferencia de calor. Puesto que la transferencia de calor considera un *intercambio* en un *sistema,* la perdida de calor por un cuerpo deberá ser igual al calor absorbido por otro dentro *de los confines del mismo sistema.*

En los capítulos siguientes se estudiarán primero y en forma individual, los tres fenómenos de transferencia de calor, y después, la manera en la cual su combinación con fuentes y recibidores simultáneos tienen influencia sobre un aparato determinado. Un gran número de los ejemplos que siguen, se ha seleccionado de procesos muy relacionados para permitir comparaciones graduales. Esto no deberá considerarse como limitación de la amplitud de los principios involucrados.

Muchas de las ilustraciones y problemas de los capítulos siguientes, se refieren a líquidos derivados del petróleo. Esto es completamente razonable, puesto que la refinación del petróleo es una industria de primordial importancia, los productos de petróleo son combustibles importantes para la industria de generación de energía, y los derivados de petróleo son el punto de partida para muchas síntesis en la industria química.

El petróleo es una mezcla de gran variedad de compuestos químicos. Algunos se pueden aislar fácilmente y los nombres de los hidrocarburos presentes en el petróleo, se pueden identificar en la Fig. 7 del Apéndice. Muy frecuentemente no hay necesidad de obtener compuestos puros, puesto que el uso ultimo de una mezcla de compuestos similares tendrá el mismo resultado que el uso de compuestos puros. Así, los aceites lubricantes son una mezcla de compuestos de alto peso molecular, todos ellos apropiados como lubricantes. Similarmente, la gasolina, que en última instancia se quema, estará compuesta de cierto número de compuestos volátiles combustibles. Todos estos productos de petróleo que son comunes en él, estaban presentes en el aceite crudo cuando se extrajo de la tierra o se formaron por reacciones subsecuentes y se separaron por destilación. Cuando se habla de ellos en un proceso o se venden como mezclas, estos productos se llaman fracciones o cortes. A éstos se les dan nombres comunes o se denotan por una operación de la refinería por la cual se producen, y su gravedad específica se define por una escala establecida por el American Petroleum Institute, y se les llama ya sea grados API o °API. Los °API se relacionan con la gravedad especifica por

$$°\text{API} = \frac{141.5}{\text{gr esp a } 60°\text{F}/60°\text{F}} - 131.5 \qquad (1.4)$$

Debido a que las fracciones de petróleo son mezclas de compuestos, no hierven isotérmicamente como sucede con los líquidos puros, sino que tienen rangos de ebullición característicos. A presión atmosférica, la temperatura menor a la que empieza la ebullición del líquido, se llama punto de *ebullición inicial* (PEI "F). En seguida se da una lista de las fracciones más comunes del petróleo derivadas del aceite crudo:

Fracciones del aceite crudo	Aprox. °API	Aprox. PEI, °F
Cabezas ligeras y gases	114	
Gasolina	75	200
Nafta	60	300
Kerosena	45	350
Aceite para absorción	40	450
Straw oil	40	500
Destilado	35	550
Gasoil	28	600
Aceite lubricante	18–30	
Crudo reducido		
Parafina		
Fuel oil	2535	500
Asfalto		

Un método para definir el carácter químico del petróleo y correlacionar las propiedades de las mezclas, fue introducido por Watson, Nelson y Murphy.[1] Ellos observaron que, cuando un aceite crudo de característica de destilación

1 Watson. K. M., E. F. Nelson y G. B. Murphy, *Ind. Eng. Chem.*, *25. 880* (1933). 27, 1460 (1935).

uniforme se destila en cortes muy próximos, la razón de la raíz cúbica del promedio de los puntos de ebullición absolutos a las gravedades específicas, es una constante 0

$$K = \frac{T_B^{1/3}}{s} \tag{1.5}$$

donde K = factor de caracterización
T_B = punto de ebullición promedio, °R
s = gravedad específica a 60°/60°

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO 1

A	Superficie de transferencia de calor, pies^2
h	Coeficiente individual de transferencia de calor, Btu/h (pie^2) (°F)
K	Factor de caracterización
k	Conductividad térmica, Btu/(h)(pie^2) (°F/pie)
Q	Flujo de calor, Btu/(h)
s	Gravedad específica, adimensional
T	Temperatura, °R
T_B	Punto de ebullición promedio, °R
t	Temperatura en general, °F
x, X	Distancia, pies
σ	Constante, Btu/(h)(pie^2)(°R^4)
ϵ	Emisividad, adimensional

CAPITULO 2

CONDUCCION

La conductividad térmica. Los fundamentos de la conducción de calor se establecieron hace más de un siglo y se atribuyen generalmente a **Fourier.** En muchos sistemas que involucran flujo, tal como flujo de calor, flujo de fluido o flujo de electricidad, se ha observado que la cantidad que fluye es directamente proporcional a la diferencia de potencial e inversamente proporcional a la resistencia que se aplica al sistema, 0,

$$\text{Flujo} \propto \frac{\text{potencial}}{\text{resistencia}} \qquad (2.1)$$

En un circuito hidráulico simple, la presión en el sistema es la diferencia de potencial, y la rugosidad de la **tubería** es la resistencia al flujo. En un circuito eléctrico **las** aplicaciones mas simples son expresadas por la ley de Ohm : el voltaje en el circuito es el potencial y la dificultad con la que los electrones emigran por el alambre, es la resistencia. En el flujo de calor a través de una pared, el flujo se lleva a efecto por la diferencia de temperatura entre las superficies calientes y frías. Recíprocamente, de la **Ec. (2.1),** cuando dos superficies de una pared están a diferente temperatura, necesariamente existe un flujo y una resistencia al flujo de calor. La ***conductancia es*** la recíproca de la resistencia al flujo de calor, y la **Ec.** (2.1) puede expresarse por

$$\text{Flujo} \propto \text{conductancia X potencial} \qquad (2.2)$$

Para hacer de la **Ec.** (2.2) una igualdad, la conductancia debe evaluarse de tal manera, que ambos lados sean dimensional y numéricamente correctos. Supóngase que una cantidad medida de calor Q Btu ha sido transmitida por una pared de tamaño desconocido en un intervalo de tiempo θ h con una diferencia de **temperatura** medida At "F. Escribiendo de nuevo la **Ec.** (2.2)

$$Q = \frac{Q'}{\theta} = \text{conductancia} \times \text{At} \qquad Btu/h \qquad (2.3)$$

y la conductancia tiene las dimensiones de Btu/(h)(°F). La conductancia es una propiedad ponderable de toda la pared, aun cuando se ha encontrado experimentalmente que el flujo de calor está independientemente influido por el grosor y el área de la misma. Es de desearse diseñar una pared que tenga ciertas características respecto al flujo de calor, la conductancia obtenida anteriormente no es útil, y es aplicable únicamente a la pared experimental. Para permitir un uso más amplio a la información experimental, se ha convenido reportar la conductancia únicamente cuando todas las dimensiones se refieren a valores unitarios. Cuando la conductancia se reporta para una cantidad de material de un pie de grueso con un área de flujo de un pie^2, la unidad de tiempo 1 h y la diferencia de temperatura 1°F, se llama ***conductividad térmica k.*** Las correlaciones entre la conductividad térmica y la conductancia de una pared de grueso L y área A, están entonces dadas por

$$\text{Conductancia} = k\frac{A}{L}$$

Y

$$Q = k\frac{A}{L}\Delta t \tag{2.4}$$

donde k tiene las dimensiones resultantes de la expresión $QL/A\,t$ o Btu/(h) (pie^2 de área de flujo) (°F de diferencia de temperatura)/ (pie de grueso de pared).[1]

Determinación experimental de k.* Sólidos no metálicos. En la Fig. 2.1, se muestra un aparato para la determinación de la conductividad térmica de sólidos no metálicos. Consiste de una placa calefactora eléctrica, dos especímenes idénticos de prueba a través de los cuales fluye el calor y dos chaquetas de agua con las cuales el calor se elimina. La temperatura en ambas fases del espécimen y a sus lados se mide por medio de termocoples. Este aparato está provisto de un anillo protector para asegurar que todo el calor medido que entra a las placas pase a través de los especímenes con una pérdida despreciable por sus lados. Este anillo protector rodea el conjunto de prueba y consiste de un calentador auxiliar intercalado entre las porciones del material que se prueba. Mientras la corriente entra a la placa protectora, la entrada al calentador auxiliar se ajusta hasta que no haya diferencia de temperatura entre el espécimen y los puntos adyacentes en el anillo protector. Las observaciones se hacen

[1] En el sistema métrico, la conductividad térmica se reporta como cal/(seg)(cm^2)(°C/cm).

* Un repaso excelente de los métodos experimentales se podrá encontrar en "Treatise on Heat" de Saha y Srivastava, The Indian Press, Calcuta, 1935. Referencias posteriores son Bates, 0. K., *Ind. Eng. Chem*, *25, 432* (1933); 28, 494 (1936); 33, 375 (1941): 37, 195 (1945). Bolland, J. L. y R. W. Melville, *Trans. Faraday Soc., 33,* 1316 (1937). Hutchinson E., *Trans. Faraday Soc., 41. 87* (1945).

cuando la entrada de calor y las temperaturas en ambas fases del especímen permanecen estables. Ya que la mitad del gasto eléctrico medido fluye a través de cada espécimen y la diferencia de temperaturas y dimensiones del espécimen se conocen, k se puede computar directamente de la Ec. (2.4).

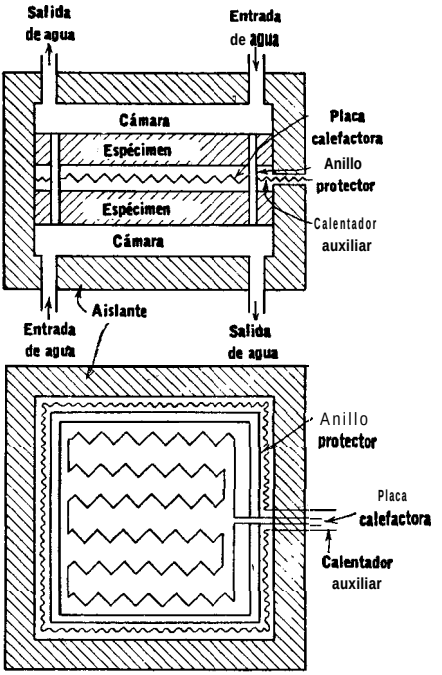


FIG. 2.1. Aparato de conductividad protegido

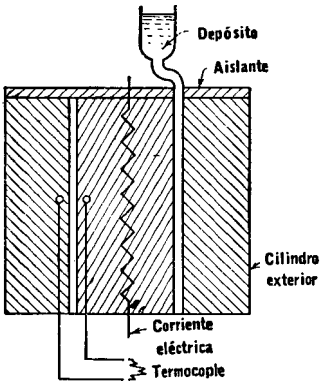


FIG. 2.2. Aparatos para conductividad líquida. (Según J. F. D. Smith)

Líquidos y gases. Hay grandes dificultades en la determinación de conductividades de líquidos y gases. Si el calor fluye a través de una película gruesa de líquido o gas, se origina convección libre y la conductividad es decepcionantemente alta. Para reducir la convección es necesario usar películas muy delgadas y diferencia de temperatura muy reducida. con los consiguientes errores en la medición. Un método aplicable a fluidos viscosos consiste de una pequeña barra de conductor eléctrico que pasa a través de un tubo horizontal que se llena con el líquido a probar. El tubo se sumerge en un baño a temperatura constante. La resistencia del alambre se calibra contra su temperatura. Para cierta razón de entrada de calor y para la temperatura del alambre obtenida de la medida de la resistencia, la conductividad puede calcularse usando ecuaciones apropiadas. Sin embargo, hay un método más exacto, el de Bridgman y Smith,[2] consiste de un anulo de fluido muy pequeño entre dos cilindros de cobre sumergidos en un baño a temperatura constante, como se muestra en la Fig. 2.2. El calor suministrado al cilindro interior por la resistencia, fluye a través de la película al cilindro exterior, donde se elimina por el baño. Este aparato, a través del uso del deposito, asegura que el anulo esté lleno de líquido y se adapta también a gases. La película es de $\frac{1}{64}$ plg de grueso, y la diferencia de temperatura se mantiene muy reducida.

Influencia de la temperatura y **la presión en** k. La conductividad térmica de los sólidos es mayor que la de los líquidos, la que a su vez es mayor que la de los gases. Es más fácil transmitir calor a través de un sólido que a través de un líquido y más fácil por un líquido que por un gas. Algunos sólidos, tales como los metales, tienen altas conductividades térmicas y se llaman *conductores*. Otros tienen bajas conductividades y son malos conductores del ***calor.*** Estos son ***aislantes.*** En las determinaciones experimentales descritas arriba, se supuso que la conductividad térmica es independiente de la temperatura en cualquier punto del material de prueba. Consecuentemente, los valores reportados de k son los promedios del espécimen completo, y el error introducido por esta suposición se puede estimar examinando las Tablas 2 a 5 en el Apéndice. Las conductividades de los sólidos pueden, ya sea aumentar o disminuir con la temperatura, y en algunos casos pueden hasta invertir su velocidad de cambio de una disminución a un incremento. Para la mayoría de los problemas prácticos no hay necesidad de introducir un factor de corrección para las variaciones de la conductividad

[2] Smith, J. F. D. *Ind.* Eng. *Chem.*, 22. 1246 (1930); *Trans.* A.S.M.E., 58, 719 (1936).

térmica con la temperatura. Sin embargo, la variación puede usualmente expresarse por la ecuación lineal siguiente

$$k = ko + \gamma t$$

donde k_0 es la conductividad a °F y γ es una constante que denota el cambio en la conductividad por grado de cambio en la temperatura. La conductividad para muchos líquidos decrece con aumento en la temperatura, aunque el agua es una excepción notable. Para todos los gases y vapores comunes, hay un aumento con aumento en la temperatura. Sutherland [3] dedujo una ecuación a partir de la teoría cinética que es aplicable a la variación de la conductividad de los gases con la temperatura

$$k = k_{32} \frac{492 + C_k}{T + C_k} \left(\frac{T}{492}\right)^{3/2}$$

donde C_k = constante de Sutherland
T = temperatura absoluta del gas, °R
k_{32} = conductividad del gas a 32°F

Parece ser que la influencia de la presión en la conductividad de los sólidos y líquidos es despreciable, y los datos reportados sobre gases son muy inexactos debido a los efectos de la convección libre y radiación, que no permiten hacer generalizaciones. A partir de la teoría cinética de los gases, se puede concluir que la influencia de la presión deberá ser pequeña, excepto a vacíos muy bajos.

Resistencia de **contacto.** Uno de los factores que origina error en la determinación de la conductividad térmica, es la naturaleza de la unión formada entre la fuente de calor y el fluido o espécimen sólido que hace contacto con él y transmite el calor. Si un sólido recibe calor haciendo contacto con un sólido, es casi imposible excluir la presencia de aire u otro fluido en el punto de contacto. Aun cuando un líquido esté en contacto con un metal, la presencia de pequeñas rugosidades puede entrampar permanentemente burbujas infinitesimales de aire, y debe tenerse en cuenta que pueden causar errores considerables.

Derivación de la ecuación general de la conducción. En las Ecs. (2.1) a (2.4) se obtuvo una idea de la conducción de calor por observaciones no calificadas de las relaciones entre el flujo de calor, potencial y resistencia. Ahora es posible desarrollar una ecuación que tenga una aplicación más amplia y a partir de la cual se

[3] Sutherland, W.. *Phil* Mag. *36, 507* (1893).

puedan deducir otras ecuaciones para aplicaciones especiales. La Ec. (2.4) puede escribirse en forma diferencial

$$\frac{dQ'}{d\theta} = k\,dA\,\frac{dt}{dx} \tag{2.5}$$

En este enunciado k es la única propiedad de la materia y se supone que es independiente de las otras variables, Refiriéndose a la Fig. 2.3, un cubo de volumen elemental $dv = dx\,dy\,dz$ recibe una cantidad diferencial de calor dQ'_1 Btu a través de su cara izquierda yz en un intervalo de tiempo $d\theta$. Supóngase que todas las caras, menos la izquierda y derecha yz, están aisladas. En el mismo intervalo de tiempo, la cantidad de calor dQ'_2 abandona el lado derecho. Es claro que pueden ocurrir cualquiera de estos tres efectos: dQ'_1 puede ser mayor que dQ'_2, de manera que el volumen elemental almacene calor, aumentando la temperatura *promedio* del cubo; dQ'_2 puede

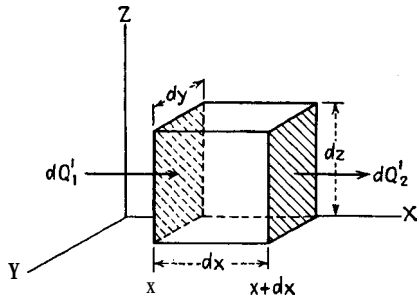


FIG. 2.3. Flujo de calor unidireccional

ser mayor que dQ'_1, de manera que el cubo pierda calor; y por último, dQ'_1 y dQ'_2 pueden ser iguales, de manera que el calor simplemente pasará a través del cubo sin afectar el almacenamiento de calor. Tomando cualquiera de los dos primeros casos como más general, se puede definir un término de almacenamiento o depleción dQ' como la diferencia entre el calor que entra y el calor que sale,

$$dQ' = dQ'_1 - dQ'_2 \tag{2.6}$$

De acuerdo con la Ec. (2.5), el calor que entra en la cara izquierda puede estar dado por

$$\frac{dQ'_1}{de} = k\,dy\,dz\left(-\frac{\partial t}{\partial x}\right) \tag{2.7}$$

El gradiente de temperatura $-\frac{\partial t}{\partial x}$ puede variar, ya sea con el tiempo o la posición en el cubo. La variación de $-\frac{\partial t}{\partial x}$ como f(x) únicamente es $-\frac{\partial(\partial t/\partial x)}{\text{ax}}$. Sobre la distancia dx de x a $x + dx$, si $dQ'_2 > dQ'_1$, el cambio total en el gradiente de temperatura será $-\frac{\partial(\partial t/\partial x)}{\partial x}\,dx$ o $\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}$ dx. Entonces a x el gradiente es $\frac{\partial t}{\partial x}$, y a x + dx el gradiente de temperatura es

$$\frac{\partial t}{\partial x} - \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}\,dx$$

dQ'_2 a la salida del cubo y en la misma forma como la Ec. (2.7) es dado por

$$\frac{dQ'_2}{d\theta} = k\,dy\,dz\left(-\frac{\partial t}{\partial x} - \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}\,dx\right) \tag{2.8}$$

de la cual

$$\frac{dQ'}{do} = \frac{dQ'_1}{do} - \frac{dQ'_2}{d\theta} = k\,dy\,dz\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}\right)dx \tag{2.9}$$

El cubo habrá cambiado en temperatura $-dt$ grados. El cambio en la temperatura por unidad de tiempo será $dt/d\theta$ y en el intervalo de tiempo $d\theta$ está dado por $(dt/d\theta)\,d\theta$ grados. Puesto que el análisis se basó en un *volumen* elemental, es ahora necesario definir el calor específico volumétrico, c_v Btu/(pie^3) (°F)) obtenido multiplicando el calor específico c Btu/(lb) (°F) por la densidad ρ. Para elevar el volumen $dx\,dy\,dz$ por

$$\frac{dt}{d\theta}\,d\theta\ ^\circ\text{F}$$

requiere un cambio de calor en el cubo de

$$\frac{dQ'}{d\theta} = cp\,dx\,dy\,dz\,\frac{\partial t}{\partial \theta} \tag{2.10}$$

combinando las Ecs. (2.9) y (2.10)

$$c\rho\,dx\,dy\,dz\,\frac{\partial t}{\partial \theta} = k\,dy\,dz\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}\right)dx \tag{2.11}$$

de la cual

$$\frac{\partial t}{\partial \theta} = \frac{k}{c\rho}\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x}\right)_{x^2} \tag{2.12}$$

la que es la ***ecuación general*** de *Fourier*, y el término $k/c\rho$ se llama difusividad térmica, puesto que contiene todas las propiedades involucradas en la conducción de calor y tiene las dimensiones de pie^2/h. Si se remueve el aislante del cubo, de manera que el calor viaje a través de los ejes X, Y, Z, la Ec. (2.12) se transforma

$$\frac{\partial t}{\partial \theta} = \frac{k}{c\rho}\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right) \tag{2.13}$$

Cuando el flujo de calor hacia adentro y afuera del cubo es constante, como en el estado estable, t no varía con el tiempo, y $dt/d\theta = 0$ en la Ec. (2.12). $\partial t/\partial x$ es una constante y $\partial^2 t/\partial x^2 = 0$. $dQ'_1 = dQ'_2$ y la Ec. (2.5) se reduce a la Ec. (2.5) donde $dx\,dy = dA$. Sustituyendo dQ por $dQ'/d\theta$, ambos términos tienen las dimensiones de Btu/h, la ecuación del ***estado estable es***

$$dQ = k\,dA\,\frac{dt}{dx} \tag{2.14}$$

Esta ecuación se aplica a muchos problemas comunes en ingeniería.

Conductividad térmica por mediciones de conductividad eléctrica. La relación entre las conductividades térmicas y eléctricas de los metales demuestra una aplicación de la derivación de Fourier incorporada en la Ec. (2.9) y es un método muy útil para determinar las conductividades térmicas de los metales. Una barra de metal aislada, como se muestra en la Fig. 2.4, tiene sus extremos transversales

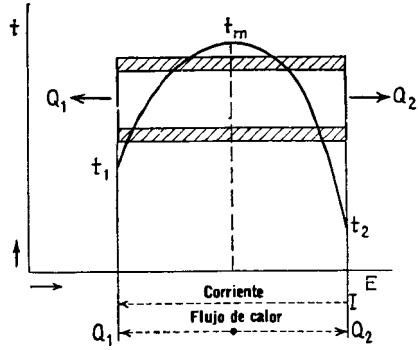


FIG. 2.4. Flujo de calor en un metal

expuestos a baños diferentes de temperatura constante t_1 y t_2. Sujetando terminales eléctricas a las caras izquierda y derecha, respectivamente, se puede pasar una corriente de Z amperes en la dirección indicada, generando calor a través de la longitud de la barra. Las cantidades de calor que salen de ambos lados de la barra en el proceso estable, deben ser iguales a la cantidad de calor recibida como energía eléctrica, I^2R^ω, donde R^ω es la resistencia en ohms. De la Ley de Ohm

$$I = \frac{E_1 - E_2}{\sigma(L/A)} = \frac{A}{\sigma}\frac{dE}{dx}$$

donde $E_1 - E_2$ = a la diferencia de voltaje, σ es la resistividad del alambre en ohms-pies y K el recíproco de la resistividad, la conductividad eléctrica.

$$I = KA\frac{dE}{dx} \tag{2.15}$$

$$R^\omega = \frac{\sigma\, dx}{A} = \frac{dx}{KA} \tag{2.16}$$

Sustituyendo las Ecs. (2.15) y (2.16) por I^2R^ω,

$$dQ = I^2R^\omega = K^2A^2\left(\frac{dE}{dx}\right)^2\frac{dx}{KA} = KA\left(\frac{dE}{dx}\right)^2 dx \tag{2.17}$$

Pero esto es lo mismo que el calor transferido por conducción dado por la Ec. (2.9). Cuando t_1 es igual a t_2, e igualando (2.9) y (2.17),

$$k\frac{d^2t}{dx^2}dx - K\left(\frac{dE}{dx}\right)^2 dx = 0 \tag{2.18}$$

pero

$$\frac{dt}{dx} = \frac{dt}{dE}\frac{dE}{dx} \tag{2.19}$$

Diferenciando,

$$\frac{d^2t}{dx^2} = \left(\frac{dE}{dx}\right)^2\frac{d^2t}{dE^2} + \frac{dt}{dE}\left(\frac{d^2E}{dx^2}\right) \tag{2.20}$$

Si Z y A son constantes para la barra, entonces $K(dE/dx)$ es constante. Puesto que K no varía grandemente con t o x, dE/dx es constante, $d^2E/dx^2 = 0$, y de la Ec. (2.18) sustituyendo la Ec. (2.20) por d^2t/dx^2.

$$k\frac{d^2t}{dE^2} - K = 0 \tag{2.21}$$

$$\frac{d^2t}{dE^2} = \frac{K}{k} \tag{2.22}$$

$$\frac{kt}{K} = \frac{1}{2}E^2 + C_1E + C_2 \tag{2.23}$$

donde C_1 y C_2 son constantes de integración. Puesto que hay tres constantesen la Ec. (2.23), C_1, C_2 y k/K, se debenmedir tres voltajes y tres temperaturas a través de la barra para evaluarlas. C_1 y C_2 se determinan de las temperaturas finales, y k se obtiene de k/K usando el valor de K, la conductividad eléctrica, que es más fácil de determinar.

Flujo de calor a través de una **pared.** La Ec. (2.14) se obtuvo de la ecuación general cuando el flujo de calor y las temperaturas de entrada y salida de las dos caras opuestas del cubo elemental parcialmente aislado *dx dy dz,* fueron constantes. Integrando la Ec. (2.14) cuando todas las variables salvo Q son independientes, la ecuación del estado estable es

$$Q = \frac{kA}{L}\Delta t \tag{2.24}$$

Dadas las temperaturas existentes en las superficies fría y caliente de la pared, respectivamente, el flujo de calor puede ser computado usando esta ecuación. Puesto que kA/L es la conductancia, su recíproco R es la resistencia al flujo de calor, *o* $R = L/kA(h)$ (°F)/Btu.

EJEMPLO 2.1. **Flujo de calor a través de una pared.** Las caras de una pared de 6 plg de grueso que miden 12 × 16 pies, deberán mantenerse a 1500 y 300°F, respectivamente. La pared está hecha de ladrillo de caolín aislante. ¿Cuánto calor se pierde por la pared?

Solución. La temperatura promedio de la pared será de 900°F. De la Tabla 2 del Apéndice, la conductividad térmica a 932°F es 0.15 Btu/(h)(pie²)(°F)/(pie). Extrapolando este valor a 900°F no habrá cambio apreciable.

$$Q = \frac{kA}{L}\Delta t$$

Donde $\Delta t = 1500 - 300 = 1200°F$
$A = 16 \times 12 = 192$ pies²
$L = 6/12 = 0.5$ pies

$$Q = 0.15 \times \frac{192}{0.5} \times 1200 = 69200 \text{ Btu/h}$$

Flujo **de calor a través de una pared compuesta: resistencias en serie.** La Ec. (2.24) es de interés cuando la pared consiste de varios materiales colocados juntos en serie, tales como en la construcción de un horno o cámara de combustión. Usualmente se emplean varios tipos de ladrillo refractario, puesto que aquéllos que son capaces de resistir las altas temperaturas interiores son más frágiles y caros que los que se requieren cerca de la superficie externa, donde las temperaturas son considerablemente menores. Refiriéndonos a la Fig. 2.5, se colocan tres diferentes materiales refractarios en serie, indicados por los suscritos *a, b,* c. Para la pared total

$$Q = \frac{\Delta t}{R} \tag{2.25}$$

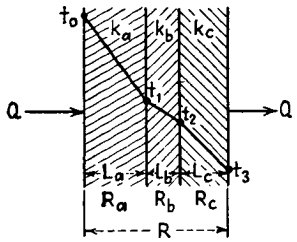


FIG. 2.5. Flujo de calor a través de una pared compuesta

El flujo de calor en Btu/h a través del material *a* debe vencer la resistencia R_a, pero al pasar a través del material *a* el calor también pasa a través de los materiales *b* y c en serie. El calor entrando en la cara izquierda debe ser igual al calor que sale en la cara derecha, puesto que el estado estable sanciona el almacenamiento de calor. Si R_a, R_b y R_c son diferentes, como resultado de diferente conductividad y grosor, la razón de la diferencia de temperatura a través de cada capa a su resistencia, deberá ser la misma que la razón de la diferencia total de temperatura a la resistencia total, 0

$$Q = \frac{\Delta t}{R} = \frac{\Delta t_a}{R_a} = \frac{\Delta t_b}{R_b} = \frac{\Delta t_c}{R_c} \tag{2.26}$$

Para cualquier sistema compuesto que use temperaturas reales

$$Q = \frac{\Delta t}{R} = \frac{t_0 - t_1}{R_a} = \frac{t_1 - t_2}{R_b} = \frac{t_2 - t_3}{R_c} \tag{2.27}$$

Reacomodando y sustituyendo

$$Q = \frac{\Delta t}{R} = \frac{t_0 - t_3}{(L_a/k_aA) + (L_b/k_bA) + (L_c/k_cA)} \tag{2.28}$$

EJEMPLO 2.2. **Flujo de calor a través de paredes compuestas** La pared de un horno está construida de tres capas de ladrillo. La interior se construye de 8 plg de ladrillo refractario, k = 0.68 Btu/(h)(pie²)(°F/pie), seguida de 4 plg de ladrillo aislante, k = 0.15, y una capa externa de 6 plg de ladrillo de construcción, k = 0.40. El horno opera a 1600°F y se sabe que la pared externa puede ser mantenida a 125°F circulando aire. ¿Cuánto calor se perderá por pie² de superficie y cuáles son las temperaturas en las interfases de las capas'

Solución.

Para el refractario, $R_a = L_a/k_aA$ = 8/12 X 0.68 X 1 = 0.98 (h)(°F)/(Btu)
Ladrillo aislante, $R_b = L_b/k_bA$ = 4/12 × 0.15 × 1 = 2.22
Ladrillo de construcción. $R_c = L_c/k_cA$ = 6/12 X 0.40 X 1 = 1.25
R = 4.45

Pérdida de calor/pie² de pared, $Q = \Delta t/R$ = (1600 − 125)/4.45 = 332 Btu/h
Para las capas individuales,

At =QR y At, = QR., etc.
At. = 332 × 0.98 = 325°F t_1 = 1600 − 325 = 1275°F
Δt_b = 332 × 2.22 = 738°F t_2 = 1275 − 738 = 537°F

EJEMPLO 2.3. Flujo de calor a través de paredes compuestas con franja de aire. Para ilustrar la pobre conductividad de un gas, supóngase que se dej6 una franja de aire de 1/4 plg entre el ladrillo aislante y el ladrillo refractario. ¿Cuánto calor se perderá a través de la pared si las temperaturas interiores y exteriores se mantienen constantes?

Solución. De la Tabla 5 del Apéndice, el aire a 572°F tiene una conductividad de 0.265 Btu/(h)(pie²)(°F/pie), esta temperatura es suficientemente cercana a los rangos del problema.

$$R_{aire} = 0.25/12 \times 0.0265 = 0.79 \text{ (h)(°F)/Btu}$$
$$R = 4.45 + 0.79 = 5.24$$
$$Q = \frac{1600 - 125}{5.24} = 281 \text{ Btu/h}$$

Se puede observar que en una pared de 18 plg de grueso una franja de aire en reposo, de solamente 1/4 plg de grueso, reduce la pérdida de calor en 15%.

Flujo de calor a través de la pared de un tubo. En el paso del calor a través de una pared plana, el área a través de la cual el calor fluye, es constante en toda la trayectoria del flujo de calor. Refiriéndonos a la Fig. 2.6 que muestra un tubo de unidad de longitud, el

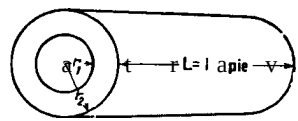


FIG. 2.6. Flujo de calor a través de la pared de un tubo

área de la trayectoria del flujo de calor a través de la pared del tubo aumenta con la distancia de la trayectoria desde r_1 a r_2. El área a cualquier radio r es dada por $2\pi r1$, y si el calor fluye hacia afuera del cilindro el gradiente de temperatura para el incremento de longitud dr es dt/dr. La ecuación (2.14) se transforma en

$$q = 2\pi rk\left(-\frac{dt}{dr}\right) \qquad \text{Btu/(h)(pie lineal)} \qquad (2.29)$$

Integrando

$$t = -\frac{q}{2\pi k}\ln r + C_1 \qquad (2.30)$$

Donde $r = r_i$, y $t = t_i$, y cuando $r = r_o$, y $t = t_o$; donde *i y o se* refieren a las superficies internas y externas respectivamente. Entonces

$$q = \frac{2\pi k(t_i - t_o)}{2.3 \log r_o/r_i} \qquad (2.31)$$

y si D es el diámetro

$$\frac{r_o}{r_i} = \frac{D_o}{Di}$$

Refiriéndonos a la Fig. 2.7, donde se trata de una resistencia cilíndrica compuesta,

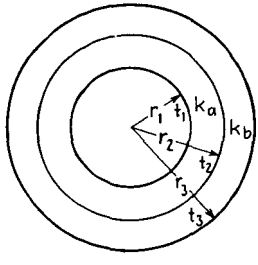


FIG. 2.7. Resistencia cilíndrica *en* serie

$$t_1 = t_2 + \frac{2.3q}{2\pi k_a}\log\frac{D_2}{D_1} \qquad (2.32)$$

$$t_2 = t_3 + \frac{2.3q}{2\pi k_b}\log\frac{D_3}{D_2} \qquad (2.33)$$

Sumando,

$$t_1 - t_3 = \frac{2.3q}{2\pi k_a}\log\frac{D_2}{D_1} + \frac{2.3q}{2\pi k_b}\log\frac{D_3}{D_2} \qquad (2.34)$$

EJEMPLO 2.4. Flujo de calor a través de la pared de un tabo. Un tubo de vidrio tiene un diámetro exterior de 6.0 plg y un diámetro interior de 5.0 plg. Se usará para transportar un fluido que mantiene la superficie interna a 200°F. Se espera que la parte externa del tubo se mantenga a 175°F. ¿Cuál será el flujo de calor?

Solución : $k = 0.63$ Btu/(h)(pie²)(°F/pie)(Apéndice Tabla, 2).

$$q = \frac{2\pi k(t_i - t_o)}{2.3 \log D_o/D_i} = \frac{2 \times 3.14 \times 0.63(200 - 175)}{2.3 \log 6.0/5.0} = 538 \text{ Btu/pie lineal}$$

Si el diámetro interior del cilindro es mayor que 0.75 del diámetro externo, se puede usar el promedio de los dos. Entonces, para un pie de longitud

$$q = \frac{\Delta t}{R} = \frac{\text{At}}{L_a/k_a A_m} = \frac{t_1 - t_2}{\dfrac{(D_2 - D_1)/2}{\pi k_a (D_1 + D_2)/2}} \qquad (2.35)$$

donde $(D_2 - D_1)/2$ es el grueso del tubo. Dentro de las limitaciones establecidas para la razón D_2/D_1, la Ec. (2.35) diferirá de la Ec. *(2.34)* por cerca de 1%. De hecho, hay 1.57 pies² de superficie externa por pie lineal y **1.31** pie² de superficie interna. La perdida de calor por pie² es 343 Btu/h basados en la superficie externa y 411 Btu/h basados en la superficie interna.

Pérdida de calor de una tubería. En los ejemplos precedentes se supuso que la superficie externa fría podía mantenerse a una temperatura definida. Sin esta suposición, los ejemplos serían indeterminados, puesto que tanto Q y At serían desconocidas e independientes en una sola ecuación. En realidad, las temperaturas asignadas a la pared exterior dependen no solamente de las resistencias entre las superficies calientes y frías, sino también en la habilidad de la atmósfera más fría que lo rodea para remover el calor que llega a la superficie externa. Considere un tubo como el que se muestra en la Fig. 2.8, cubierto con un aislante de lana mineral y que lleva vapor a la temperatura t_s considerablemente arriba de la temperatura atmosférica, t_a. La diferencia total de temperatura que origina el flujo de calor hacia afuera del tubo es $t_s - t_a$. Las resistencias al flujo de calor tomadas en orden son (1) la resistencia del vapor al condensarse y dar su calor a la superficie interna del tubo, resistencia que experimentalmente se ha encontrado muy pequeña, de manera que t_s y t'_s son casi las mismas; (2) la resistencia del tubo metálico, que es muy pequeña, excepto para tuberías gruesas, de manera que t'_s y t''_s son casi las mismas; (3) la resistencia del

aislante de lana mineral, y (4) la resistencia del aire que lo rodea para eliminar el calor de la superficie externa. Esta última es apreciable, aun cuando la remoción de calor se efectúa por convección natural del aire ambiente en adición a la radiación; y tiene como origen la diferencia de temperatura entre la superficie exterior y el aire frío. La convección natural resulta del entibiamiento del aire

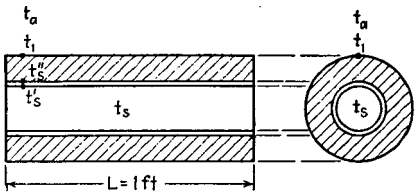


FIG. 2.8. Pérdida de calor de un tubo aislado

adyacente a la tubería, por lo tanto, reduce su densidad. El aire tibio sube y continuamente se reemplaza por aire frío. Los efectos combinados de la convección natural y la radiación no pueden ser representados por el término convencional de resistencia $R_a = L_a/K_aA$, puesto que L_a es indefinida y la conductancia del aire se suplementa simultáneamente por la transferencia de calor por radiación. Experimentalmente, se puede crear una diferencia de temperatura entre una superficie exterior conocida y el aire, y el calor que pasa de la superficie exterior al aire puede determinarse de mediciones hechas en el flujo que fluye por la tubería. Teniendo Q, A, y Δt, se obtiene la resistencia combinada de ambos efectos como el cociente $\Delta t/Q$. El flujo de calor de una tubería al aire ambiente usualmente es una pérdida y, por lo tanto, es deseable reportar el dato como ***unidad de conductancia*** k/L Btu/(h)(pie^2 de superficie externa) (°F de diferencia de temperatura). La conductancia unitaria es el recíproco de la ***resistencia unitaria*** L/k, en lugar del recíproco de la resistencia para la superficie total L/kA. En otras palabras, es la conductancia por pie cuadrado de superficie de flujo de calor en lugar de la conductancia de la superficie total. La resistencia unitaria tiene las dimensiones de (h) (pie^2) (°F/Btu). El recíproco de la resistencia unitaria, h_a, tiene las dimensiones de Btu/(h)(pie^2), (°F) y muchas veces se designa como ***coeficiente superficial*** de transferencia de calor. En la Fig. 2.9 se han graficado los coeficientes superficiales de transferencia para tubos de diferentes diámetros y temperaturas de superficie hacia aire ambiente a 70°F. Esta gráfica está basada en

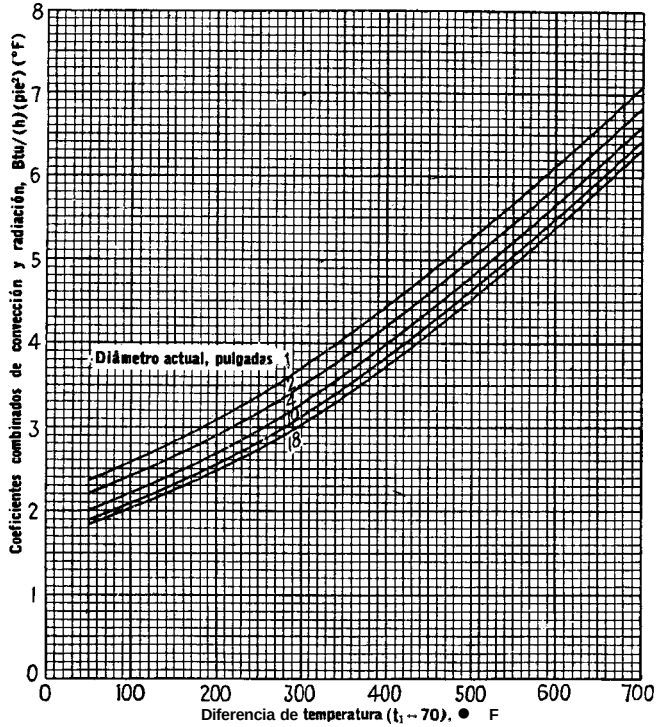


FIG. 2.9. Transferencia de calor por convección y radiación de tubos horizontales a temperatura t_1 a aire a 70°F

los datos de **Heilman,**[4] que han sido confirmados por experimentos posteriores de **Bailey** y **Lyell.**[5]

Las cuatro resistencias ya discutidas en forma de ecuación, son:

Condensación del vapor :

$$q = h_s \pi D'_s (t_s - t'_s) \qquad (1.2)$$

Pared del tubo:

$$q = \frac{2\pi k_b}{2.3 \log D''_s/D_s} (t'_s - t''_s) \qquad (2.31)$$

Aislante :

$$q = \frac{2\pi k_c}{2.3 \log D_1/D''_s} (t''_s - t_1) \qquad (2.31)$$

[4] **Heilman, R. H.,** *Ind. Eng. Chem., 16, 445452* **(1924).**
[5] **Bailey, A., y N. C. Lyell,** ***Engineering,*** **147, 60-62 (1939).**

Radiación y convección al aire:

$$q = h_a \pi D_1 (t_1 - t_a) \tag{1.2}$$

Combinando

$$t_s - t_a = q\left(\frac{1}{h_s \pi D_s'} + \frac{2.3}{2\pi k_b} \log \frac{D_s''}{D_s'} + \frac{2.3}{2\pi k_c} \log \frac{D_1}{D_s''} + \frac{1}{h_a \pi D_1}\right)$$

El término dentro del paréntesis son las cuatro resistencias, y de éstas, las primeras dos usualmente se desprecian. La ecuación se reduce a

$$q = \frac{\pi(t_s - t_a)}{\frac{2.3}{2k_c} \log \frac{D_1}{D_s''} + \frac{1}{h_a D_1}}$$

De la abscisa de la Fig. 2.9 se ve que h_a depende no sólo de la diferencia de temperatura, sino de las temperaturas actuales en el exterior del aislante y del aire. Su recíproco es también una de las resistencias necesarias para el cálculo de la diferencia total de temperatura, por lo tanto, el coeficiente de superficie h_a no puede ser computado, excepto por métodos de prueba y error.

EJEMPLO 2.5. Pérdida de calor de una tubería al aire. Un tubo de acero de 2 plg (dimensiones en la Tabla ll del Apéndice) lleva vapor a 300°F. Se recubre con ½ plg de lana mineral, $k = 0.033$, el aire ambiente está a 70°F. ¿Cuál será la pérdida de calor por pie lineal?

Solución. Suponga $t_1 = 150°F$, $t_1 - 70 = 80°F$, $h_a = 2.23$ Btu(h)(pie²)(°F)

$$q = \frac{3.14(300 - 70)}{\frac{2.3}{2 \times 0.033} \log \frac{3.375}{2.375} + \frac{1}{2.23 \times 3.375/12}} = 104.8 \text{ Btu/(h)(pie lineal)}$$

Check entre t_s y t_1 puesto que $\Delta t/R = \Delta t_c/R_c$.

$$q = 104\ 8 = \frac{2 \times 3.14 \times 0.033(300 - t_1)}{2.3 \log 3.375/2.375}$$

$$t_1 = 123.5°F \text{ No } \textit{check}$$

Suponga $t_1 = 125°F$, $t_1 - 70 = 55°F$, $h_a = 2.10$ Btu/(h)(pie²)(°F).

$$q = \frac{3.14(300 - 70)}{\frac{2.3}{2 \times 0.033} \log \frac{3.375}{2.375} + \frac{1}{2.10 \times 3.375/12}} = 103.2 \text{ Btu/(h)(pie lineal)}$$

Check entre t_s y t_1.

$$q = 103\ 2 = \frac{2 \times 3.14 \times 0.033(300 - t_1)}{2.3 \log 3.375/2.375}$$

$$t_1 = 1258°F \ \textit{Check}$$

La pérdida total de calor q parece no variar significativamente para los diferentes valores supuestos para t_1. **Esto se debe a que la mayor resistencia al flujo de calor la ofrece el aislante y no el pequeño coeficiente de superficie. Cuando la variación de q es considerable para diferentes temperaturas supuestas de t_1, esto indica un aislante insuficiente.**

Pérdida máxima de calor a través de un tubo aislado. Podría aparecer a primera vista que entre más grueso sea el aislante menor será la pérdida total de calor. Esto es verdadero siempre para aislantes planos, pero no para aislamientos curvos. Considérese un tubo con capas sucesivas de aislamiento cilíndrico. A medida que el grueso del aislante se aumenta, la superficie de la que el calor debe ser removido por el aire aumenta y la pérdida total de calor puede aumentar si el área aumenta más rápidamente que la resistencia. Refiriéndonos a la Fig. *2.10,* la resistencia del aislante por Pie lineal de tubería es

$$R_b = \frac{1}{2\pi k_b} \ln \frac{r}{r_1} \tag{2.36}$$

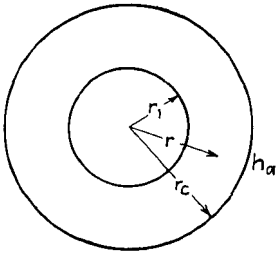


FIG. 2.10. El radio crítico

y la resistencia del aire por pie lineal de tubería, aun cuando es función de la superficie y de la temperatura del aire, es dada por

$$R_a = \frac{1}{h_a 2\pi r} \tag{2.37}$$

La resistencia es un mínimo y la perdida de calor un máximo, cuando las derivadas de la suma de la resistencia R con respecto al radio r se hace igual a cero.

$$\frac{dR}{dr} = 0 = \frac{1}{2\pi k_b} d \ln \frac{r}{r_1} + \frac{1}{h_a 2\pi} d \frac{1}{r} \tag{2.38}$$

$$= \frac{1}{2\pi k_b r} - \frac{1}{h_a 2\pi r^2}$$

A la máxima perdida de calor $r = r_c$, el radio crítico, o,

$$r_c = \frac{k_b}{h_a} \tag{2.39}$$

En otras palabras, la máxima pérdida de calor por una tubería tiene lugar cuando el radio crítico es igual a la razón de la conductividad térmica del aislante al coeficiente de superficie de transferencia de calor. Esta razón tiene las dimensiones de pies. Es de desear mantener el radio crítico tan pequeño como sea posible, de manera que la aplicación del aislante proporcione una reducción y no un aumento en la pérdida de calor por una tubería. Esto, obviamente, se puede lograr usando un material aislante de baja conductividad, de manera que el radio crítico sea menor que el radio de la tubería, 0, $r_c < r_1$.

Grueso óptimo del aislante.- El **grueso** óptimo **de** un aislante se puede determinar por consideraciones puramente económicas. Si un tubo descubierto fuera a conducir un fluido caliente, habría cierta pérdida de calor por hora cuyo valor podría determinarse del costo de producir los Btu en la planta generadora. A menor pérdida de calor, mayor grueso del aislante y mayor costo inicial, y mayores cargos fijos anuales (mantenimiento y depreciación), los que deben añadirse a la perdida anual de calor. Los cargos fijos en el aislante de la tubería serán de cerca de 15 a 20% del costo inicial del aislante instalado. Suponiendo cierto número de gruesos de aislante y sumando los cargos fijos al valor de la pérdida de calor, se obtendrá un costo mínimo y el grueso correspondiente a él será el grueso óptimo económico del aislante. La forma de este análisis se muestra en la Fig. 2.11. La parte más difícil es obtener datos confiables de

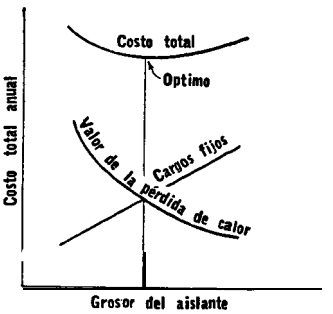


FIG. 2.11. Grueso óptimo de aislante

costos iniciales de instalación, puesto que varían ampliamente de planta a planta y con la cantidad de aislante que se aplique en una sola vez.

Solución gráfica de los problemas de conducción. Hasta aquí, en el tratamiento de la conducción, se han considerado solamente aquellos casos en los que la entrada de calor por pie cuadrado de superficie fue uniforme. También fue característica de esos casos, que la eliminación de calor por pie cuadrado de superficie fue también uniforme. Asimismo, esto fue cierto en el caso del cilindro, aun cuando las áreas internas y externas no fueron iguales. Algunos de los problemas comunes de conducción en el estado estable en sólidos, involucran la remoción o aplicación de calor en forma tal que no es uniforme sobre una superficie, y aun cuando la solución de tales problemas por análisis matemático es a menudo complicada, es posible obtener buenas aproximaciones gráficamente. El método empleado aquí es el de Awbery y Schofield [6] e investigadores anteriores.

Considere una sección de pared con marco de metal, como la que se muestra en la Fig. 2.12, con el lado ABC caliente a tempera-

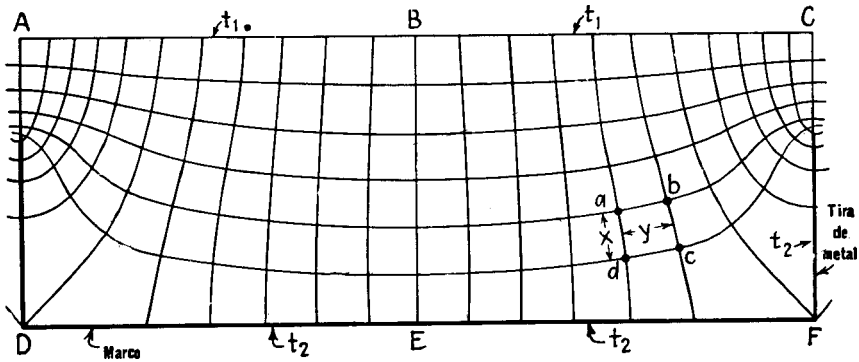


FIG. 2.12. Representación gráfica de conducción de calor

tura uniforme t_1. A intervalos regulares DF en el lado frío DEF, a temperatura uniforme t_2, se insertan tiras de metal que se sujetan al marco exterior y que alcanzan hasta las dos terceras partes del grosor de la pared. Puesto que el marco y las tiras de metal tienen una alta conductividad térmica comparada con el material de la pared misma, se puede considerar que tanto las tiras como el marco tienen casi la misma temperatura, Las líneas predominantemente

[6] Awbery, J. y F. Schofield, *Proc. Intern. Congr. Refrig.*, 5th *Congr.* 3. 591-610 (1929).

horizontales indicadas en el dibujo, representan planos isotérmicos perpendiculares al plano del dibujo. Consecuentemente, no hay flujo de calor que se deba considerar en la dirección perpendicular al plano del dibujo.

Ya que el dibujo es simétrico respecto a la linea vertical BE, considere únicamente la mitad derecha del dibujo limitado por *BCFE*. Suponga un número arbitrario de isotermas n_x en la dirección de B a E, de manera que, si k es constante, $\Delta t = n_x \Delta t_x$. Si k varía con t, entonces k At, $= \frac{1}{n_x} \int_1^2 k \, dt$. Entre mayor sea el número supuesto de isotermas, mayor será la precisión de la solución. En seguida, considere que el calor fluye de t_1 al metal a t_2 a través de n_1 fajas que emanan de *BC* y que forman la red Indicada. Ahora refiérase a cualquier pequeña porción de cualquier faja, tal como *abcd* de longitud x, y espesor medio y, donde $y = (ab + cd)/2$ y de profundidad $z = 1$ perpendicular al dibujo. El calor que entra a cada faja en estado estable, es Q_l. La ecuación de la conducción es entonces $Q_l = k(yz)\Delta t_x/x$. La diferencia de temperatura de una isoterma a la siguiente, naturalmente es la misma, y puesto que Q_l es constante para la faja, es evidente de la ecuación de conducción que la razón y/x debe también ser constante, aun cuando x y y puedan variar. La red del dibujo se construye de manera que, para cada cuadrilátero $x = y$, donde si x es pequeña se debe a que las isotermas se amontonan unas a otras debido a que la tira de metal remueve mucho calor. El flujo de calor por faja está dado entonces por

$$k \frac{(t_1 - t_2)}{n_x}.$$

El flujo total de calor desde *BC* requiere entonces $n_1 = Qn_x/k(t_1 - t_2)$ franjas, donde Q es el flujo total de calor. La Fig. 2.12 se construyó de esta manera empezando con seis isotermas.

Aun cuando las porciones individuales de la red no son ni cuadrados ni rectángulos, sus esquinas están a ángulos rectos, de acuerdo con el principio del estado estable de que el flujo de calor se efectúa siempre a ángulos rectos a las isotermas que representan la diferencia de temperatura. En la Fig. 2.12 se ve que se obtuvieron once fajas para cada mitad de la sección simétrica. Si las isotermas no fueran distorsionadas por la tira de metal, la porción *abcd* habría sido entonces cuadrada y el calor entrando por BC hubiera fluido normal a ella, y se hubieran requerido 8.3 fajas. La franja de metal es, por lo tanto, equivalente a aumentar la remoción de calor en un 33% . Cuando las tiras se colocan más cercanas unas a otras, la eliminación de calor aumenta.

PROBLEMAS

2.1. Un horno está encerrado por paredes hechas (de adentro hacia afuera) de 8 plg de ladrillo refractario de caolín, 6 plg de ladrillo de caolín aislante, y 7 plg de ladrillo de arcilla refractarla. ¿Cuál es la pérdida de calor por pie cuadrado de pared cuando el interior del horno se mantiene a 2 200°F y el exterior a 200°F?

2.2. La pared de un horno consiste en una serie de 7 plg de ladrillo refractario de caolín, 6 plg de ladrillo de caolín aislante, y suficiente ladrillo de arcilla refractaria para reducir las perdidas de calor a 100 Btu/(h)(pie^2) cuando las temperaturas del interior y del exterior son de 1 500°F y 100°F, respectivamente. ¿Qué grosor de ladrillo de arcilla refractaria deberá usarse? Si se deja una faja de aire de $\frac{1}{8}$ plg de grueso entre el ladrillo aislante y el ladrillo de arcilla refractaria sin que esto afecte su soporte estructural, ¿qué grosor de ladrillo aislante se requerirá?

2.3. La pared de un horno consiste de tres materiales aislantes en serie, 32% de ladrillo al cromo, ladrillo de magnesita y ladrillo refractario común ($k = 0.5$). Los ladrillos de magnesita no pueden resistir una temperatura mayor de 1 500°F, y los ladrillos comunes no mayor de 600°F. ¿Qué grosor de pared dará una pérdida de calor que no exceda a los 1 500 Btu/(h)(pie^2) cuando las temperaturas en las caras extremas son de 2 500 y 200°F, respectivamente?-

2.4. Un tubo de 6 plg IPS se cubre con tres resistencias en serie formadas del interior al exterior de $\frac{1}{2}$ plg de kapok, 1 plg de lana mineral y $\frac{1}{2}$ plg de magnesita molida aplicada como enjarre. Si la superficie interior se mantiene a 500°F y la exterior a 100°F, ¿cuál es la pérdida de calor por pie cuadrado de superficie externa del tubo?

2.5. Un tubo de 2 plg IPS de un proceso de refrigeración cubierto con $\frac{1}{2}$ plg de kapok, conduce salmuera con 25% de NaCl a 0°F y con un gasto de 30 000 lb/h. La superficie externa del kapok deberá mantenerse a 90°F. ¿Cuál es la ecuación para el flujo de calor'? Calcule la fuga de calor hacia el tubo y el aumento de temperatura del flujo en 60 pies de longitud de tubo.

2.6. Un horno cilíndrico vertical de 22 pies de diámetro, está envuelto en la parte superior por un domo hemisférico fabricado de ladrillo al cromo de 32%, de 8 plg de grueso. Derive una expresión para la conducción a través del domo. Cuando el interior y el exterior del domo hemisférico se mantienen a 1 600 y 300°F, respectivamente, ¿cuál es la perdida de calor por pie cuadrado de superficie interna del domo? ¿Cómo se compara la pérdida total de calor por el domo con la pérdida total de calor por un techo plano estructuralmente soportado y del mismo material yue se exponga a las mismas diferencias de temperatura?

2.7. Un tubo de acero de 4 plg de grueso que conduce vapor a 450°F se recubre con 1 plg de kapok recubierto con una plg de magnesita aplicada como enjarre. El aire exterior está a 70°F. ¿Cuál es la pérdida de calor del tubo por pie lineal?

2.8. Una tubería de 3 plg IPS conduce vapor desde la central de fuerza a la planta de proceso a una velocidad lineal de 8 000 pies/min. El vapor está

a 300 lb/plg², g, y la atmósfera a 70°F. ¿Qué porcentaje del flujo total de calor se pierde por el tubo descubierto por 1 000 pies de tubería? Si el tubo se recubre con la mitad del grueso de kapok y la otra mitad con asbesto, ¿cuál será el grosor total del aislante que reduzca la pérdida de calor a 2% de la pérdida de calor del tubo descubierto?

2.9. En una línea de vapor de 6 plg a 400°F, la resistencia unitaria para la condensación de vapor dentro de la pared del tubo se ha encontrado experimentalmente que es de 0.00033 (h)(pie²)(°F)/Btu. La línea se cubre con ½ plg de lana mineral y ½ plg de asbesto. ¿Cuál es el efecto de incluir la resistencia de condensación y de la tubería en el cálculo de la pérdida total de calor por pie lineal a aire atmosférico a 70°F?

NOMENCLATURA PARA EX CAPITULO 2

A	Area de flujo de calor, pie²
C_1, C_2	Constantes de integración
C_k	Constante de Sutherland
c_v	Calor específico volumétrico, Btu/(pie³)(°F)
c	Calor específico a presión constante, Btu/(lb)(°F)
D	Diámetro, pies
E	Voltaje 0 fuerza electromotriz
h_a	Coeficiente superficial de transferencia de calor, Btu/(h)(pie²)(°F)
I	Corriente, amperes
K	Conductividad eléctrica, l/ohm-pie
k	Conductividad térmica, Btu/(h)(pie²)(°F/pie)
L	Grosor de la pared o longitud de tubería. pies
n_l	Número de franjas de flujo de calor
n_z	Número de isotermas
Q	Flujo de calor, Btu/(h)
Q_l	Flujo de calor por franja, Btu/(h)
Q	Calor, Btu
q	Flujo de calor, Btu/(h)(pie lineal)
R	Resistencia al flujo de calor, (h)(°F)/Btu
R^ω	Resistencia al flujo eléctrico, ohms
r	Radio, pie
t	Temperatura en cualquier punto, °F.
At	Diferencia de temperatura que promueve el flujo de calor, °F.
T	Temperatura absoluta, °R
V	Volumen, pies³
x, y, z	Coordenadas de distancia, pies
γ	Cambio en conductividad térmica por grado
θ	Tiempo, h
ρ	Densidad, lb/pie³
σ	Resistividad, ohm-pie

CAPITULO 3

CONVECCION

Introducción. La transferencia de calor por convección se debe al movimiento del fluido. El fluido frío adyacente a superficies calientes recibe calor que luego transfiere al resto del fluido frío mezclándose con él. La convección libre o natural ocurre cuando el movimiento del fluido no se complementa por agitación mecánica. Pero cuando el fluido se agita mecánicamente, el calor se transfiere por convección forzada. La agitación mecánica puede aplicarse por medio de un agitador, aun cuando en muchas aplicaciones de proceso se induce circulando los fluidos calientes y fríos a velocidades considerables en lados opuestos de tubos. Las convecciones libre y, forzada ocurren a diferentes velocidades, la última es la más rápida y por lo tanto, la más común. Los factores que promueven altas transferencias para la convección forzada, no necesariamente tienen el mismo efecto en la convección libre. Es propósito de este capítulo establecer un método general para obtener las razones de transferencia de calor particularmente en presencia de convección forzada.

Coeficientes de película. Se vio que en el flujo de calor de una tubería al aire, el paso de calor hacia el aire no se efectuó solamente por convección, en lugar de esto, el flujo se efectúa parcialmente por radiación y parcialmente por convección libre. Existía una diferencia de temperatura entre la superficie de la tubería y la temperatura *promedio* del aire. Puesto que la distancia de la superficie del tubo hasta la región del aire a temperatura promedio es indefinida, la resistencia no se puede computar usando $R_a = L_a/k_aA$, usando k para el aire. Sino que la resistencia debe determinarse experimentalmente midiendo apropiadamente la temperatura de la superficie del tubo, la temperatura del aire y el calor transferido desde el tubo, según la cantidad de vapor que se condense en él. La resistencia de la superficie completa se computó entonces de

$$R_a = \frac{\Delta t_a}{Q} \qquad (\mathrm{h})(^\circ\mathrm{F})/\mathrm{Btu}$$

Si se desea, L_a puede también calcularse a partir de este valor de R_a y sería la longitud de una capa de aire ficticia de conducción, equivalente a la resistencia combinada de conducción, convección libre y radiación. La longitud de la película es de poco significado, aun cuando el concepto de película ficticia encuentra numerosas aplicaciones. En lugar de esto, es preferible trabajar directamente con el recíproco de la resistencia unitaria h, que tiene un origen experimental. Debido a que el uso de la resistencia unitaria L/k es mucho más común que el uso de la resistencia total de superficie L/kA, la letra R se usará ahora para designar L/k(h)(pie^2) (°F)/Btu y se llamará simplemente resistencia.

No todos los efectos de la conducción son necesariamente combinaciones de dos de ellos. Particularmente en el caso de convección libre o forzada a líquidos, y de hecho a muchos gases a temperaturas y diferencia de temperaturas moderadas, la influencia de radiación puede despreciarse y la resistencia experimental corresponde a convección forzada o libre, según el caso.

Considérese una pared de tubería con convección forzada de diferentes magnitudes en ambos lados del tubo, como se muestra en la Fig. 3.1. En el lado interior, el calor es depositado por un fluido

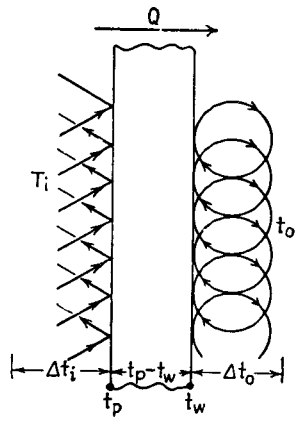


FIG. 3.1. Dos coeficientes de convección

caliente, y en el lado exterior el calor es recibido por un líquido frío. Cualquiera de las resistencias puede ser medida independientemente, obteniendo la diferencia de temperatura entre la superficie del tubo y la temperatura promedio del líquido. La transferencia de calor puede determinarse a partir del cambio de calor sensible en cualquiera de los fluidos y en la longitud del tubo en la cual ocurra trans-

ferencia de calor. Designando por R_i la resistencia interior, y la exterior por R_o; las temperaturas interiores y exteriores de la pared del tubo por t_p y t_w, y aplicando una expresión para el estado estable,

$$Q = \frac{A_i(T_i - t_p)}{R_i} = \frac{A_o(t_w - t_o)}{R_o} \tag{3.1}$$

donde T_i es la temperatura del fluido caliente en la parte interior y t_o la temperatura del fluido frío en el exterior. Reemplazando las resistencias por sus recíprocos h_i y h_o, respectivamente,

$$Q = h_i A_i \Delta t_i = h_o A_o \Delta t, \tag{3.2}$$

Los recíprocos de la resistencia de transferencia de calor tienen las dimensiones de Btu/ (h) (pie') ("F) de diferencia de temperatura, y se llaman *coeficientes individuales de película* o simplemente coeficientes *de película*.

Además de que el coeficiente de película es una medida del flujo de calor por unidad de superficie y por unidad de diferencia de temperatura, indica la razón o velocidad a la cual fluidos que tienen una variedad de propiedades físicas y bajo diferentes grados de agitación, transfieren calor. Hay otros factores que influencian los coeficientes de película, tales como el tamaño del tubo y si el fluido se considera o no que está dentro del tubo. Con tantas variables, y cada una teniendo su propio grado de influencia en la razón de transferencia de calor (coeficiente de película), es fácilmente comprensible por qué no hay una derivación racional que permita un calculo directo de los coeficientes de película. Por otra parte, no es práctico efectuar un experimento para determinar el coeficiente cada vez que se deba añadir o remover calor de un fluido. En lugar de esto, es deseable

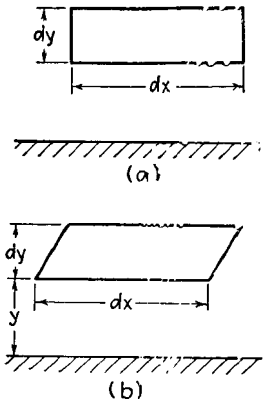


FIG. 3.2. Deformación de un fluido

estudiar algún método de correlación mediante el cual y con la ejecución de algunos experimentos básicos, con un amplio rango de variables, obtener relaciones que mantengan su validez para cualesquiera otras combinaciones de variables. El problema inmediato es establecer un método de correlación y luego aplicarlo a datos experimentales.

La viscosidad. No es posible avanzar demasiado en el estudio de convección y flujo de fluidos, sin definir una propiedad que tiene importantes conexiones con ambas, la ***viscosidad.*** Para evaluar esta propiedad mediante la dinámica de los fluidos, es necesario hacer dos suposiciones : (1) donde existe una interfase sólidolíquido, no hay corrimiento entre el sólido y el líquido, y (2) la regla de Newton : el esfuerzo de corte es proporcional al esfuerzo en dirección perpendicular al movimiento. Una partícula de líquido no sometido a esfuerzo, como se muestra en la Fig. 3.2*a*, adoptará la forma de la Fig. 3.2*b*, cuando una película de líquido se sujete al esfuerzo de corte. La razón del corte es proporcional al gradiente de velocidad ***du/dy***. Aplicando la regla de Newton, si τ es el esfuerzo de corte

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \tag{3.3}$$

donde μ es una constante de proporcionalidad o

$$\mu = \frac{\tau}{du/dy}$$

{ En los sólidos origina una deformación y es equivalente al modulo de elasticidad.
En los líquidos origina una deformación a un ritmo dado.

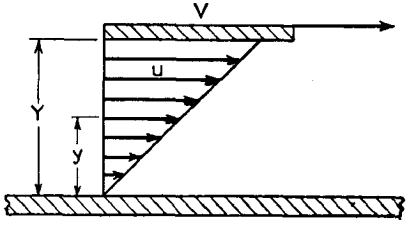


FIG. 3.3. Esfuerzo de corte en un líquido

Para evaluar μ refiérase la Fig. 3.3 donde el corte es producido manteniendo la película del líquido entre una placa estacionaria a una distancia Y de una placa móvil que se desplaza con velocidad V. En cualquier punto de la película la velocidad u es dada por u = Vy/Y.

$$\text{Razón de corte} = \frac{du}{dy} = \frac{V}{Y} \tag{3.3}$$

$$\tau = \mu \frac{V}{Y} \tag{3.4}$$

donde μ se llama viscosidad y V y Y tienen valores unitarios.

La fuerza real requerida para mover la placa es τA. Si F es libra-fuerza, L longitud, y θ tiempo, las dimensiones de viscosidad son

$$\mu = \tau \frac{Y}{V} = \frac{F}{L^2} \frac{L}{L/\theta} = \frac{F\theta}{L^2}$$

o usando libra-masa M, donde $F = Mg$ y $g = LP$, la aceleración de la gravedad

$$\mu = \frac{ML}{L^2\theta^2} \frac{L}{L/\theta} = \frac{M}{L\theta}$$

Cuando se evalúa en unidades métricas cgs se llama viscosidad *absoluta*.

$$\mu = \frac{\text{gramos-masa}}{\text{centímetros X segundo}}$$

A esta unidad se ha llamado poise en honor del científico francés Poiseuille. Esta es una unidad muy grande, y es costumbre usar y hablar de centipoise, o un centésimo de poise. En unidades de ingeniería su equivalente es definido por

$$\mu = \frac{\text{libra-masa}}{\text{pie x hora}}$$

Las viscosidades dadas en centipoises pueden convertirse a unidades de ingeniería multiplicando por 2.42. Esta unidad no tiene nombre. Otra unidad, la viscosidad cinemática, se usa también debido a que ocurre frecuentemente en sistemas físicos y produce gráficas de línea recta cuando se grafica viscosidad contra temperatura en coordenadas logarítmicas. La viscosidad cinemática es la viscosidad absoluta en centipoises dividida por la gravedad específica

$$\text{Viscosidad cinemática} = \frac{\text{viscosidad absoluta}}{\text{gravedad específica}}$$

La unidad de la viscosidad cinemática es el stokes, en honor del matemático inglés Stokes, y la centésima parte del stokes es el centistokes. La viscosidad puede determinarse directamente midiendo el tiempo de emisión de un dispositivo calibrado que tiene un orificio

y temperatura controlada. El más común de estos aparatos es el viscómetro de Saybolt, y el tiempo de emisión de una taza estándar a un recibidor estándar se mide en segundos y se registra como Segundos Saybolt Universal, S.S.U. Los factores de conversión del tiempo de emisión a centistokes para el viscómetro de Saybolt y de otro tipo, se dan en la Fig. 13.1

Transferencia de calor entre sólidos y fluidos: flujo laminar y flujo turbulento. El número de Reynolds. Cuando un líquido fluye en un tubo horizontal, puede hacerlo en forma de movimiento de torbellino no localizado conocido como flujo turbulento, como se muestra en la Fig. 3.4, graficando la velocidad local en la tubería vs. la distancia de su centro. Si la velocidad del líquido disminuye bajo cierto valor determinado, la naturaleza del flujo cambia y desaparece la turbulencia. Las partículas del fluido fluyen en líneas paralelas a lo largo del eje del tubo, esto se conoce como flujo laminar. Un experimento usado para la determinación visual del tipo de flujo, consiste de un tubo de vidrio a través del cual fluye agua. Se inyecta una corriente muy fina de anilina en el centro del tubo, y si la tinta permanece en el centro en una distancia razonable, es indicativo de flujo laminar. Son sinónimos de flujo lamina, flujo viscoso, o flujo paralelo. Experimentos adicionales han indicado que el flujo laminar procede como el deslizamiento de delgados cilindros concéntricos de líquido, uno dentro del otro, como se muestra en la Fig. 3.5. También se muestra que la distribución de las velocidades de los cilindros es parabólica con el máximo al centro aproximándose a cero en la pared del tubo.

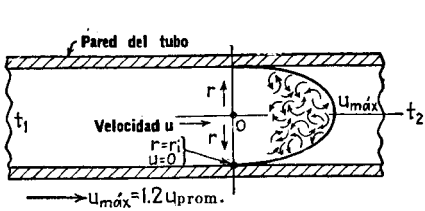


FIG. 3.4. Flujo turbulento en tubos

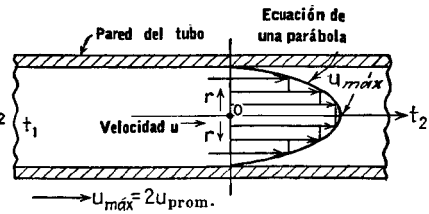


FIG. 3.5. Flujo laminar en tubos

Reynolds" observó que el tipo de flujo adquirido por un líquido que fluya dentro de un tubo, era influido por la velocidad, densidad y viscosidad del líquido, además del diámetro del tubo. Cuando estas variables se relacionan como el cociente $Du\rho/\mu$, llamado el

[1] El número de las figuras que no están precedidas con el número del capítulo. se encontrarán en el Apéndice.

[2] Reynolds, O., "Scientific Papers of Osborne Reynolds", Pág. 81, Cambridge University Press, London, 1901.

número de Reynolds, se encuentra que siempre existe flujo turbulento cuando el valor numérico de $Du\rho/\mu$ excede las cercanías de 2 300 y usualmente cuando excede 2 100. Por definición, la transferencia de calor por convección procede principalmente a resultas de mezcla, y mientras que este requerimiento parece ser satisfecho por el flujo turbulento, no lo es por el flujo laminar. El flujo laminar es, de hecho, una forma de conducción cuyo estudio se diferirá a un capítulo posterior. La velocidad a la que el calor es transferido hacia/o de un líquido a un tubo, es considerablemente menor en el flujo laminar que en el turbulento, y en la práctica industrial es casi siempre deseable evitar condiciones tales como la baja velocidad de un líquido que origina flujo laminar.

Análisis dimensional. El método de correlacionar cierto número de variables en una sola ecuación, expresando un efecto, se conoce como *análisis dimensional.* Ciertas ecuaciones que describen fenómenos físicos pueden obtenerse racionalmente de leyes básicas derivadas de experimentos. Un ejemplo de esto es el tiempo de vibración de un péndulo a partir de la segunda ley de Newton y la constante gravitacional. Otros efectos pueden describirse por ecuaciones diferenciales, y el curso o extensión del fenómeno se puede deducir por medio del cálculo. En la física elemental se encuentran numerosos ejemplos de este tipo. Hay otros fenómenos en los que hay insuficiente información para permitir la formulación, ya sea de las ecuaciones diferenciales o de una noción clara del fenómeno al cual se le puedan aplicar leyes fundamentales. Este último grupo debe ser estudiado experimentalmente, y la correlación de las observaciones es un acercamiento empírico a la ecuación. Las ecuaciones que pueden obtenerse teóricamente son también obtenidas de modo empírico, pero lo contrario no es cierto.

Bridgman [3] ha presentado y con mucho, la prueba más extensa de los principios matemáticos en los que se basa el análisis dimensional. Debido a que éste opera únicamente con las dimensiones de las variables, no se pueden producir resultados numéricos directos a partir de las variables, sino que se producen módulos por medio de los cuales los datos observados pueden combinarse y establecerse así la influencia relativa de las variables. Como tal, es una de las piedras fundamentales del estudio empírico. Establece que cualquier combinación de números y dimensiones, tales como cinco libras o cinco pies, poseen dos aspectos identificantes, uno de la pura magnitud (numérico) y otro cuantitativo (dimensional). Las *dimensiones fundamentales* son cantidades tales como longitud,

[3] Bridgman, P. W., "Dimensional Analysis", Yale University Press, New Haven, 1931

tiempo y temperatura, que son directamente medibles. Dimensiones derivadas son aquellas que se expresan en términos de las dimensiones fundamentales, tales como velocidad = longitud/tiempo, o densidad = masa/longitud³. Los resultados finales de un análisis dimensional pueden quedar establecidos como sigue: si una variable dependiente teniendo dimensiones dadas depende de alguna relación dentro de un grupo de variables, las variables individuales del grupo deben relacionarse de tal manera que las dimensiones netas del grupo sean idénticas con aquellas de la variable dependiente. Las variables independientes pueden estar también relacionadas de tal manera que las variables dependientes se definan por la suma de varios grupos diferentes de variables, en que cada grupo tenga las dimensiones netas de la variable dependiente. Como una ilustración muy simple, considérese la *ecuación de continuidad,* la que muy frecuentemente es escrita en los textos de física elemental y termodinámica en la forma de

$$w = \frac{ua}{v} \tag{3.5}$$

donde w = razón de flujo de fluido, peso/tiempo
u = velocidad del fluido en el conducto, longitud/tiempo
a = área transversal del conducto, longitud × longitud = longitud"
v = volumen específico, longitud × longitud × longitud/peso = longitud³/peso

¿Por qué la Ec. (3.5) tiene esta forma particular? u, a y v, deben estar de tal manera relacionadas que sus dimensiones netas sean las mismas que aquellas de la variable dependiente w, es decir, peso/tiempo. Una ecuación que comprenda números puros y dimensiones, debe estar correcta respecto a ambos. Comprobando las dimensiones solamente, escritas para las variables en la Ec. (3.5),

$$\frac{\text{Peso}}{\text{Tiempo}} = \frac{\text{longitud}}{\text{tiempo}} \times \text{longitud}" \times \frac{1}{\dfrac{\text{longitud}^3}{\text{peso}}} = \frac{\text{peso}}{\text{tiempo}} \tag{3.6}$$

Se ve que las dimensiones del lado izquierdo son idénticas con las dimensiones netas del grupo solamente cuando las variables de éste se arreglan en la forma particular indicada por la fórmula. Las tres variables independientes dan un resultado en peso/tiempo únicamente cuando se arreglan de la manera, ua/v ***Contrariamente, se puede deducir que la forma de una ecuación se determina únicamente por sus dimensiones;*** la forma que produce igualdad dimensional representa la necesaria interrelación entre las variables. Cualquier

ecuación física puede escribirse y evaluarse en términos de una serie de potencias que contengan todas las variables. Si no se conociera la forma en la ilustración anterior y se deseara encontrar la correlación que debe existir entre las variables w, u, a y v, se podría expresar por una serie de potencias

$$\phi(w, u, a, v) = \alpha w^b u^c a^d v^e + \alpha' w^{b'} u^{c'} a^{d'} v^{e'} + \cdots = 0 \qquad (3.7)$$

Los factores α y α' son constantes adimensionales de proporcionalidad. Puesto que las dimensiones de todos los términos consecutivos de las series son idénticos, no es necesario considerar ningún otro término además del primero. Según esto, se puede escribir

$$\phi'(w^b u^c a^d v^e) = 1 \qquad (3.8)$$

donde ϕ' indica la función. Haciendo arbitrariamente $b = -1$ de manera que w no aparezca en la ecuación final elevada a un exponente fraccionario,

$$w = \alpha u^c a^d v^e \qquad (3.9)$$

Sustituyendo dimensiones,

$$\frac{\text{Peso}}{\text{Tiempo}} = \alpha\left(\frac{\text{longitud}}{\text{tiempo}}\right)^c \times (\text{longitud}^2)^d \times \left(\frac{\text{longitud}^3}{\text{peso}}\right)^e \qquad (3.10)$$

Si un grupo de variables independientes establecen igualdad numérica con una variable dependiente, lo mismo sucede con sus dimensiones. La Ec. (3.6) estableceesta condición. Los exponentes c, d y e, deben asumir los valores necesarios para efectuar la igualdad dimensional entre el lado derecho y el izquierdo. El resto de la solución es meramente evaluar c, d, y e, por simple álgebra. Sumando los exponentes de las dimensiones de ambos lados y recordando que un exponente cero reduce un número a la unidad,

$$\begin{aligned} &\Sigma \text{ longitud}, \quad 0 = c + 2d + 3e \\ &\Sigma \text{ peso}, \quad\quad 1 = -e \\ &\Sigma \text{ tiempo}, \quad -1 = -c \end{aligned}$$

Resolviendo por la incógnita, d resulta ser + 1. Los tres exponentes son entonces c = + 1, d = + 1, y e = − 1. Sustituyendo esto en la Ec. (3.9)

$$w = \alpha u^{+1} a^{+1} v^{-1} = \alpha \frac{ua}{v} \qquad (3.11)$$

Ya que esta es una correlación exacta, el valor de la constante de proporcionalidad α es igual a 1.0 y

$$w = \frac{ua}{v}$$

Así, por métodos puramente algebraicos se ha establecido la forma correcta de la ecuación. Esto ha sido una ilustración en extremo elemental, en la cual todos los exponentes fueron números enteros y las variables dependientes e independientes se expresaron únicamente con tres clases de dimensiones: peso, longitud y tiempo. En los sistemas que involucran a la mecánica y al calor, es a menudo necesario emplear otras dimensiones como temperatura y una unidad' derivada de calor H, Btu o caloría.

En ingeniería mecánica y química es costumbre usar un conjunto de seis dimensiones. Fuerza F, calor H, longitud L, masa M, temperatura T, y tiempo θ. Sin embargo, una de las alternativas importantes oscila acerca de la unidad de fuerza y la unidad de masa. En la ilustración precedente se usó peso. La correlación será válida ya sea que se use la libra-masa o gramo-masa, o la libra-fuerza (poundal) o el gramo fuerza (dina), ya que el peso se trató siempre de la misma forma. Considere un sistema en el cual la masa es una dimensión fundamental como M, L, T y θ. De la ecuación de la aceleración, fuerza = masa X acelaración.

$$F = ML\theta^{-2}.$$

En otro sistema de dimensiones puede ser más conveniente considerar la fuerza como dimensión fundamental, en este caso, la masa se expresa por

$$M = FL\text{-}W.$$

Cuando algunas de las variables son expresadas comúnmente en unidad de fuerza, tal como la presión FL-", y otras variables por unidades de masa tal como la densidad M/L^{-3}, es necesario introducir una constante dimensional en la serie antes de resolver por los exponentes. La constante que relaciona a M y F naturalmente tiene las dimeniones de la constante de aceleración gravitacional $L\theta^{-2}$. También se presenta una situación similar cuando se describe un fenómeno por el cual hay cambios de trabajo o de energía cinética en el sistema. Algunas variables pueden ordinariamente expresarse en términos de pie-libra (fuerza-libra X pie) y otros en términos de energía calorífica tales como el Btu. Se debe introducir un factor de conversión que es el calor equivalente del trabajo, para convertir FL a H o viceversa. La constante es el equivalente de energía cinética

TABLA 3.1. DIMENSIONES Y UNIDADES

Dimensiones: * Fuerza = F, calor = H, longitud = L, masa = M, temperatura = T, tiempo = θ. La fuerza-libra es el poundal, la fuerza-gramo es la dina

Símbolo	Cantidad: unidades consistentes métricas y de ingeniería	Dimensiones
g	Aceleración de la gravedad, pie/h², cm/seg²	L/θ^2
A	Area o superficie, pies², cm²	L^2
H	Calor, Btu, cal	H
c	Calor específico, Btu/(lb)/(°F), cal/(g)(°C)	$HIMT$
β	Coeficiente de expansión térmica, 1/°F, 1/°C	$1/T$
k	Conductividad térmica, Btu/(h)(pie²)(°F)/(pie), cal/(seg)(cm²)(°C cm)	$H/LT\theta$
K_H	Conversión de energía cinética a calor	$ML^2/H\theta^2$
K_M	Conversión de fuerza a masa	$ML/F\theta^2$
ρ	Densidad, lb/ pie³, g/ cm³	M/L^3
D	Diámetro, pie, cm	L
α	Difusividad térmica, pie²h , cm²/seg	L^2/θ
k_d	Difusividad (volumétrica), pie²/h, cm²/seg	L^2/θ
J	Equivalente mecánico del calor (fuerza-libra) (pie) /Btu, (fuerza-gramo)(cm)/cal	FL/H
τ	Esfuerzo, fuerza-libra/pie², fuerza-gramo/cm²	F/L^2
W	Flujo de masa, lb/h, g/seg	M/θ
F	Fuerza, fuerza-libra (poundal) , fuerza-gramo (dina)	F
L	Longitud, pie, cm	L
W	Masa, lb, g	M
$P0$	Potencia, (fuerza-libra)(pie) /h (fuerza-gramo)(cm)/seg	FL/θ
P	Presión, fuerza-libra/pie², fuerza-gramo/cm²	F/L^2
r	Radio, pie, cm	L
T	Temperatura, °F, °C	T
σ	Tensión superficial, fuerza-libra/pie, fuerza-gramo/cm	F/L
θ	Tiempo h, seg	θ
w_0	Trabajo (fuerza-lb)(pie), (fuerza-g)(cm)	FL
R_t	Resistividad térmica, (°F)(pie)(h)/Btu, (°C)(cm)(seg)/cd	$LT\theta/H$
u	Velocidad, pie/h, cm/seg	L/θ
G	Velocidad de masa, lb/(h)(pie²), g/seg(cm²)	$M/\theta L^2$
μ_g	Viscosidad, (fuerza-lb) (h)/pie², (fuerza-g) (seg) /cm²	$F\theta/L^2$
μ	Viscosidad absoluta, lb/(pie)(h), g/(cm)(seg)	$M/L\theta$
v	Volumen específico, pie³/lb, cm³/g	L^3/M

* Para un sistema sin cambios de calor éstos se reducen automáticamente a $FLM\theta$.

del calor $ML^2/H\theta^2$. Cierto número de variables comunes y constantes dimensionales se dan en la Tabla 3.1 junto con sus dimensiones netas en un sistema de seis dimensiones. Se incluyen conjuntos típicos de unidades métricas y de ingeniería.

Análisis de la forma de la ecuación de flujo de fluidos. Cuando un fluido incompresible fluye en un tubo horizontal uniforme, con

un gasto de masa uniforme, la presión del fluido disminuye a lo largo de la tubería debido a la fricción. Esto comúnmente se llama la cuida de *presión* del sistema ΔP. La caída de presión por unidad de longitud se expresa como el gradiente *de presión* dP/dL, el cual se ha encontrado experimentalmente que está influido por las siguientes propiedades del tubo y del fluido: diámetro D, velocidad u, densidad del fluido ρ, viscosidad μ. ¿Qué relación existe entre el gradiente de presión y las variables?

Solución. La presión tiene las dimensiones de fuerza/área, mientras que la densidad se expresa por masa/volumen, de manera que la constante dimensional que relacione a M y F debe ser incluida, $K_M = ML/F\theta^2$. El mismo resultado puede alcanzarse incluyendo la constante de aceleración g junto con las variables anteriores. Mientras la viscosidad se determina experimentalmente como un efecto de fuerza y tiene las dimensiones de $F\theta/L^2$, es una unidad muy pequeña, y es más común en las ciencias de ingeniería usar la viscosidad absoluta $M/L\theta$, en la cual la conversión de fuerza a masa ha sido llevada a cabo.

Usando el mismo método de notación que antes,

$$\frac{dP}{dL} \propto D, u, \rho, \mu, K_M \tag{3.12}$$

$$\frac{dP}{dL} = \alpha D^a u^b \rho^c \mu^d K_M^e \tag{3.13}$$

Sustituyendo dimensiones y haciendo arbitrariamente el exponente de $dP/dL = 1$,

$$\frac{F}{L^3} = \alpha(L)^a \left(\frac{L}{\theta}\right)^b \left(\frac{M}{L^3}\right)^c \left(\frac{M}{L\theta}\right)^d \left(\frac{ML}{F\theta^2}\right)^e \tag{3.14}$$

Sumando exponentes

$$\Sigma F, \quad 1 = -e$$
$$LL, \quad -3 = a + b - 3c - d + e$$
$$\Sigma M, \quad O = c + d + e$$
$$\Sigma\theta, \quad 0 = - b - d - 2 e$$

Resolviendo simultáneamente

$$a = - l - d$$
$$b = 2 - d$$
$$c = l - d$$
$$d = d$$
$$e = -1$$

Sustituyendo en Ec. (3.13)

$$\frac{dP}{dL} = \alpha D^{-1-d} u^{2-d} \rho^{1-d} \mu^d K_M^{-1} = \frac{\alpha u^2 \rho}{D K_M} \left(\frac{Du\rho}{\mu} \right)^{-d} \tag{3.15}$$

donde α y $-d$ deben evaluarse de datos experimentales. Un término conveniente de uso casi universal en ingeniería es la masa *velocidad* G, que es idéntica con $u\rho$ y corresponde al peso del flujo por pie cuadrado del área de flujo. Para obtener la caída de presión de la Ec. (3.15), reemplace $d\rho$ por ΔP, dL por la longitud de la tubería L, o AL, y sustituya K_M por su equivalente g

$$\Delta P = \frac{\alpha G^2 L}{D \rho g} \left(\frac{DG}{\mu} \right)^{-d} \tag{3.16}$$

donde $Du\rho/\mu$ o DG/μ es el número de Reynolds.

Análisis de la forma de la ecuación de convección forzada. La razón de transferencia de calor por convección forzada a un fluido incompresible que viaja en flujo turbulento por una tubería de diámetro uniforme a flujo de masa constante, se ha encontrado que es influida por la velocidad u, densidad ρ, calor específico c, conductividad térmica k, viscosidad μ, así como por el diámetro interno de la tubería D. La velocidad, viscosidad, densidad y diámetro, afectan el grueso de la película del fluido en la pared del tubo a través de la cual el calor debe ser conducido primero, también tienen infuencia sobre el grado de mezcla del fluido. k es la conductividad térmica del fluido, y el calor específico refleja la variación del promedio de la temperatura del fluido como resultado de la absorción uniforme de calor. ¿Qué relación hay entre el coeficiente de película o régimen de transferencia de calor $h_i = H/\theta L^2 T$ [tal como Btu/(h) (pie²) (°F)] y las otras variables?

Solución. No se conoce si todos los términos de energía serán expresados mecánica o térmicamente por las dimensiones de variables, de manera que la constante dimensional $K_H = ML^2/H\theta^2$ debe incluirse. Si todas las dimensiones se combinan para dar únicamente cantidades térmicas tales como Btu, que aparecen en las dimensiones de h_i, el exponente de K_H en las series deberá ser cero, y la constante se reducirá dimensionalmente a 1.0, un número puro.

$$h_i \propto u, \rho, c, D, k, \mu, K_H$$

$$h_i = \alpha u^a \rho^b c^d D^e k^f \mu^g K_H^i \tag{3.17}$$

$$\frac{H}{\theta L^2 T} = \alpha \left(\frac{L}{\theta} \right)^a \left(\frac{M}{L^3} \right)^b \left(\frac{H}{MT} \right)^d (L)^e \left(\frac{H}{\theta LT} \right)^f \left(\frac{M}{L\theta} \right)^g \left(\frac{ML^2}{H\theta^2} \right)^i \tag{3.18}$$

Sumando exponentes,

$$\Sigma H, \quad 1 = d + f - i$$
$$\Sigma L, \quad -2 = a - 3b + e - f - g + 2i$$
$$\Sigma M, \quad 0 = b - d + g + i$$
$$\Sigma T, \quad -1 = -d - f$$
$$\Sigma \theta, \quad -1 = -a - f - g - 2i$$

Resolviendo simultáneamente,

$$a = a$$
$$b = a$$
$$d = 1 - f$$
$$e = a - 1$$
$$f = f$$
$$g = 1 - f - a$$
$$i = 0$$

Sustituyendo,

$$h_i = \alpha u^a \rho^a c^{1-f} D^{a-1} k^f \mu^{1-f-a} K_H^0 \tag{3.19}$$

o agrupando términos,

$$\frac{h_i D}{k} = \alpha \left(\frac{Du\rho}{\mu}\right)^a \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1-f} \tag{3.20}$$

donde α, a, y $1 - f$ deben evaluarse de un mínimo de tres grupos de datos experimentales. Sustituyendo la velocidad de masa por $\mu\rho$,

$$\frac{h_i D}{k} = \alpha \left(\frac{DG}{\mu}\right)^a \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1-f} \tag{3.21}$$

A los grupos adimensionales hD/k y $c\mu/k$, igual que el número de Reynolds $D\mu\rho/\mu$ o DG/μ, se les han asignado nombres en honor de los primeros investigadores en el campo de la mecánica de los fluidos y transferencia de calor. En la Tabla 3.2, se da una lista de los grupos comunes y nombres asignados a ellos.

TABLA 3.2. GRUPOS ADIMENSIONAIXS COMUNES

Símbolo	Nombre	Grupo
Bi	Número de Biot	h/k
Fo	Número de Fourier	$k\theta/\rho cr^2$
Gz	Número de Graetz	wc/kL
Gr	Número de Grashof	$D^3\rho^2 g\beta\ \Delta t/\mu^2$
Nu	Número de Nusselt	hD/k
Pe	Número de Peclet	DGc/k
PT	Número de Prandtl	$c\mu/k$
Re	Número de Reynolds	DG/μ, $Du\rho/\mu$
sc	Número de Schmidt	$\mu/\rho k_d$
St	Número de Stanton	h/cG

Uno de los aspectos más útiles del análisis dimensional es su habilidad de proveer correlaciones entre variables cuando la información acerca de un fenómeno es incompleta. Uno podría especular que tanto la fricción del fluido y la convección forzada, son influidas por la tensión superficial del fluido. La tensión superficial podría haber sido incluida como variable y obtenido una nueva ecuación, aun cuando la forma de las ecuaciones tendría que ser alterada considerablemente. Sin embargo, se encontraría que los exponentes para cualquier grupo adimensional que involucrara la tensión superficial serían casi cero cuando se evaluaran de datos experimentales. Así que las ecuaciones obtenidas arriba se pueden considerar como formuladas a partir de información incompleta. En cualquier caso, se obtiene una correlación mediante el análisis dimensional.

Unidades consistentes. Al establecer las fórmulas precedentes, las dimensiones fueron referidas a términos generales tales como longitud, tiempo, temperatura, etc., sin especificar las unidades de las dimensiones. La dimensión es la cantidad básica medible y una convección ha establecido un número de unidades básicas diferentes tales como temperatura, °F, °C; área, pie cuadrado, pulgada cuadrada, metro cuadrado, centímetro cuadrado; tiempo, segundo u hora, etc. Para que las dimensiones netas de las variables puedan obtenerse por cancelación entre las dimensiones fundamentales y derivadas, todas deben emplear las mismas unidades básicas medibles. Esto es, si algunas variables emplean dimensiones que contengan longitud, tal como velocidad L/θ, densidad M/L^3, y conductividad térmica $H/\theta LT$, cada una debe emplear la misma unidad básica de longitud tal como pie. Así, cuando se sustituyan los valores de las variables en los grupos adimensionales, no es permitido usar las dimensiones de alguna variable en pies, algunas en pulgadas y aun otras en centímetros. Sin embargo, es aceptable cualquier unidad de longitud siempre y cuando todas las longitudes involucradas en las variables sean expresadas en la misma unidad de longitud. La misma regla se aplica a las otras dimensiones fundamentales y derivadas. Cuando un grupo de dimensiones se expresa en esta forma, se llama ***unidades consistentes.*** Cualquier grupo de unidades consistentes dará el mismo resultado numérico cuando los valores de las variables se sustituyen en los grupos adimensionales.

Teorema pi. Una de las pruebas matemáticas importantes del análisis dimensional se atribuye a Buckingham,[4] quien dedujo que el número de grupos adimensionales es igual a la diferencia entre el número de variables y el número de dimensiones usadas para

[4] Buckingham, E., Phys *Rev.*, *4*, *435-376* (1914).

expresarlas. Las constantes dimensionales también son incluidas como variables. La prueba de este teorema ha sido presentada completamente por Bridgman.[6] Nombrando los grupos adimensionales por las letras π_1, π_2 π_3, la exposición física completa del fenómeno puede expresarse por

$$\phi(\pi_1, \pi_2, \pi_3 \ldots) = 0 \tag{3.22}$$

donde el numero total de términos π o grupos adimensionales es igual al número de variables menos el número de dimensiones. En el ejemplo anterior 'hubo, incluyendo h_i, ocho variables. Estas fueron expresadas en cinco dimensiones, y el número de grupos adimensionales fue consecuentemente de tres. Sin embargo, hay una excepción notable que debe considerarse, o este método de obtener el número de grupos adimensionales por inspección puede conducir a un resultado incorrecto. Cuando dos de las variables son expresadas por la misma dimensión, tal como la longitud y diámetro de un tubo, ninguna es variable única, puesto que las dimensiones de cualquiera de las dos no se pueden distinguir y para preservar la identidad de ambas deben combinarse como una razón constante adimensional, L/D o D/L. Cuando se tratan en esta forma, la ecuación así obtenida se aplicará únicamente a un sistema que sea geométricamente similar al arreglo experimental para el que los coeficientes y exponentes fueron evaluados, es decir, uno que tenga las mismas razones de L/D o D/L. Por esta razón, la forma de la ecuación, para flujo de fluidos (3.15), se resolvió para el gradiente de presión en lugar de la caída de presión directamente. Aun cuando la solución de la ecuación para la convección forzada ha sido ya obtenida algebraicamente, se resolverá de nuevo para demostrar el teorema Pi y el grado en que difiere de la solución algebraica directa. En general, es de desearse resolver por los grupos adimensionales que aparecen en la Tabla 3.2.

ANALISIS DE LA ECUACION DE CONVECCION FORZADA POR EL TEOREMA Pi.

$$\phi(\pi_1, \pi_2, \pi_3 \ldots) = 0$$

$$\pi = \phi'(h_i^a u^b \rho^d c^e D^j k^g \mu^m K_H^i) = 1 \tag{3.23}$$

$$\pi = \alpha \left(\frac{H}{\theta L^2 T}\right)^a \left(\frac{L}{\theta}\right)^b \left(\frac{M}{L^3}\right)^d \left(\frac{H}{MT}\right)^e (L)^f \left(\frac{H}{\theta L T}\right)^g \left(\frac{M}{L\theta}\right)^m \left(\frac{ML^2}{H\theta^2}\right)^i \tag{3.24}$$

[6] Bridgman, *op. cit.*

Sumando exponentes,

$$\Sigma H,\ 0 = a + e + g - i$$
$$\Sigma L,\ 0 = -2a + b - 3d + f - g - m + 2i$$
$$\Sigma M,\ 0 = d - e + m + i$$
$$\Sigma T,\ 0 = -a - e - g$$
$$\Sigma \theta,\ 0 = -a - b - g - m - 2i$$

π_1, π_2 y π_3 pueden evaluarse por simple álgebra. No todos los exponentes deben suponerse en una operación, puesto que se ha visto en La Ec. (3.20) que los grupos adimensionales que los contienen se componen solamente de tres o cuatro variables cada uno. Es requisito único para sumar los tres grupos individualmente, que todos los exponentes sean incluidos alguna vez y que tres sumas se hagan igual a la diferencia entre las ocho variables y cinco dimensiones 0 tres grupos, π_1, π_2 y π_3.

π_1. Puesto que se desea establecer una expresión para h_i como la variable dependiente, es preferible expresarla elavada a la primera potencia, o $a = 1$. Esto asegura que en la ecuación final la variable dependiente no se presentará elevada a alguna potencia fraccionaria. Puesto que no todos los exponentes se necesitan incluir para evaluar π_1, suponga $b = 0$ y e = 0. Refiriéndonos a la Ec. (3.20) se verá que como resultado de estas suposiciones ni el número de Reynolds ni el de Prandtl aparecerán como soluciones de π_1. Cuando b = 0, $u^b = 1$ y $D\mu\rho/\mu = 1$; y cuando e = 0, $c^e = 1$ y $c\mu/k = 1$.

Suponga $a = 1$, $b = 0$, e = 0. Resolviendo las ecuaciones simultáneas de arriba, $d = 0$, $f = +1$, g = -1, $m = 0$, i = 0.

$$\pi_1 = \phi'\left(\frac{h_i D}{k}\right)$$

π_2 Habiendo ya obtenido h_i, es deseable que aparezca de nuevo ya sea en π_2 o π_3. Esto se puede lograr resolviendo el siguiente grupo con la suposición $a = 0$. El grupo de Nusselt $h_i D/k$ se reducirá entonces a 1. Si se desea un número de Reynolds, debido a que es un criterio útil en el flujo de fluidos, suponga b o $f = 1$. Finalmente, si se debe eliminar el número de Prandtl, supóngase que el exponente para c o k es cero. Si el exponente de la viscosidad se supone cero, no será posible obtener ya sea el número de Reynolds o el de Prandtl.

Supóngase $f = 1$, $a = 6$, e = 0. Resolviendo las ecuaciones simultáneas de arriba, $b = 1$, $d = 1$, $g = 0$, $m = -1$, $i = 0$.

$$\pi_2 = \phi'\left(\frac{Du\rho}{\mu}\right)$$

π_3. Para evitar que el término h_i y la velocidad o densidad aparezcan de nuevo, suponga $a = 0$, $e = 1$, $f = 0$. Todos los exponentes habrán aparecido ahora en una o más soluciones.

Suponga $a = 0$, $e = 1$, $f = 0$. Resolviendo las ecuaciones simultáneas $b = 0$, $d = 0$, $g = -1$, $m = 1$, $i = 0$,

$$\pi_3 = \phi'\left(\frac{c\mu}{k}\right)$$

La expresión final es:

$$\phi\left(\frac{h_i D}{k}, \frac{Du\rho}{\mu}, \frac{c\mu}{k}\right) = 0 \tag{3.25}$$

o

$$\frac{h_i D}{k} = \phi_1\left(\frac{Du\rho}{\mu}\right)\phi_2\left(\frac{c\mu}{k}\right) = \alpha\left(\frac{Du\rho}{\mu}\right)^p\left(\frac{c\mu}{k}\right)^q = \alpha\left(\frac{DG}{\mu}\right)^p\left(\frac{c\mu}{k}\right)^q \tag{3.26}$$

o

donde las constantes de proporcionalidad y los exponentes deben evaluarse de datos experimentales.

Desarrollo de una ecuación para el flujo laminar. Puesto que el flujo laminar es un fenómeno de conducción, está sujeto al análisis matemático racional. En la suposición de que la distribución de velocidades en cualquier sección es parabólica, que la superficie interna del tubo es uniforme, y que la velocidad en la pared del tubo es cero, Graetz [6] obtuvo para la conducción radial de un fluido que se mueve en un tubo en forma similar a bastones

$$\frac{t_2 - t_1}{t_p - t_1} = 1 - 8\phi\,\frac{wc}{0kL} \tag{3.27}$$

donde t_1 y t_2 son las temperaturas de entrada y salida del fluido, t_p es la temperatura uniforme en la superficie interna del tubo, $t_p - t_1$ la diferencia de temperatura en la entrada, y $\theta(wc/kL)$ es el **valor** numérico de una serie infinita que tiene exponentes que son múltiplos **de** wc/kL. La Ec. (3.27) puede establecerse mediante el análisis dimensional con una expresión empírica que debe evaluarse de experimentos. Si $t_2 - t_1$, la elevación en la temperatura del fluido que fluye en el tubo, se considera que es influida por la conducción radial, por la longitud de la trayectoria L, la razón de flujo w, el calor específico c, la conductividad térmica k y la diferencia

[6] Graetz L., *Ann. Physik, 25, 337* (1885). Para una revisión del tratamiento de conducción en el movimiento de fluidos, ver T. B. Drew, *Trans. AIChE, 26. 32* (1931).

de temperatura entre la superficie interna del tubo y la temperatura del fluido de manera que $\Delta t_i = t_p - t_1$,

$$t_2 - t_1 = \alpha L^a w^b c^d k^e \Delta t_i^f \tag{3.28'}$$

Resolviendo por el análisis dimensional

$$t_2 - t_1 = \alpha \left(\frac{wc}{kL}\right)^d \Delta t_i \tag{3.29}$$

$$\frac{t_2 - t_1}{\Delta t_i} = \alpha \left(\frac{wc}{kL}\right)^d \tag{3.30}$$

que es similar a la Ec. (3.27). Ahora note que ni la Ec. (3.28) o (3.29) contienen h_i, o la viscosidad μ. Pero $Q = h_i A_i \Delta t_i$, o

$$wc(t_2 - t_1) = h_i \pi DL \Delta t_i$$

y sustituyendo $G = \frac{w}{\pi D^2/4}$ en la Ec. (3.30),

$$\frac{h_i L}{DGc} = \alpha \left(\frac{D^2 Gc}{kL}\right)^d \tag{3.31}$$

Ahora, introduciendo *sintéticamente* la viscosidad mediante la multiplicación del miembro derecho de la Ec. (3.31) por $(\mu/\mu)^d$, se obtiene,

$$\frac{h_i D}{k} = \alpha \left[\left(\frac{DG}{\mu}\right)\left(\frac{c\mu}{k}\right)\left(\frac{D}{L}\right)\right]^{d+1} = \alpha \left(\frac{wc}{kL}\right)^{d+1} \tag{3.32}$$

Este es un medio conveniente de representar el flujo laminar usando los grupos adimensionales correspondientes al flujo turbulento e incluyendo la razón adimensional D/L. No deberá inferirse, sin embargo, que debido a este método de representación, el coeficiente de transferencia de calor es influido por la viscosidad, aun cuando el número de Reynolds, que es criterio para flujo laminar, es inversamente proporcional a la viscosidad. Los valores de μ en la Ec. (3.32) se cancelan mutuamente.

La diferencia de temperatura entre un fluido y la pared de un tubo. Antes de tratar de evaluar las constantes para una ecuación de convección forzada a partir de datos experimentales, debe tomarse en consideración otro factor. Cuando un líquido fluye a lo largo del aje de un tubo y absorbe o transmite calor sensible, la temperatura del líquido varía en la longitud del tubo. En el caso de flujo de calor a través

de una pared plana, la temperatura sobre el área completa de cada cara de la pared fue idéntica y las diferencias de temperatura fueron simplemente las diferencias entre cualquier punto de las dos caras. Si la temperatura de la circunferencia interior de la pared de un tubo es casi constante en toda su longitud, como sucede cuando el fluido dentro del tubo se calienta por vapor, habrá dos diferencias de temperatura distintas en los finales: una entre la pared del tubo y el líquido que entra y otra en el otro extremo entre la pared del tubo y el líquido calentado. ¿Cuál es la diferencia de temperatura apropiada para usarse en la ecuación $Q = h_i A_i (t_p - t) = h_i A_i \Delta t_i$, donde t_p es la temperatura constante de la pared interior del tubo, y t es la temperatura variante del líquido dentro del tubo?

Refiriéndonos a la Fig. 3.6, la temperatura constante de la pared

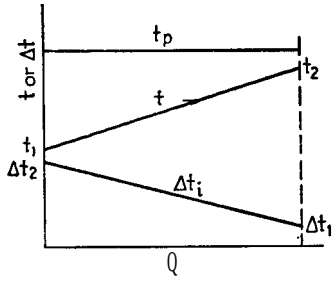


FIG. 3.6. Diferencia de temperatura entre un fluido y la pared de un tubo

interior del tubo se muestra por la línea horizontal t_p. Si se supone que el calor específico es constante para el líquido, el aumento en la temperatura es proporcional al calor total recibido por el líquido al pasar de la temperatura interior t_1 a la temperatura exterior t_2 y si h_i se considera constante

$$dQ = h_i \, dA_i \, \Delta t_i \tag{3.333}$$

La pendiente de la línea inferior que define la diferencia de temperaturas Δt_i como función de Q es

$$\frac{d \, \Delta t_i}{dQ} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{Q} \tag{3.34}$$

donde $\Delta t_2 = t_p - t_1$ y $\Delta t_1 = t_p - t_2$. Ecs. Eliminando dQ de las (3.33) Y (3.34)

$$\frac{h_i \, dA_i}{Q} (\Delta t_2 - \Delta t_1) = \int_{\Delta t_1}^{\Delta t_2} \frac{d \, \Delta t_i}{\Delta t_i} \tag{3.35}$$

Integrando

$$Q = \frac{h_i A_i(\Delta t_2 - \Delta t_1)}{\ln \Delta t_2/\Delta t_1} \tag{3.36}$$

La expresión $\frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2/\Delta t_1}$ *es la media logarítmica de la diferencia de temperaturas* y se abrevia *MLDT*, y el valor de h_i que se computó de $K = h_i A_i \Delta t_i$, cuando At, es el medio logarítmico, es un valor específico de h_i. Si el valor de Δt_i fuera tomado arbitrariamente como el medio aritmético de Δt_2 y At;, el valor de h_i tendría que designarse de manera que se indicara que no corresponde al medio logarítmico de las temperaturas. Esto se logra mediante el suscrito *a o m* para el medio aritmético, como h_a o h_m. Cuando Δt_2 y Δt_1 se aproximan a la igualdad, el medio aritmético y logarítmico se asemejan uno a otro.

Experimentación y correlación. Supóngase que se dispone de un aparato experimental de diámetro y longitud conocidos y a través del cual se podría circular líquido a varios gastos medibles. Supóngase, además, que se equipó con aditamentos especiales para permitir la medición de las temperaturas del liquido a la entrada y a la salida, así como la temperatura de la pared del tubo. El calor absorbido por el líquido al fluir a través del tubo seria idéntico con el calor que pase hacia el tubo a direcciones en ángulo recto con su eje longitudinal, o

$$Q = wc(t_2 - t_1) = h_i A_i \Delta t_i \tag{3.37}$$

De los valores observados en el experimento y del cálculo de Δt_i como se indica en la Ec. (3.36)) h_i puede computarse de

$$h_i = \frac{wc(t_2 - t_1)}{A_i \Delta t_i} \tag{3.38}$$

El problema .que se encuentra en la industria, comparado con el experimento, no es determinar h_i sino aplicar valores experimentales de h_i para obtener A_i, la superficie de transferencia de calor. El diagrama de flujo ordinariamente contiene balances de calor y de material acerca de los varios items de equipo que componen el proceso. De estos balances se obtienen las condiciones que debe llenar cada parte si el proceso debe operar como una unidad. Así, entre dos puntos en el proceso, puede requerirse aumentar la temperatura de cierto flujo de líquido dado desde t_1 a t_2, mientras que otro fluido se enfria de T_1 a T_2. La pregunta en los problemas industriales es determinar cuanta superficie de transferencia de calor se requiere para llevar a efecto estas condiciones de proceso. La pista podría

hacerse presente en la Ec. (3.38), excepto que no únicamente A_i sino también h_i son desconocidas, a menos de que se hayan establecido por experimentos anteriores para idénticas condiciones.

Para preparar la solución de problemas industriales, no es práctico correr experimentos con todos los líquidos y bajo una variedad infinita de condiciones experimentales, para tener los valores numéricos de h_i disponibles. Por ejemplo, h_i diferirá para un mismo peso de líquido que absorba idénticas cantidades de calor cuando los valores numéricos de t_1 y t_2 difieran, puesto que las propiedades del líquido están relacionadas a esas temperaturas. Otros factores que afectan a h_1 son aquellos encontrados en el análisis dimensional, tales como la velocidad del líquido y el diámetro del tubo a través del que ocurre la transferencia de calor. Es aquí, donde la importancia de las ecuaciones obtenidas mediante el análisis dimensional se hace evidente. Si los valores de los exponentes y coeficientes de las ecuaciones adimensionales para condiciones extremas de operación son establecidos mediante experimentos, el valor de h_i puede ser calculado para cualquier combinación intermedia de velocidad, tubería y propiedades del líquido, a partir de la ecuación dada.

Un aparato típico para la determinación del coeficiente de transferencia de calor para líquidos que fluyen dentro de tuberías o tubos, se muestra en la Fig. 3.7. La parte principal es el intercambiador de

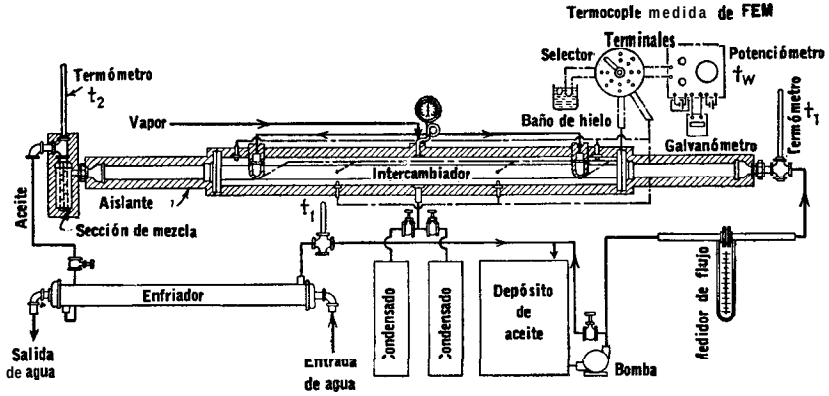


FIG. 3.7. Aparato para determinar el coeficiente de transferencia de calor en un tubo

prueba, que consiste de una sección de tubería de prueba encerrada por un tubo concéntrico. El ánulo usualmente se conecta de manera que permita la condensación del vapor, en experimentos de calentamiento de líquidos, o la circulación rápida de agua en experimentos de enfriamientos de líquidos. El intercambiador auxiliar se co-

necta para efectuar la operación opuesta de la sección de prueba, y enfría cuando la sección de prueba es usada para calentar. Fara experimentos de calentamiento, el líquido frío del depósito se recircula al circuito por medio de una bomba centrífuga. Se incluye una línea de derivación en la descarga de la bomba para permitir la regulación del flujo a través del medidor. El líquido pasa entonces a través del aditamento medidor de temperatura, tal como un termómetro o termocople calibrado, donde se obtiene t_1. t_1 se toma a cierta distancia en la tubería antes de'la sección de prueba, de manera que el aditamento para medir la temperatura no tenga influencia en los remolinos de convección en la sección de prueba propiamente dicha. Luego el líquido pasa a través de la sección de prueba y un tramo de tubo sin calentar antes de mezclarse y de que se registre la temperatura t,. Las extensiones sin calentar del tubo de prueba se conocen como *secciones amortiguadoras*. Después, el líquido pasa a través del enfriador donde su temperatura se cambia a t_1. El anulo de la sección de prueba se conecta a una purga de condensado calibrada, cuyos tanques sirven para checar el balance de calor midiendo el vapor, Dowtherm (un fluido que permite alcanzar altas temperaturas de vapor a presiones considerablemente menores que las obtenidas con el vapor) u otra cantidad de vapor. La presión del vapor se puede ajustar mediante una válvula reductora de presión, y en el caso de que el vapor de calentamiento no tenga una curva de temperatura, presión de saturación, bien establecida, los termocoples o termómetros pueden insertarse en la coraza. La temperatura de la superficie exterior del tubo calentado es obtenida insertando cierto número de termocoples en la superficie del tubo y registrando su temperatura promedio. Los termocoples pueden calibrarse circulando aceite precalentado a través del tubo, mientras que el anulo fuera del tubo de prueba se mantiene al vacío. La temperatura en el exterior de la superficie del tubo de prueba puede entonces calcularse a partir de la temperatura uniforme del aceite precalentado después de corregir por la caída de temperatura a través de la pared del tubo y calibrar la temperatura contra fem mediante un potenciómetro. Las terminales de los termocoples de la superficie del tubo tienen su salida a través de los empaques de la sección de prueba.

La ejecución del experimento requiere la selección de una temperatura inicial del depósito t_1, la que puede alcanzarse recirculando el líquido a través del intercambiador a gran velocidad hasta que el líquido en el deposito alcance la temperatura deseada. Se selecciona un gasto dado y se recircula agua a través del enfriador, de manera que la temperatura del aceite que vuelve al depósito es también

la t_s. Cuando las condiciones estables de t_1 t_2 persistan por cinco minutos o más, se registran las temperaturas t_1 y t_2 junto con el gasto, las lecturas de los termocoples de la superficie del tubo y el incremento en el nivel del condensado durante el intervalo de prueba. Con aparatos versátiles y usando buenas válvulas reguladoras, un experimento de esta naturaleza se puede llevar a efecto en menos de una hora.

Varios puntos importantes deben tomarse en cuenca en el diseño del aparato experimental si se esperan resultados consistentes. Las cubiertas al final de la sección de prueba no deben conectarse directamente al tubo de prueba, puesto que actúan como colectores de calor. Si tocan el tubo de prueba en un contacto metal-metal, añaden grandes cantidades de calor en secciones locales. Para prevenir inexactitudes por esta fuente, las tapas y el tubo de prueba deberán estar separados por un estopero no conductor. Otro tipo de error resulta de la acumulación de aire en el ánulo, lo que previene la condensación libre de vapor en el tubo de prueba. Esto usualmente se detecta si hay una falta de uniformidad en las lecturas de los termocoples de la superficie del tubo y de los termocoples del ánulo cuando se emplea este útimo. Esto puede evitarse proveyendo el aparato con una purga para eliminar el aire entrampado. Los problemas relacionados con la instalación y calibración de los termocoples y termómetros se pueden consultar en varias fuentes.' Lo mismo es verdad respecto a las ecuaciones para corregir el flujo de fluido a través de orificios estándar cuando las propiedades del líquido varían.

Evahación de una ecuación forzada a partir de datos experimentales. Como un ejemplo de correlación, se dan en la Tabla 3.3 datos obtenidos por Morris y Whitman [8] en el calentamiento de gasoleo

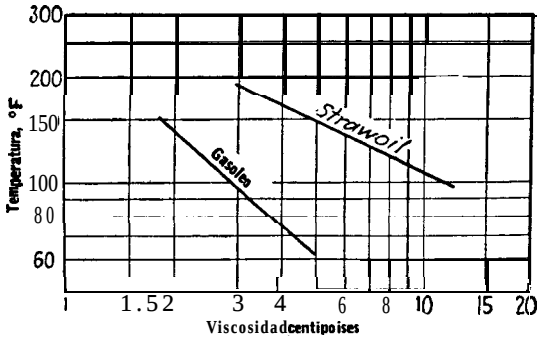


FIG. 3.8. Viscosidades de aceites probados

[7] American Institue of Physics, "Temperature: Its Measurement and Control in Science and Industry", Reinhold Publishing Corp., New York. 1941.

[8] Morris, F. H. and W. G. Whitman, *Ind. Eng. Chem.*, *20, 234. 1928.*

y straw oil con vapor en un tubo de ½ plg IPS, con una longitud de calentamiento de 10.125 pies.

Los datos de viscosidad se dan en la Fig. 3.8 y se toman de la publicación original. Las conductividades térmicas pueden ser obtenidas de la Fig. 1 y los calores específicos de la Fig. 4. Ambos se grafican en el Apéndice con grados API como parámetros. La conductividad térmica del metal fue tomada por Morris y Whitman constante a 35 Btu/(h)(pie²)(°F/pie,) aun cuando es más alto que el valor dado en el Apéndice Tabla 3. Unicamente las columnas 2, 3, 4 y 5 en la Tabla 3.3 se observaron aquí.

t_1 = temperatura del aceite a la entrada, °F
t_2 = temperatura del aceite a la salida, °F
t_w = temperatura de la superficie exterior del tubo promediada de los termocoples
w = peso del flujo, lb/h

El primer paso en la correlación de una ecuación de convección forzada, es determinar si los datos corresponden a flujo turbulento, de otra manera, tratar de correlacionar los datos mediante la Ec. (3.26) sería incorrecto. En la columna ll han sido calculados los números Reynolds usando el diámetro y área de flujo de un tubo IPS de ½ plg que se pueden encontrar en la Tabla ll. Las propiedades del fluido han sido encontradas a la temperatura media $(t_1 + t_2)/2$. Todos los números de Reynolds exceden de 2 100 en la región de flujo turbulento. La Ec. (3.26) está dada como

$$\frac{h_i D}{k} = \alpha \left(\frac{DG}{\mu}\right)^p \left(\frac{c\mu}{k}\right)^q$$

y α, t y q, pueden ser obtenidas algebraicamente tomando los datos para tres puntos de prueba.

Solución algebraica. Este método de correlación se demuestra tomando tres puntos B4, B12 y C12, en la Tabla 3.3, lo cual incluye un gran margen de h_iD/k, DG/μ y $c\mu/k$ calculados de flujo y propiedades del fluido y que se tabulan en las columnas 9, ll y 12.

$$\frac{h_i D}{k} = \alpha \left(\frac{DG}{\mu}\right)^p \left(\frac{c\mu}{k}\right)^q$$

$$\text{c12: } 191 = \alpha(10{,}200)^p(57.8)^q$$

$$\text{B12: } 356 = \alpha(25{,}550)^p(32.9)^q$$

$$\text{B4: } 79.5 = \alpha(4{,}620)^p(41.4)^q$$

TABLA 3.3. DATOS DE MORRIS Y WHITMAN. CORRIDAS DE CALENTAMIENTO DE **GASOLEO** DE 36.8" **API**

CO | VAPOR

(1) Corrida No	(2) w	(3) t_1	(4) t_2	(5) t_w	(6) Q	(7) Δt_i	(8) h_i	(9) $\frac{h_i D}{k}$	(10) G	(11) $\frac{DG}{\mu}$	(12) $\frac{c\mu}{k}$	(13) $j_H = \frac{Nu}{Pr}$	(14) $j_H = \frac{Nu}{Pr^{1/3}}$
*B*1	722	77.1	**106.9**	210.1	10,150	115.7	53.6	35.5	342,000	2,280	47.2	0.75	9.83
*B*2	890	77.9	109.3	209.0	13) 150	112.6	71.4	46.3	421,000	2,826	46.7	0.99	12.85
*B*3	1056	85.6	117.6	208.9	16,100	101 .0	94.5	62.3	501,000	3,710	43.3	1.44	17.75
***B*4**	1260	89.8	121.9	208.0	19,350	98.5	120	79.5	597,000	4,620	41.4	1.92	23.0
	1497	91.6	123.3	207.5	22,700	96.0	144	95	709 ,000	5,780	40.7	2.33	27.7
BS	1802	99.1	129.2	207.2	26,200	88.5	181	120.5	854,000	7,140	38.7	3.12	35.5
*B*7	2164	102.3	131.7	206.9	30,900	82.7	223	147.5	1,026,000	8,840	37.7	3.91	44.0
*B*8	2575	106.5	134.3	206.4	35,000	80.3	266	176.5	1,220,000	10,850	36.5	4.83	53.2
*B*9	3265	111.5	137.1	205.0	41,100	74.2	338	223	1,548,000	14,250	35.3	6.32	68.0
*B*10	3902	113.9	138.2	203.8	46 , 600	70.6	403	266.5	1,850,000	17,350	35.1	7.60	81.4
*B*11	4585	116.8	139.7	203.0	51,900	66.9	474	313	2,176,000	20,950	34.1	9.18	96.5
B12	5360	122.2	142.9	202.9	54 , 900	62.3	538	3.56	2,538,000	25,550	32.9	10.82	111.2
B13	6210	124.8	144.1	202.2	59 , 500	59.1	615	407	2,938,000	30 , 000	32.7	12.43	127.5
Corridas de calentamiento de straw **oil** 29.4" **API** con vapor													
*C*8	2900	100.0	115.4	206.3	20,700	95.8	132	87.5	1,375,000	3,210	133	0.66	17.2
*C*9	2920	86.7	99.3	208.0	16,800	112.7	91.1	60.4	1,387,000	2,350	179	0.34	10.7
C10	3340	101.7	117.6	206.0	24,800	92.9	163	108	1,585,000	3,820	129.5	0.83	21.4
*C*11	3535	100.5	115.7	205.5	25,000	94.0	162	107.5	1,675,000	3,880	133.3	0.81	21.1
*C*12	3725	163.0	175.1	220.1	22,600	47.9	288	191	1,767,000	10,200	57.8	3.30	49.5
*C*13	3810	160.5	173.6	220.5	24 , 900	50.0	304	201.5	1,805,000	10,150	59.3	3.39	51.6
*C*14	3840	109.0	124.4	205.7	27,800	85.2	199	131.5	1,820,000	4,960	115	1.15	27.1
*C*15	4730	112.0	127.3	205.3	34,100	81.0	257	170	2,240,000	6,430	110	1.55	35.5
*C*16	5240	154.9	167.6	217.7	33,100	51.9	389	257.5	2,485,000	13,150	62.9	4.08	64.7
*C*17	5270	150.9	164.3	217.0	34,900	54.7	389	257.5	2,500,000	12,520	65.6	3.92	63.7
*C*18	5280	142.3	156.8	216.7	37,500	62.0	369	244'	2,510,000	ll ,250	72.6	3.36	58.5
*C*19	5320	132.3	148.1	215.9	40,600	70.2	353	234	2,520,000	9,960	81.5	2.87	54.1
*C*20	5620	118.8	133.1	204.7	38 , 200	73.5	317	210	2,660,000	8,420	100.4	2.09	45.2
*C*21	6720	122.2	135.9	204.3	43 , 900	69.2	387	256	3,185,000	10,620	95.6	2.68	56 9
c22	8240	124.1	137.0	204.4	47,900	67.3	434	287	3,905,000	12,650	93.3	3.08	63.3

Tomando logaritmos de ambos lados,

$$C12: \ 2.2810 = \log \alpha + 4.0086p + 1.7619q$$
$$B12: \ 2.5514 = \log \alpha + 4.4065p + 1.5172q$$
$$B4: \ 1.9004 = \log \alpha + 3.6646p + 1.6170;$$

Eliminando las incógnitas una por una se obtiene $\alpha = 0.00682$, $p = 0.93$ y $q = 0.407$, la ecuación final es

$$\frac{h_i D}{k} = 0.00892 \left(\frac{DG}{\mu}\right)^{0.93} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{0.407}$$

Cuando la ecuación se va a usar frecuentemente, puede simplificarse fijando q como la raíz cúbica del número de Prandtl y resolviendo los nuevos valores de α y p. La ecuación simplificada será

$$\frac{h_i D}{k} = 0.0089 \left(\frac{DG}{\mu}\right)^{0.965} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}$$

Solución gráfica. Para correlación de un gran número de puntos el método gráfico es preferible. Escribiendo la Ec. (3.26)

$$\frac{h_i D}{k}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{-q} = \alpha \left(\frac{DG}{\mu}\right)^{p} \qquad \textbf{(3.39)}$$

que es una ecuación de la forma

$$y = \alpha x^p \qquad (3.40)$$

Tomando logaritmos de ambos lados

$$\log y = \log \alpha + p \log 2$$

la cual se reduce en coordenadas logarítmicas a una ecuación de la forma

$$y = \alpha + px \qquad (3.41)$$

En coordenadas logarítmicas el grupo $(h_i D/k)\ (c\mu/k)^{-q}$ es la ordenada y en la Ec. (3.41), el número de Reynolds es x, p es la pendiente de los datos cuando se grafican y vs. x, y α es el valor de la intersección cuando

$$p \log x = 0$$

10 que ocurre cuando el número de Reynolds es 1.0. Para graficar valores de $j_H = (h_i D/k)(c_\mu/k)^{-q}$, se debe suponer el exponente q. El valor más satisfactorio de estos valores supuestos sera el que permita que los datos se grafiquen con la menor desviación de una linea recta. Se debe suponer un valor de k para una serie completa de experimentos, y j_H se computa de acuerdo con esto. Este es un método más satisfactorio que la solución algebraica, particularmente cuando se correlacionan un gran número de pruebas de diferentes aceites y tuberías. Si q se supone demasiado grande, los datos se esparcirán cuando se grafican de y vs. x. Si q se supone demasiado pequeña, los datos no se esparcirán, pero darán una desviación grande produciendo una curva. Como paso preparatorio a una solución gráfica, la corrida $B1$ en la Tabla 3.3, se computa completamente de los datos observados. La corrida $B1$ consiste de una prueba empleando gasoleo de 36.8" API en un tubo de ½ plg IPS.

Datos observados en la prueba:

Peso del gasoleo, w = 722 lb/h
Temperatura del aceite en la entrada, t_1 = 77.1°F
Temperatura del aceite a la salida, t_2 = 106.9°F
Temperatura promedio de la superficie exterior del tubo, t_w = 210.1°F

Datos físicos y resultados calculados:

Carga térmica, Btu/h:

Temperatura promedio del aceite = $\frac{77.1 + 106.9}{2}$ = 92 0°F

Calor específico promedio, c = 0.472 Btu/(lb)(°F)
Q = $wc(t_2 - t_1)$ = 722 X 0.472(106.9 − 77.1) = 10 150 Btu/h

Temperatura del tubo en la superficie interna, t_p:

D.I. de tubo de ½ plg IPS = 0.62 plg; D.E. = 0.84 plg
Longitud, 10.125 pies; superficie, 1.65 pie²
Conductividad térmica del acero, 35 Btu/(h)(pie²)(°F/pie)

Q por pie lineal, $q = \frac{10\,150}{10.125}$ = 1007 Btu

$$t_p = t_w - \frac{2.3q}{2\pi k} \log \frac{D_2}{D_1} = 210.1 - \frac{2.3 \times 1007}{2 \times 3.14 \times 35} \log \frac{0.84}{0.62} = 208.7°F$$

Δt_i en expresión Q = $h_i A_i \Delta t_i$:

Entrada, $\Delta t_2 = 208.7 - 77.1 = \mathbf{131.6°F}$
Salida, $\Delta t_1 = 208.7 - 106.9 = \mathbf{101.8°F}$

$$\Delta t_i = \text{LMTD} = \frac{131.6 - 101.8}{2.3 \log (131.6/101.8)} = \mathbf{115.7°F} \qquad (3.36)$$

$$h_i = \frac{Q}{A_i \Delta t_i} = \frac{10{,}150}{1.65 \times 115.7} = 53.6 \ \mathbf{Btu/(h)(pie^2)(°F)}$$

La conductividad térmica del aceite se considerará constante a 0.078 **Btu/(h)(pie²)(°F/pie)**

Número de **Nusselt**, $Nu = \frac{h_i D}{k} = \frac{53.6 \times 0.62}{0.078 \times 12} = 35.5$, adimensional

Masa velocidad, $G = \frac{w}{\pi D^2/4} = \frac{722}{(3.14 \times 0.62^2)/(4 \times 12^2)} = \mathbf{342\ 000}$ **lb/(h)(pie²)**

La viscosidad de la Fig. 3.8 a 92°F es 3.22 centipoises [gramo. **masa/100(cm)(seg)]** o 3.22 X 2.42 = 7.80 lb/(pie)(h)

Número de Reynolds, $\text{Re} = \frac{DG}{\mu} = \frac{0.62}{12} \times 342\ 000 \times \frac{1}{7.80}$
$= 2280$, adimensional

Número de Prandtl, $Pr = \frac{c\mu}{k} = \frac{0.472 \times 7.80}{0.078} = 47.2$, adimensional

Suponiendo valores de q de 1.0 y ⅓ respectivamente.
Primer intento: $j_H = Nu/Pr = 0.75$ graficado en la Fig. 3.9
Segundo intento: $j_H = Nu/Pr^{1/3} = 9.83$ graficado en la Fig. 3.10

Los valores del primer intento en los cuales la ordenada es $j_H = \frac{h_i D}{k} \Big/ \left(\frac{c\mu}{k}\right)$ para un valor supuesto de $q = 1$, se **grafican** en la Fig. 3.9 donde resultan dos líneas distintas, una para cada aceite. El objeto de una buena correlación es proveer una ecuación para un gran número de líquidos, y esto puede alcanzarse ajustando el exponente del número de Prandtl. Suponiendo un valor de $q = ⅓$ y **graficando** la ordenada $j_H = \frac{h_i D}{k} \Big/ \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{⅓}$ es posible obtener una

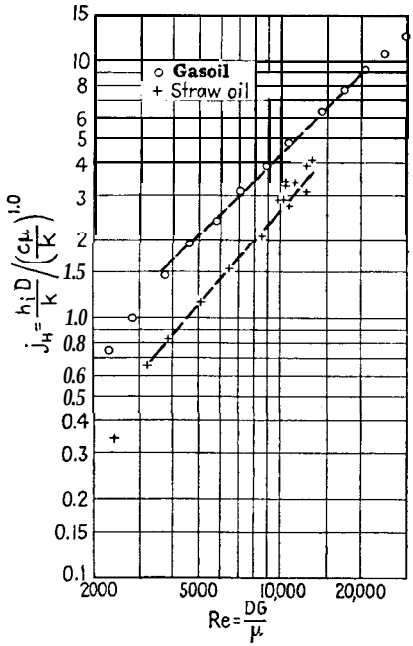


FIG. 3.9. Gráfica de *Re* vs. j_H, *con* exponente de Prandtl = 1.0

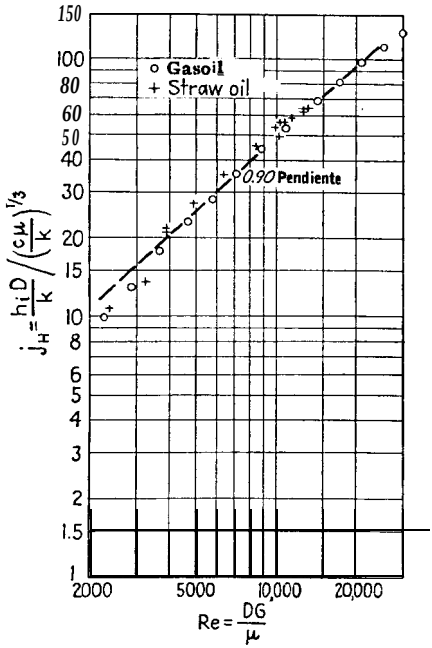


FIG. 3.10. Gráfica de *Re* vs. j_H, con exponente de Prandtl = $\frac{1}{3}$

sola línea recta como se muestra en la Fig. 3.10. Trazando la mejor línea recta a través de los puntos de la Fig. 3.10, la pendiente puede ser medida en la misma forma que en las coordenadas rectangulares, que en el caso particular presente se encuentra que es 0.90. Extrapolando la línea recta hasta que el número de Reynolds es 1.0, se obtiene α = 0.0115 en la intercepción. La ecuación para todos estos datos es

$$\frac{h_i D}{k} = 0.0115 \left(\frac{DG}{\mu}\right)^{0.90} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \qquad (3.42)$$

Un valor de q = 0.40 causaría menor inclinación y una desviación más pequeña. La correlación de estos datos no debe ser confinada al calentamiento o enfriamiento de líquidos separadamente. Es completamente posible combinar ambos tipos de datos en una sola correlación, llamada ecuación **isotérmica** de transferencia de calor, pero este procedimiento involucra consideraciones adicionales que se diferirán hasta el Cap. 5.

Correlación de la fricción de fluidos en tuberías. Cuando un fluido fluye en una tubería isotérmicamente, experimenta una **dismi-**

nución en la presión. De la Ec. (3.16) se ve que para el flujo turbulento isotérmico esta caída de presión es una función del número de Reynolds y además, de la rugosidad de la tubería. Volviendo a la Ec. (3.16) en la forma adimensional

$$f' = \frac{\Delta P\, g\rho D}{G^2 L} = \alpha \left(\frac{DG}{\mu}\right)^{-d}$$

donde f' es uno de los factores adimensionales que se encuentran en la literatura para designar el *factor de* fricción y ΔP es la caída de presión en libras por pie cuadrado. Para combinación con otras ecuaciones hidrodinámicas es más conveniente usar un factor de fricción f de manera que

$$f = \frac{\Delta P\, 2g\rho D}{4G^2 L} \frac{\alpha}{Re^d} \tag{3.43}$$

Cuando se dispone de datos experimentales, es conveniente obtener una correlación graficando f como una función del numero de Reynolds y la ecuación convencional de Fanning, como se muestra en la Fig. 3.11. La ecuación de Fanning está contenida en el primero y segundo término de la Ec. (3.43) y usuahnente se escribe como $\Delta F = \Delta P/\rho$, donde ΔF es la caída de presión expresada en *pie de líquido*, 0

$$\Delta F = \frac{4fG^2L}{2g\rho^2 D} \tag{3.44}$$

Para la porción de la gráfica correspondiente al flujo laminar

(Re < 2100 a 2300)

la ecuación para la caída de presión puede deducirse solamente de consideraciones teóricas y ha sido verificada por experimentos. Esta ecuación es :

$$\Delta F = \frac{32\mu G}{g\rho^2 D^2} \tag{3.45}$$

Igualando las ecuaciones (3.44) y **(3.45),** puesto que ambas se aplican al punto de transición del flujo laminar al turbulento, la ecuación, de esta línea, conocida como la ecuación de Hagen-Poiseuille, donde la f usada con la Ec. (3.44) es

$$f = \frac{16}{DG/\mu} \tag{3.46}$$

A la derecha de la región de transición en el flujo turbulento hay dos líneas, una para tubo comercial y otra para otra clase de tubos. Los tubos aislados tienen superficies más lisas que las tuberías y dan por lo mismo menores caídas de presión cuando todos los demás factores permanecen constantes. Esto no sucede en el flujo laminar donde se supone que el flujo en la pared del tubo o tubería es estacionario o muy cerca de él, de manera que la caída de presión no es influida por la rugosidad. La ecuación de f en Ec. (3.44) para fluidos dentro de tubos a régimen turbulento, es dada por Drew, Koo, y McAdams,[9] con más o menos 5% como

$$f = 0.00140 + \frac{0.125}{(DG/\mu)^{0.32}} \qquad (3.47a)$$

Para tubos de hierro y acero comerciales Wilson, McAdams y Seltzer,[10] dan la siguiente ecuación con más o menos 10%

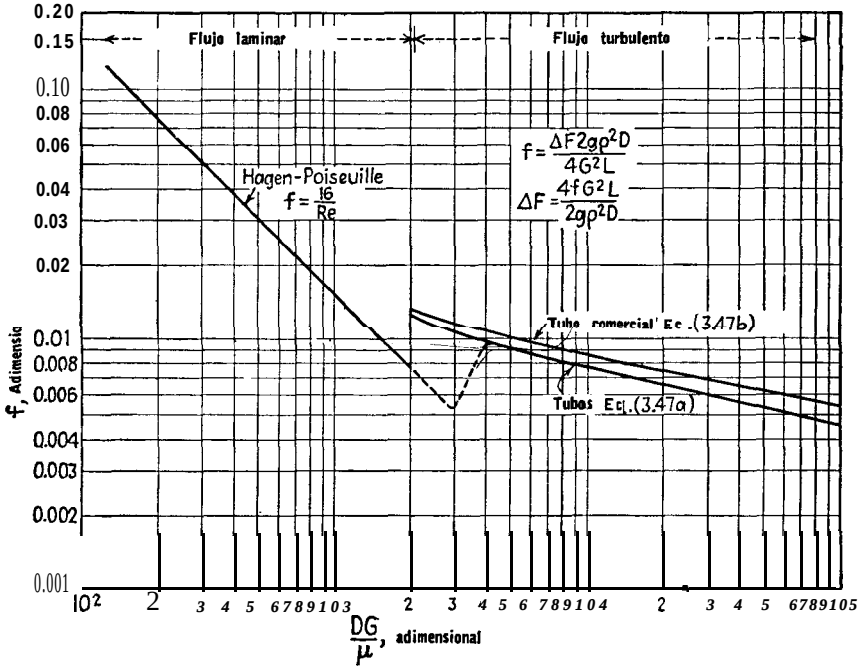


FIG. **3.11. Factores de fricción para flujos en tuberías y tubos**

$$f = 0.0035 + \frac{0.264}{(DG/\mu)^{0.42}} \qquad (3.47b)$$

[9] Drew, T. B., E. C. Koo, y W. H. McAdams, *Trans AIChE*, *28*, *56-72* (1932).
[10] Wilson, R. E., W. H. McAdams y M. Seltzer, *Ind. Eng. Chem.*, 14, 105-119 (1922)

Se puede ver, que si la transición de flujo laminar a turbulento es dada por $Du\rho/\mu$ = 2 300, aproximadamente, la velocidad a la cual el flujo en un tubería cambia de laminar a turbulento es dada por

$$u_{crit} = \frac{2300\mu}{D\rho}$$

Para agua que fluye en un tubo de 1 plg IPS a 100°F, la viscosidad es 0.72 centipoises o 0.72 gramo-masa X 100 (cm)(seg) o 0.72 X 2.42 = 1.74 lb/(pie)(h), el diámetro interior del tubo es 1.09 plg, 0 1.09/12 = 0.091 pie.

$$u_{crit} = \frac{2300 \times 1.74}{0.091 \times 62.3} = 707 \text{ pie/h, o } 0.196 \text{ pie/seg}$$

Para aire a 100°F la viscosidad es 0.0185 X 2.42 = 0.0447 lb/ (pie} (h) y la densidad es aproximadamente 0.075 lb/pie². Para la misma tubería

$$U_{crit} = \frac{2\ 300 \text{ x } 0.0447}{0.091 \text{ x } 0.075} = 15\ 100 \text{ pie/h, o } 4.19 \text{ pps}$$

La analogía de Reynolds. Tanto la transferencia de calor como la fricción de los fluidos en el flujo turbulento ha sido tratado empíricamente, mientras que sus equivalentes de flujo laminar pueden estudiarse teóricamente con precisión razonable. El flujo turbulento es de gran importancia en la industria, no obstante, existe el empiricismo debido a la falta de aparato matemático simple mediante el cual se puedan obtener las derivaciones. Sin embargo, en 1874, Osborne Reynolds [11] puntualizó que posiblemente había una relación entre la transferencia de calor y la fricción de un fluido, entre el fluido caliente y la superficie.

Hay varias ventajas que pueden resultar de una ecuación que relacione la transferencia de calor y la fricción del fluido. La mayor parte de los experimentos de fricción de fluido son más simples de llevarse a cabo que los experimentos de transferencia de calor, y el entendimiento en ambos campos podría incrementarse mediante experimentación en cualquiera de ellos. Los mecanismos fundamentales de ambos fenómenos serían también mejor entendidos si estuvieran directamente relacionados. La analogía entre los dos se hace posible por el hecho de que la transferencia de calor y la transferencia del momentum del fluido pueden relacionarse. La siguiente es una prueba simple.

[11] Reynolds, op. cit., pp. 81-85.

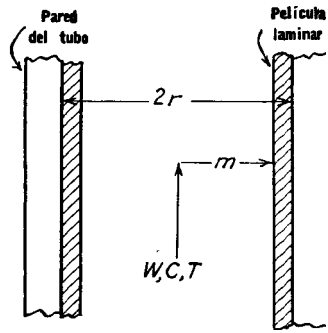


FIG. 3.12. Transferencia de momentum entre un fluido y la película de frontera

Refiriéndonos a la Fig. 3.12 un fluido en cantidad W lb/h y calor específico C, fluye a través de un tubo de radio r. En la sección de la tubería entre L y L + dL la temperatura del fluido es T, y la temperatura en la superficie interna del tubo es t_p. Del total del fluido que fluye a lo largo del eje del tubo, supóngase que m lb/ (h) (pie²) se pone en contacto con la pared del tubo donde su velocidad se reduce a cero y su temperatura se aproxima a la temperatura de la pared del tubo t_p. Entonces, cada partícula del fluido que se pone en contacto con la pared, transfiere su momentum axial y al regresar a la masa principal del fluido renueva su momentum axial a expensas de la energía del flujo principal. La perdida y renovación constante de momentum son las causas de la caída de presión. La tracción o fuerza de arrastre por unidad de área de la pared del tubo, se obtiene igualando la fuerza de arrastre en la unidad de longitud de la pared del tubo al producto del gradiente de presión y el área transversal de la tubería, lo cual se reduce a

$$\tau = \frac{f}{2} \rho u^2 \qquad (3.48)$$

donde τ es la fuerza de arrastre. Puesto que la fuerza de arrastre supone que es igual a la perdida de momentum del fluido, entonces

$$mu = \tau = \frac{f}{2} \rho u^2 \qquad (3.49)$$

La razón de transferencia de calor entre el fluido y la pared es dada por

$$mC2\pi r\ dL(T - t_p) = WC\ dT \qquad (3.50)$$

o de las Ecs. (3.49 y 3.50)

$$m = \frac{W\,dT}{2\pi r\,dL(T - t_p)} = \frac{\tau}{\ddot{u}} \tag{3.51}$$

En términos simples, los dos últimos miembros de la Ec. (3.51) establecen :

$$\frac{\text{Calor actualmente cedido a la pared del tubo}}{\text{Calor total disponible para cederse}} = \frac{\text{Pérdida de momentum debida a fricción superficial en la pared del tubo}}{\text{momentum total disponible}}$$

$$= \text{una constante}$$

Escribiendo de nuevo la Ec. (3.50) para incluir el coeficiente de transferencia de calor,

$$WC\,dT = h_i 2\pi r\,dL(T - t_p) \tag{3.52}$$

$$h_i = \frac{WC\,dT}{2\pi r\,dL(T - t_p)} = \frac{\tau C}{u} = \frac{\mathrm{f}}{2}\rho u C = \frac{fCG}{2} \tag{3.53}$$

0 en forma adimensional,

$$\frac{h_i}{CG} = \frac{\mathrm{f}}{2}$$

Es interesante notar en la Ec. (3.53) que se ha obtenido una ecuación para el coeficiente de transferencia de calor en el que está involucrado el factor de fricción y que puede determinarse de un experimento en el que no se transfiere calor. Igual que muchas derivaciones que requieren cierto número de suposiciones, el uso de la Ec. (3.53) se circunscribe sólo a un pequeño número de fluidos, particularmente a gases permanentes.

Fue Reynolds, como lo estableció Stanton,[12] quien predijo que el coeficiente de transferencia de calor obtenido de la Ec. (3.53) sería afectado por la relación de la conductividad térmica y viscosidad de un fluido específico. Mientras la presencia de la conductividad térmica sugiere la influencia de la conducción, se observó experimentalmente que la sección completa de un fluido en flujo turbulento no es turbulenta. En lugar de esto se ha encontrado que existe una película laminar cerca de la pared del tubo a través de la cual se efectúa la conducción. Prandtl [13] y Taylor [14] independientemente incluyeron esta película. Si se supone que la película tiene

[12] Stanton, T. E., *Phil. Trans. Roy. Soc. (London), A 190, 67-86 (1897).*
[13] Prandtl, L., Pkysik. Z., 29, 487-489 (1928).
[14] Taylor, G. I., *Brit. Adv. Comm. Aero., Rept. and Memo 272* (1917).

un grueso b y la temperatura de su circunferencia interna es t', el flujo de calor por pie cuadrado de película es dado por

$$Q = \frac{k(t' - t_p)}{b} \tag{3.54}$$

donde k es la conductividad promedio de la película. Supóngase que la transferencia de calor y momentum se lleva a cabo en esta película por movimiento molecular sin alterar el flujo laminar. La superficie interna de la película se mueve con una velocidad u' en flujo laminar, y poniendo $(u - u')$ por u en la Ec. (3.53)

$$Q = h_i(T - t') = \frac{\tau C(T - t')}{(u - u')} \tag{3.55}$$

Por la definición de viscosidad dada en la Ec. (3.4)

$$\tau = \mu \frac{u'}{b} \tag{3.56}$$

donde μ es la viscosidad del fluido en la película. De la Ec. (3.54)

$$t' - t_p = \frac{Qb}{k} = \frac{\mu u' Q}{\tau k} \tag{3.57}$$

y de la Ec. (3.55)

$$T - t' = \frac{Q(u - u')}{\tau C} \tag{3.58}$$

Combinando las Ecs. (3.57) y (3.58)

$$T - t_p = Q\left(\frac{\mu u'}{\tau k} + \frac{u}{\tau C} - \frac{u'}{\tau C}\right) \tag{3.59}$$

El valor correcto de h_i resulta

$$h_i = \frac{Q}{(T - t_p)} = \frac{\tau}{\frac{\mu u'}{k} + \frac{u}{C} - \frac{u'}{C}} \tag{3.60}$$

Sustituyendo r' por la razón u'/u y eliminando τ por medio de la Ec. (3.48)

$$h_i = \frac{f\,CG}{2\,[1 - r' + r'(C\mu/k)]} \tag{3.61}$$

o en forma adimensional usando c por C y h por h_i como usualmente se reporta en la literatura,

$$\frac{h}{cG} = \frac{f}{2} \frac{1}{1 - r' + r'(c\mu/k)} \tag{3.62}$$

La Ec. (3.61) es la modificación de Prandtl a la analogía de Reynolds, la que muchas veces se llama *analogía de Prandtl.* El grupo adimensional $c\mu/k$, número de Prandtl, ha aparecido al principio de este capítulo, y cuando es numéricamente igual a 1.0, la Ec. (3.61 j se reduce a la Ec. (3.53). Este es aproximadamente el caso en los gases permanentes. Aun cuando la Ec. (3.61) es una extensión notable de la analogía de Reynolds, tiene también limitaciones bien definidas. La teoría moderna presume que la distribución de velocidades no termina de una manera brusca en la capa laminar, sino que hay una capa amortiguadora dentro de la capa laminar en la que ocurre la transición. Otras extensiones de analogía aparecen también en la literatura.

PROBLEMAS

3.1. El coeficiente de transferencia de calor h de un tubo horizontal caliente a un gas por convección libre, se ha encontrado que es influido por el calor específico c, la conductividad térmica k, la densidad ρ, viscosidad μ, coeficiente de expansión térmica β del gas, D diámetro del tubo, g constante gravitacional, y la diferencia de temperatura At entre la superficie del tubo y el cuerpo principal del gas. Establezca la forma de una ecuación adimensional para el coeficiente de transferencia de calor.

3.2. Se ha encontrado que el coeficiente de transferencia de calor para la condensación de un vapor en un tubo horizontal es influido por el diámetro del tubo D, aceleración de la gravedad g, la diferencia de temperatura At entre el vapor saturado y la pared del tubo, conductividad térmica k, el calor latente de vaporización λ, la viscosidad μ, y la densidad ρ del vapor. Establezca la expresión adimensional para el coeficiente de transferencia de calor.

3.3. La velocidad a la que un sólido caliente se enfria en aire estacionario, se ha encontrado que está influida por el calor específico c, la conductividad térmica k, la densidad ρ y la viscosidad μ del gas, la longitud del sólido l y la diferencia de temperatura At entre la superficie del sólido y la temperatura de la masa del gas. Establezca una ecuación adimensional para la velocidad de enfriamiento h.

3.4. Cuando un fluido fluye alrededor de una esfera, la fuerza ejercida por el fluido se ha encontrado que es función de la viscosidad μ, de la densidad ρ y la velocidad u del gas, y el diámetro D de la esfera. Establezca una expresión para la caída de presión del fluido como función del número de Reynolds del gas.

3.5. Se ha encontrado que el calentamiento de gasoil y straw oil en una tubería de ½ plg IPS sigue la Ec. (3.42).

$$\frac{h_i D}{k} = 0.0115 \left(\frac{DG}{\mu}\right)^{0.90} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}$$

Se desea circular 5 600 lb/h de gasoilde 36.8°API a través de una tubería de 1 plg IPS, aumentando su temperatura de 110°F a 130°F. En ausencia de otros datos adicionales de transferencia de calor, calcule el coeficiente de transferencia de calor en la tubería de 1 plg. ¿Cómo compara con el valor de h_i cuando la misma cantidad de gasoil fluye en una tubería de ½ plg calculada por la misma ecuación? Los datos se encontrarán en la ilustración en este capítulo.

3.6. Usando la Ec. (3.42), se desea circular 4 000 lb/h de acetato de amilo a través de una tubería de ¾ plg IPS aumentando su temperatura da 130 a 150°F. (a) De los datos disponibles en el Apéndice sobre las propiedades físicas del acetato de amilo, calcule el coeficiente de transferencia de calor. Puede ser necesario extrapolar algunos de los datos. *(b)* Haga lo mismo para 6 000 lb/h de etileno glicol en la misma tubería cuando se calienta de 170 a 200°F.

Si únicamente se da un punto para una propiedad, tal como la conductividad térmica, y si ésta es menor que la temperaura promedio, su uso introducirá un pequeño factor de seguridad.

3.7. En un tubo de ½ plg IPS y de 10.125 pies de largo, Morris y Whitman reportaron lo siguiente para el calentamiento de agua dentro del tubo y recirculando vapor por la parte exterior. Nótese que G', la masa de velocidad reportada, no está en unidades consistentes.

G', lb/(seg)(pie²)	t_1, °F	t_2, °F	t_{w_1} °F
58.6	91.6	181.5	198.4
60.5	92.7	180.3	198.0
84.3	102.2	175.3	196.5
115	103.1	171.3	194.5
118	103.4	168.2	194.9
145	105.0	165.9	194.0
168	107.2	163.3	192.4
171	106.7	164.6	191.1
200	108.5	160.1	190.0
214	106.3	158.9	188.3
216	110.1	160.2	190.2
247	107.6	158.2	186.3

Las viscosidades y conductividades pueden ser encontradas en el Apéndice. El calor específico y la gravedad deberán tomarse como 1.0. Establezca una ecuación de la forma (3.26) usando todos los datos. (Idea. Para ahorrar tiempo en la selección de los exponentes del número de Prandtl, tómense tres puntos al azar, tal como el primero, el último y un intermedio, y resuelva algebraicamente).

3.8. Al enfriar gasoil de 35.8°API, con agua, Morris y Whitman reportaron lo siguiente para un tubo de ½ plg IPS y 10.125 pies de largo: (véase la tabla en la Pág. 81).

La viscosidad del aceite es 2.75 centipoises a 100°F y 1.05 centipoises a 200°F. Para obtener valores intermedios de la viscosidad, grafíquese temperatura contra viscosidad en un papel logarítmico. Establezca una ecuación de la forma (3.26) usando todos los datos. (La idea en el Prob. 3.7 es aplicable aquí).

G', lb/(seg)(pie²)	t_1, °F	t_2, °F	°F$_{w_1}$
82.6	150.3	125.5	66.0
115	138.7	118.7	68.0
164	130.5	113.9	70.0
234	141.2	124.2	79.2
253	210.0	179.8	115.4
316	197.6	173.3	122.9
334	132.3	119.4	82.1
335	191.1	168.4	116.3
413	194.4	173.0	121.6
492	132.5	122.1	89.5
562	200.2	182.4	139.4
587	188.6	171.9	127.7
672	190.0	175.1	140.7
682	191.8	176.4	139.5
739	132.6	124.6	97.2

3.9. Eu el enfriamiento de straw oil de 29.4° API, con agua, Morris y Whitman reportaron lo siguiente para una tubería de ½ plg IPS y 10.125 pies de largo:

G', lb/(seg)(pie²)	t_1, °F	t_2, °F	°F$_{w_1}$
141	362.3	296.3	130.8
143	477.6	385.7	194.8
165	317.8	270.0	116.9
172	163.7	148.2	60.2
252	140.5	130.1	62.9
292	142.3	131.5	66.9
394	133.0	124.6	69.6
437	244.9	218.7	141.4
474	130.6	123.1	71.7
474	376.1	330.6	232.9
485	181.1	166.5	102.3
505	134.9	126.8	75.4
556	171.9	159.5	99.8
572	137.9	129.6	80.6
618	310.8	281.6	217.0
633	244.1	222.8	160.4
679	162.4	152.0	99.3
744	196.6	182.7	129.1
761	155.4	146.0	97.6

(a) Establezca una ecuación de la forma (3.26) para todos los datos. (*b*) Combine estos datos con los del Prob. 3.8 para obtener una correlación de los dos aceites. (*c*) Calcule j_H cuando el exponente del número de Prandtl es ⅓, y grafique junto con los datos de la ilustración del texto acerca del calentamiento. ¿Qué conclusión se puede sacar?

3.10. Sieder y Tate[15] obtuvieron datos del enfriamiento de aceite de 21 °API

[15] *Ind. Eng. Chem.*, *28*, 1429.1435 (1936).

que fluye dentro de tubo de cobre con un diámetro interno de 0.62 plg y 5.1 pies de largo:

w, lb/h	t_1, °F	t_2, °F	t_p
1306	136.85	135.15	73.0
1330	138.0	136.2	74.0
1820	160.45	158.5	76.5
1388	160.25	157.9	75.5
231	157.75	149.5	77.0
239	157.5	148.45	78.0
457	212.8	203.2	89.0
916	205.5	200.4	86.0
905	205.0	200.0	85.5
1348	206.35	202.9	87.5
1360	207.6	204.0	87.5
1850	206.9	203.7	88.5
1860	207.0	204.0	90.0
229	141.6	134.65	82.5
885	140.35	138.05	77.0
1820	147.5	146.0	79.8
473	79.6	84.75	118.5
469	80.2	86.5	136.0
460	80.0	82.0	137.0

La temperatura t_p corresponde a la superficie interna del tubo. Ya que como todos estos datos caen bajo el número de Beynolds de 2 100, obtenga una ecuación de la forma (3.32). La viscosidad del aceite es 24.0 centipoises a 200°F y 250 centipoises a 100" F. Las viscosidades intermedias pueden obtenerse dibujando una linea recta en un papel logarítmico, como se muestra en la Fig. 3.8. (La idea del Prob. 3.7 es aplicable.)

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO 3

A	Superficie de transferencia de calor, pie^2
a	Area de flujo de fluido, pie-
b	Grueso de la capa laminar, pie
C	Calor específico del fluido caliente en las derivaciones, Btu/(lb)(°F)
c	Calor específico para el fluido frío, Btu/(lb)(°F)
D	Diámetro interior del tubo, pie
F	Dimensión fundamental de la fuerza, fuerza-lb
AF	Caída de presión, pie de líquido
f	Factor de fricción en la Ecuación Fanning, adimensional
f'	Factor de fricción, adimensional
G	Masa velocidad, lb/(h)(pie^2)
g	Aceleración de la gravedad, pie/h^2
H	Unidad de calor, Btu
h	Coeficiente de transferencia de calor en general, Btu/(h)(pie^2)(°F)

h_i Coeficiente de transferencia de calor basado en la superficie interna de] tubo, Btu/(h)(pie²)(°F)
h_o Coeficiente de transferencia de calor basado en la superficie externa de] tubo, Btu/(h)(pie²)(°F)
j_H Factor para transferencia de calor, adimensional
K_H Factor de conversión entre la energía cinética y calor (masa-lb)(pie)/Btu
K_M Factor de conversión entre masa y fuerza, masa-lb/fuerza-lb
k Conductividad térmica, Btu(h)(pie²)(°F/pie)
L Longitud, pie
M Dimensión fundamental de masa, masa-lb
m Velocidad masa perpendicular a la superficie interna del tubo, lb/(h)(pie²)
ΔP Caída de presión, lb/pie²
Q Flujo de calor, Btu/h
R_i Resistencia térmica interior del tubo (h) (pie²)(°F)/Btu
R_o Resistencia térmica exterior del tubo (h)(pie²)(°F)/Btu
r Radio pies
r Relación de u'/u, adimensional
T Temperatura del fluido caliente, °F
T_i Temperatura del fluido caliente dentro del tubo, °F
t' Temperatura de la superficie interna de la capa laminar, °F
t_o Temperatura del fluido frío fuera del tubo, °F
t_p Temperatura en la superficie interna de un tubo, °F
t_w Temperatura en la superficie exterior de un tubo, °F
t_1, t_2 Temperaturas de entrada y salida del fluido frío, °F
At Diferencia de temperatura para transferencia de calor, °F
Δt_i Diferencia de temperatura entre el fluido dentro del tubo y la pared interior del tubo, °F
Δt_o Diferencia de temperatura entre el fluido fuera del tubo y la pared exterior del tubo, °F
U Velocidad en general, pie/h
u' Velocidad de la capa laminar, pie/h
v Volumen específico, pie³/lb
W Peso del flujo del fluido caliente, lb/h
w Peso del flujo del fluido frío, lb/h
x, Y Coordenadas, pie (y se usa también para indicar una ordenada)
Y Distancia, pie
α Cualquiera de las varias constantes de proporcionalidad adimensional
θ Tiempo, h
μ Viscosidad, lb/(pie)(h)
π Grupo adimensional
ρ Densidad, lb/pie³
τ Esfuerzo de corte, lb/pie²
ϕ Función

EXPONENTES

p, q Constantes

SUBINDICES (EXCEPTO LOS ANOTADOS ARRIBA)

i Interior de un tubo o tubería
0 Exterior de un tubo o tubería

CAPITULO 4

RADIACION

Introducción. Muy a menudo la radiación se considera **como un** fenómeno perteneciente sólo a cuerpos calientes luminosos. En este capítulo se **verá que** éste **no** es el caso y que la radiación, como un tercer medio de transferencia de calor, difiere bastante de la conducción y de la convección. En la conducción de calor a través de sólidos, el mecanismo consiste en la transferencia **de** energía a través de cuerpos cuyas moléculas, excepto por las vibraciones, permanecen continuamente en posiciones fijas. En la convección, el calor es primero absorbido de la fuente por partículas de fluido inmediatamente adyacentes a ella y entonces transferido al interior del fluido mezclándose con él. Ambos mecanismos requieren la presencia de un medio para transportar el calor de la fuente al recibidor. La transferencia de calor radiante no requiere la intervención de un medio, y el calor puede ser transmitido por radiación a través del vacío absoluto.

Longitud de anda y frecuencia. Es conveniente mencionar las características de la energía radiante en tránsito, antes de discutir los orígenes de la energía radiante. La energía radiante es de la misma naturaleza que la luz visible ordinaria. Se considera, de acuerdo con la teoría electromagnética de Maxwell, como consistente de un campo eléctrico oscilante acompañado por un campo magnético también oscilante en fase con él. Los textos de física del bachillerato usualmente tratan esta teoría en detalle.

La variación de la intensidad con el tiempo del campo eléctrico pasando por un punto dado puede ser representada por una onda senoidal que tiene longitud finita de cresta a cresta, que es λ, la *longitud de onda.* El número de ondas que pasan por un punto dado en la unidad de tiempo, es la *frecuencia* de la radiación, y el producto de la frecuencia por la longitud de onda es la velocidad de la onda. Para el tránsito en el vacío, la velocidad de propagación de la radiación está muy cercana a las 186 000 millas por segundo. Para el tránsito a través de un medio, la velocidad es algo menor, aun cuando la desviación generalmente se desprecia,

La longitud de onda de la radiación puede especificarse en cualquiera unidad de longitud, pero el micrón, 1×10^{-4} cm, es común. Todas las ondas conocidas, incluidas en la teoría electromagnética, están situadas entre las ondas cortas de los rayos cósmicos, menos de 1 X 10^{-6} micrones, las ondas largas de radio se sitúan arriba de 1×10^{-7} micrones. De éstas, únicamente las ondas en la región entre cerca y un poco después del infrarrojo con longitudes de onda de ¾ a 400 micrones, son de importancia en la transferencia de calor radiante, tal como se encuentra en el equipo industrial ordinario.

Los orígenes de la energía radiante. Se cree que la energía radiante se origina dentro de las moléculas del cuerpo radiante, los átomos de cuyas moléculas vibran en un movimiento armónico simple como osciladores lineales. Se cree que la emisión de energía radiante representa una disminución en las amplitudes de vibraciones dentro de las moléculas, mientras que una absorción de energía representa un aumento. En su esencia, la teoría de los cuantos postula que para cada frecuencia de radiación hay una pequeña pulsación mínima de energía que debe emitirse. Este es el cuanto, no pudiendo emitirse una cantidad más pequeña aun cuando sí se puede emitir un múltiplo de esta cantidad mínima. La radiación total de energía de una frecuencia dada emitida por un cuerpo, es un número entero de cuantos a esa frecuencia. Para diferentes frecuencias, el número de cuantos y por ende, de energía total, puede ser diferente. Planck demostró que la energía asociada con un cuanto es proporcional a la frecuencia de vibración o, si la velocidad de toda la radiación se considera constante, inversamente proporcional a la longitud de onda. Así, la energía radiante de una frecuencia dada se puede representar como consistiendo de sucesivas pulsaciones de energía radiante, teniendo cada pulsación el valor del cuanto para una frecuencia dada.

El esquema atómico propuesto por Bohr es útil para tener una comprensión más clara del posible origen de la energía radiante. Se cree que los electrones viajan alrededor del núcleo de un átomo en órbitas elípticas a distancias variables del núcleo. Los electrones de la órbita exterior poseen energías definidas que comprenden sus energías cinéticas y potenciales, en virtud de su rotación alrededor del núcleo. La energía potencial es la energía requerida para remover un electrón de su órbita a una distancia infinita del núcleo. Un electrón dado en una órbita a una cierta distancia del núcleo, tendrá determinada energía. Si ocurriera una perturbación, tal como la colisión de un átomo con otro o con un electrón, el electrón en cuestión podría ser desplazado de su órbita y podría (1) volver

a su órbita original, (2) pasar a otra órbita cuyos electrones poseen diferente energía, o (3) dejar el sistema influido por el núcleo. Si la transición es de una órbita de mayor energía a una de menor, el reajuste se efectúa radiando el exceso de energía.

Otro origen de la energía radiante puede atribuirse a los cambios en las energías de átomos y moléculas sin referencia a sus electrones individuales. Si dos o más núcleos de la molécula están vibrando uno con respecto al otro, un cambio en la amplitud o amplitudes de la vibración causará un cambio en el contenido de energía. La energía de la molécula puede cambiarse por una alteración de su energía cinética de traslación o rotación y esto también resultará en emisión de energía radiante. Una disminución en velocidad corresponde a la emisión de energía radiante, mientras que un aumento corresponde a la absorción de energía radiante.

Puesto que la temperatura es una medida del promedio de la energía cinética de las moléculas, a mayor temperatura mayor energía cinética promedio, tanto de traslación como de vibración. Puede esperarse, por lo tanto, que a mayor temperatura mayor la cantidad de energía radiante emitida por una sustancia. Puesto que el movimiento molecular cesa completamente sólo en el cero absoluto de temperatura, puede concluirse que todas las sustancias emitirán o absorberán energía radiante siempre que la temperatura de las sustancias esté sobre el cero absoluto.

Para que la energía radiante se emita desde el interior de un sólido, debe penetrar la superficie del sólido sin ser disipada en producir otros cambios de energía dentro de las moléculas. Hay pocas probabilidades de que la energía radiante generada en el interior de un sólido alcance su superficie sin encontrar otras moléculas y, por lo tanto, toda la energía radiante emitida de la superficie de los cuerpos sólidos es generada por cambios en los niveles de energía de las moléculas cercanas o en su superficie. La cantidad de energía radiante emitida por un sólido es, consecuentemente, función de la superficie del cuerpo, y recíprocamente, la radiación incidente en un cuerpo sólido se absorbe en su superficie. La probabilidad de que la energía interna generada alcance la superficie, es por mucho mayor para los gases calientes radiantes que para los sólidos, y la energía radiante emitida por un gas es función del volumen de él más bien que de la superficie de la forma del gas. En los líquidos la situación es intermedia entre gases y sólidos, y se puede originar radiación un poco por debajo de la superficie, dependiendo de la naturaleza del líquido.

Distribución de la energía radiante. Un cuerpo a una temperatura dada emitirá radiación en el rango completo de las longitudes

de onda y no en una longitud de onda simple. Esto se atribuye a la existencia de una variedad infinita de osciladores lineales. La energía emitida a cada longitud de onda puede determinarse mediante el uso de un prisma dispersor y una termopila. Tales medidas, en un cuerpo dado, producirán curvas como las mostradas en la Fig. 4.1 para cada temperatura establecida. Las curvas son gráficas de la intensidad de la energía radiante Ix Btu/ (h) (pie²) (micrón) contra las longitudes de onda de micrones, determinadas a diferentes longitudes de onda y puntos conectores. Para cada temperatura en particular, cada curva posee una longitud de onda a la cual la cantidad de energía espectral emitida es un máximo. Para el mismo cuerpo a menor temperatura, la intensidad de máxima radiación obviamente es menor, pero es también significativo que la longitud de onda a la cual el máximo ocurre es mayor. Puesto que la curva para una sola temperatura describe la cantidad de energía emitida por una longitud de onda, el área bajo la curva debe ser igual a la suma de toda la energía radiada por el cuerpo a todas sus longitudes de onda. La máxima intensidad está **por** debajo de ¾ y *400* micrones, indicando que el calor rojo es una fuente de energía mucho mejor que el calor blanco. Si no fuera por este hecho, las lámparas incandescentes cercanas al blanco requerirían más energía para la iluminación y emitirían molestas cantidades de calor.

Cuando se consideran las propiedades de la radiación, es necesario diferenciar entre dos clases de ellas: la monocromática y la total. Una propiedad monocromática, tal como el valor máximo de I_λ en la Fig. 4.1, se refiere a una longitud de onda simple. Una propiedad total indica que es la suma algebraica de los valores monocromáticos de la propiedad. Radiación monocromática significa literalmente "un color" o una longitud de onda, pero experimentalmente se refiere, en realidad, a un grupo o banda de longitudes de onda, puesto que éstas no pueden resolverse individualmente. Los valores monocromáticos no son importantes en la solución directa de los problemas en ingeniería, pero son necesarios para la derivación de las correlaciones básicas de radiación.

La potencia emisiva. La cantidad total de energía radiante de todas las longitudes de onda emitida por un cuerpo por unidad de área y de tiempo, es la *potencia emisiva total E,* Btu/ (h) (pie²). Si la intensidad de la energía radiante a cualquier longitud de onda en la Fig. 4.1 es I_λ Btu/ (h) (pie²) (micrón), la potencia emisiva total es el área bajo la curva y puede ser computada por

$$E = \int_0^\infty I_\lambda \, d\lambda \tag{4.1}$$

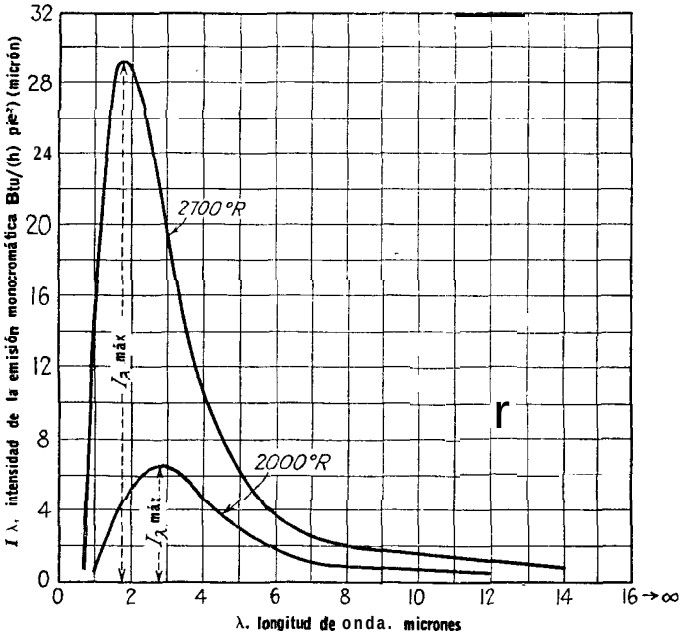


FIG. 4.1. **Intensidad de radiación monocromática para un cuerpo caliente a diferentes temperaturas**

La correlación entre I_λ y λ fue el objeto de muchas investigaciones tanto experimentales como matemáticas durante el siglo diecinueve. Planck fue el primero que reconoció la naturaleza cuántica de la energía radiante y desarrolló una ecuación que se adapta a la curva de energía espectral de la Fig. 4.1 a cualquier temperatura. Es dada por

$$I_\lambda = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{C_2/\lambda T} - 1} \tag{4.2}$$

donde I_λ = intensidad de emisión monocromática, Btu/(h)(pie²)(micrón)
λ = longitud de onda, micrones
C_1 y C_2 = constantes con valores 1.16×10^8 y 25 740
T = temperatura del cuerpo, °R

Wien postuló otra ley conocida como la ley del desplazamiento de Wien, que establece que el producto de la longitud de onda del máximo valor de la intensidad monocromática de emisión y la temperatura absoluta, es una constante, o

$$\lambda T = 2\ 884 \text{ micrones } °R \tag{4.3}$$

La Ec. (4.3) puede derivarse de la Ec. (4.2) como sigue,

$$dI_\lambda = d\left(\frac{C_1\lambda^{-5}}{e^{C_2/\lambda T} - 1}\right) = 0 \tag{4.4}$$

$$(-5C_1\lambda^{-6})(e^{C_2/\lambda T} - 1) + C_1\lambda^{-5}(e^{C_2/\lambda T})\frac{C_2}{\lambda^2 T} = 0$$

$$\left(-5 + \frac{C_2}{\lambda T}\right)e^{C_2/\lambda T} + 5 = 0 \tag{4.5}$$

Mediante pruebas y errores, el primer término es igual a -5 cuando $\lambda T = 2\,884$.

Las determinaciones espectrales de la radiación recibida por la superficie de la tierra desde el sol y tomando en cuenta la absorción por la atmósfera, indican que el máximo de I_λ esta aproximadamente a los 0.25 micrones, o sea, en el utravioleta. Esto explica el alto contenido ultravioleta de los rayos del sol y el predominio del color azul en el espectro visible. La localización de este máximo permite una estimación de la temperatura del sol a partir de la Ec. (4.3) a **ll 000°F.**

La incidencia de la energía radiante: el cuerpo negro. La discusión anterior se ha referido a la generación de energía radiante. ¿Qué pasa cuando la energía radiante cae sobre un cuerpo? En el caso simple de la luz puede ser parcial o totalmente absorbida o reflejada. Si el medio que la recibe es trasparente a la radiación, transmitirá algo de la energía a través del cuerpo mismo. Los mismos efectos son aplicables a la energía radiante, y un balance de energía respecto a un receptor en el cual la energía incidente **total** es la unidad, está dado por

$$a + r + \tau = 1 \tag{4.6}$$

donde la *absorbencia* a es la fracción absorbida, la *reflexividad* r es la fracción reflejada, y la *transmisividad* τ la fracción transmitida. La mayoría de los materiales en ingeniería son sustancias opacas que tienen transmisividad cero, pero no hay ninguna que absorba o refleje completamente la energía incidente. Las sustancias que tienen absorbencias casi completas son el negro de humo, el negro de platino y el negro de bismuto, que absorben de 0.98 a 0.99 de toda la radiación incidente.

Si un cuerpo ordinario emite radiación a otro cuerpo, parte de la energía emitida es retornada al cuerpo por reflexión. Cuando Planck desarrolló la Ec. (4.2), supuso que nada de la energía emitida era devuelta. Esto fue equivalente a suponer que los cuerpos

que tienen transmisividad cero también tienen cero de reflexividad. Este es el concepto del cuerpo *negro* perfecto, para el cual $a = 1.0$.

Conexiones entre la emisividad y absorbencia: Ley de Kirchhoff. Considere un cuerpo de tamaño y forma determinados, colocado dentro de una esfera hueca a temperatura constante; suponga que el aire ha sido evacuado. Después de que se alcanza el equilibrio térmico, la temperatura del cuerpo y de la esfera será la misma, infiriéndose que el cuerpo está absorbiendo y radiando calor a idénticas velocidades. Suponga que la intensidad de la radiación incidente en el cuerpo sea Z Btu/(h) (pie"), la fracción absorbida a_1, y la potencia emisiva total E_1 Btu/ (h) (pie") . Luego la energía emitida por el cuerpo de superficie total A_1 es igual a la recibida, o

$$E_1A_1 = Ia_1A_1 \tag{4.7}$$
$$E_1 = Ia_1 \tag{4.8}$$

Si el cuerpo se reemplaza por otro de idéntica forma y si nuevamente se alcanza el equilibrio,

$$E_2 = Ia_2 \tag{4.9}$$

Si un tercer cuerpo, un cuerpo negro, se introduce, entonces

$$E_b = Ia_b \tag{4.10}$$

Pero por definición, la absorbencia de un **cuerpo negro es 1.0.**

$$\frac{E_1}{a_1} = \frac{E_2}{a_2} = E_b \tag{4.11}$$

o en el equilibrio térmico, la razón de la potencia emisiva total a la absorbencia para todos los cuerpos es la misma. Esto se conoce como la Ley de Kirchhoff. Puesto que la máxima absorbencia del cuerpo negro se toma como 1.0 de la Ec. (4.6), su reflexividad debe ser cero. No se pueden obtener valores **absolutos** de la fuerza emisiva total, pero

$$E_1 = a_1E_b \tag{4.12}$$
$$E_2 = a_2E_b \tag{4.13}$$
$$\frac{E_1}{E_b} = a_1 = \epsilon_1 \tag{4.14}$$
$$\frac{E_2}{E_b} = a_2 = \epsilon_2 \tag{4.15}$$

El uso de la razón de la potencia emisiva real a la potencia emisiva **del cuerpo negro,** bajo idénticas condiciones, se llama *emisividad* ϵ. Puesto que es la referencia, la emisividad del cuerpo negro es la unidad. Las emisividades de los materiales comunes que cubren un

gran rango, se tabulan en la Tabla 4.1. Las emisividades son influidas por el acabado o pulido de las superficies y aumentan con la temperatura. Las superficies muy pulidas y blancas tienen, generalmente, valores menores que las superficies negras y rugosas. De la Ec. (4.12) puede verse que cualquier cuerpo que tenga una alta emisividad como radiador tendrá alta absorbencia cuando actúe como recibidor. El axioma usual es: Buenos radiadores son buenos absorbtdores.

Determinación experimental de la emisividad. La determinación experimental de las emisividades de los materiales es particularmente difícil a altas temperaturas. Los problemas relacionados con el mantenimiento de un sistema libre de conducción, convección y medio absorbente de radiación, requieren un análisis muy cuidadoso. Aquí se expone un método que es satisfactorio para la medida de emisividades en el rango de temperaturas ordinarias y puede ser aplicado al calculo de problemas tales como la perdida de calor de un tubo en el aire por radiación solamente. Un cilindro opaco, hueco, ennegrecido por su parte interior, se mantiene a temperatura constante mediante un baño, como se muestra en la Fig. 4.2. Un receptor de la radiación total se monta mediante una ménsula a la pared del cilindro. El receptor de radiación consiste de un cilindro de cobre a, que está ennegrecido en el interior y altamente pulido en la parte externa. Con el propósito de absorber la radiación, se

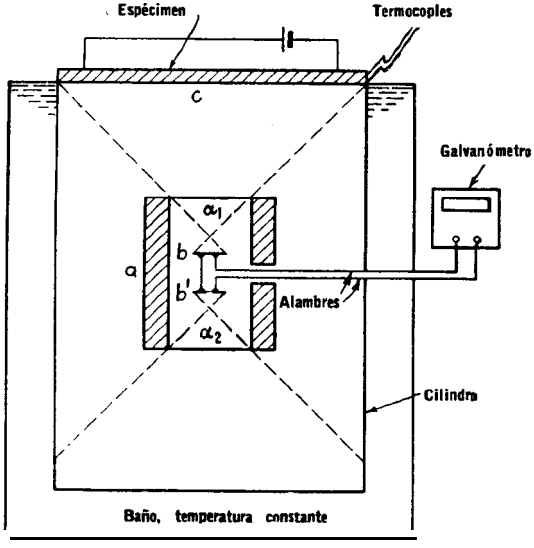


FIG. 4.2. Aparato para medir emisividades

montan en el receptor dos discos de cobre b y b', extremadamente delgados, ennegrecidos y de alta conductividad. Montando los discos a igual distancia de la parte superior y del fondo del pequeño cilindro, los ángulos α_1 y α_2 son iguales y los discos tienen áreas iguales para recibir radiación. El disco inferior recibe radiación de las paredes ennegrecidas del depósito exterior que esta a temperatura constante. El disco superior recibe radiación de una placa del espécimen c que se mantiene eléctricamente a temperatura constante. Los dos discos se conectan entre sí mediante un termocople muy sensible, de manera que se opongan uno al otro, midiéndose únicamente las diferencias netas en la cantidad de radiación. Esta medición se hace mediante un galvanómetro. Conectando los termocoples de manera que se opongan uno a otro, cualquier efecto dentro del receptor mismo se anula. Si se mide la deflexión del galvanómetro causada por el espécimen que no es cuerpo negro, y luego c se reemplaza por un cuerpo negro perfecto, la razón de las dos deflexiones del galvanómetro es la emisividad del espécimen. Los datos obtenidos en esta forma son la ***emisividad normal total,*** como se da en la Tabla 4.1. También pueden ser usados en la solución de problemas que tengan radiación hemisférica, excepto en presencia de superficies altamente pulidas.

Influencia de la temperatura en la potencia emisiva: ley de Stefan-Boltzmann. Si un cuerpo negro perfecto radia energía, la radiación total puede ser determinada por la Ley de Planck. Principiando con la ecuación del cuerpo negro monocromático

$$I_\lambda = \frac{C_1\lambda^{-5}}{e^{C_2/\lambda T} - 1}$$

puede ser aplicada para sumar toda la energía por integración del área bajo la curva de la Fig. 4.1 o a temperatura fija

$$E = \int_0^\infty \frac{C_1\lambda^{-5}}{e^{C_2/\lambda T} - 1}\, d\lambda \tag{4.16}$$

Sea $x = C_2/\lambda T$, $\lambda = C_2/Tx$, $d\lambda = (-C_2/Tx^2)\, dx$, de la cual

$$E_b = -\frac{C_1T^4}{C_2^4}\int_{0_0}^{\infty} x^3(e^x - 1)^{-1}\, dx \tag{4.17}$$

Desarrollando el término en paréntesis

$$E_b = -\frac{C_1T^4}{C_2^4}\int_0^\infty x^3(e^{-x} + e^{-2x} + e^{-3x} + e^{-4x} + \cdots)\, dx \tag{4.18}$$

TABLA 4.1. EMISIVIDAD NORMAL TOTAL DE VARIAS SUPERFICIES (HOTTEL) A. METALES Y SUS OXIDOS

Superficie	*t*, °F *	Emisividad *
Acero (Véase Hierro y Acero)		
Aluminio		
Placa muy pulida, 98.3% de pureza	440–1070	0.039–0.057
Placa pulida	73	0.040
Placa áspera	78	0.055
Oxidada a 1110°F	390–1110	0.11–0.19
Techados de aluminio	100	0.216
Superficies calorizadas, calentadas a 1110°F		
Cobre	390–1110	0.18–0.19
Acero	390-1110	0.52–0.57
Cobre		
Cobre electrolítico cuidadosamente pulido	176	**0.018**
Comercial esmerilado, pulido, algo poroso	66	0.030
Comercial, brillante pero no al espejo	72	0.072
Pulido	242	0.023
Placa, calentada largo tiempo, cubierta con gruesa capa de óxido	77	0.78
Placa calentada a ll 10°F	390–1110	0.57–0.57
Oxido cuproso	1470–2010	0.66–0.54
Cobre fundido	1970–2330	0.16–0.13
Cromo (véase Niquel, Aleaciones para Aceros Ni- Cr.	100–1000	0.08G0.26
Estaño, lámina de hierro con estañado brillante,	76	0.043 y 0.064
Hierro y acero		
Superficies metálicas (capa de óxido muy delgada)		
Hierro electrolítico, altamente pulido	350440	0.052–0.064
Hierro pulido	800–1880	0.144–0.377
Hierro recién esmerilado	68	0.242
Hierro vaciado pulido	392	0.21
Hierro forjado, muy pulido	100–480	0.28
Hierro vaciado, recién torneado		0.435
Piezas de acero pulidas	1420121900	0.52–0.56
Solera de fondo, de acero'	1720-2010	0.55–0.61
Lámina de hierro lisa	16.50-1900	0.55-0.60
Hierro vaciado, torneado a máquina	1620–1810	0.60–0.70
Superficies oxidadas		
Placa de hierro, pickleada, cubierta con óxido rojo	68	0.612
Completamente oxidada	67	0.685
Lámina de acero rolada	70	0.657
Hierro oxidado	212	0.736
Hierro vaciado, oxidado a 1100°F	390–1110	0.64–0.78
Acero oxidado a 1100°F	390–1110	0.79-0.79
Hierro electrolítico, terso, oxidado	260-980	0.78-0.82
Oxido de hierro	930-2190	0.85–0.89
Lingotes de hierro ásperos	1700–2040	0.87–0.95
Lámina de acero, con una capa de óxido resistente y áspero	75	**0.80**
Capa de óxido denso, brillante	75	0.82
Placa vaciada, lisa	73	0.80
Aspera	73	0.82
Hierro vaciado, áspero, fuertemente oxidado	100–480	0.95
Hierro forjado, oxidado opaco	70-680	**0.94**

TABLA 4.1. EMISIVIDAD NORMAL TOTAL DE VARIAS SUPERFICIES (HOTTEL) A. METALES Y SUS OXIDOS
(*Continúa*)

Superficie	*t*, °F *	Emisividad *
Placa de acero, áspera	100–700	0.94–0.97
Aleaciones del acero a alta temperatura. (Ver Aleaciones de níquel)		
Metal fundido		
Hierro vaciado	1'370-2550	0.29–0.29
Acero suave	2'910–3270	0.28-0.28
Latón		
Altamente pulido		
73.2% Cu, 26.7% Zn	476-674	0.028–0.031
62.4% Cu, 36.8% Zn, 0.4% Pb, 0.3% Al	494-710	0.033-0.037
82.9% Cu, 17.0% Zn	530	0.030
Rolado duro, pulido, pero con huellas visibles de pulido	70	0.038
pero con algo de ataque	73	0.043
pero con trazas de estearina remanentes del pulido	75	0.053
Pulido	106600	0.096–0.096
Placa rolada, superficie natural	72	0.06
Frotada con esmeril grueso	72	0.20
Placa opaca	120–660	0.22
Oxidado por calentamiento a 1110°F	390-1110	0.61–0.59
Mercurio	32-212	0.09–0.12
Molibdeno, filamento	1340–4700	0.096–0.292
Monel, metal, oxidado a 1110°F	390-1110	0.41–0.46
Níquel		
Electrodepositado en hierro pulido, luego pulido	74	0.045
Técnicamente puro, pulido (98.9% Ni + Mn)	440-710	0.07–0.087
Electrodepositado en hierro pickleado, no pulido	68	0.11
Alambre	368-1844	0.096-0.186
Placa, oxidada por calentamiento a 1110°F	390–1110	0.37–0.48
Oxido de níquel	1200–2290	0.59-0.86
Níquel, aleaciones de		
Cromoníquel	125-1894	0.64–0.76
Nickelin (18-32 Ni; 55-68 Cu; 20 Zn), gris oxidado	70	0.262
Ka-2S aleación de acero (8% Ni; 18% Cr), plateado ligero, áspero, café, después del calentamiento	420–914	0.44–0.36
después de 42 h de calentamiento a 980°F	420–980	0.62-0.73
NCT-3 aleación (20 Ni; 25 Cr). Café, manchado, oxidado por el servicio	420–980	0.90–0.97
NCT-6 aleación (60 Ni; 12 Cr). Liso, negro, capa firme de óxido adhesivo por el servicio	520-1045	0.89–0.82
Oro		
Puro, altamente pulido	440–1160	0.018–0.035
Plata		
Pulida, pura	440-1160	0.0198–0.0324
Pulida	100-700	0.0221–0.0312

TABLA 4.1. EMISIVIDAD NORMAL TOTAL DE VARIAS SUPERFICIES (HOTTEL) A. METALES Y SUS OXIDOS (Continúa)

Superficie	t, °F *	Emisividad *
Platino		
Puro, placa pulida	440-1160	0.054–0.104
Tira	1700–2960	0.12–0.17
Filamento	80-2240	0.036-0.192
Alambre	440–2510	0.07330.182
Plomo		
Puro (99.96%) sin oxidar	260-440	0.057-0.075
Gris oxidado	75	0.281
Oxidado a 390°F	390	0.63
Tántalo, filamento	2420-5430	0.194–0.31
Tungsteno		
Filamento, envejecido	80–6000	0.032–0.35
Filamento	6000	0.39
Cinc		
Comercial 99.1% pureza, pulido	440–620	0.045–0.053
Oxidado por calentamiento a 750°F	750	0.11
Lámina de hierro galvanizada, poco brillante	82	0.228
Lámina de hierro galvanizada, oxidada gris	75	0.276

B. REFRACTARIOS, MATERIALES DE CONSTRUCCION, PINTURAS Y VARIOS

Aceite, capas en níquel pulido (aceite lub.)	68	
Superficie pulida, sola		0.045
+ 0.001 plg de aceite		0.27
+ 0.002 plg de aceite		0.46
+ 0.005 plg de aceite		0.72
capa de aceite de grueso ∞		0.82
Aceite, capas en hojas de aluminio (aceite de linaza)		
Hoja de Al	212	0.087"
+ 1 capa de aceite	212	0.561
+ 2 capas de aceite	212	0.574
Agua	32-212	0.954.963
Asbestos		
Placa	74	0.96
Papel	100–700	0.93-0.945
Carbón		
Carbón T (Gebruder Siemens) 0.9% cenizas	260-1160	0.81–0.79
Este carbón empezó con una emisividad de 0.72 a 260°F, pero en el calentamiento/ cambió a los valores dados		
Filamento de carbón	1900–2560	0.526
Hollín de vela	206-520	0.952
Pintura de negro de humo y vidrio soluble	209–362	0.959-0.947
Igual al anterior	260-440	0. 957–0. 952
Capa delgada en placa de hierro	69	0.927
Capa gruesa	68	0.967
Negro de humo, 0.003 plg de grueso o mayor	100–700	0.945
Cuarzo, áspero, fundido	70	0.932
Esmalte, fundido blanco, en hierro	66	0.897
Estuco, con cal áspera	50-190	0.91
Hule		
Duro, placa lustrosa	74	0.945
Suave, gris, áspero (recuperado)	76	0.859

TABLA 4.1. EMISIVIDAD NORMAL TOTAL DE VARIAS SUPERFICIES (HOTTEL) B. REFRACTARIOS, MATERIALES DE CONSTRUCCION. PINTURAS Y VARIOS

(Continúa)

Superficie	*t*, °F *	Emisividad *
Ladrillo		
Rojo, áspero, pero sin irregularidades notables.	70	0.93
De sílice, sin vidriar, áspero	1832	0.80
De sílice, vidriado áspero	2012	0.85
Ladrillo de Grog, vidriado	2012	0.75
(Vea Materiales refractarios)		
Mármol, gris claro, pulido	72	0.931
Materiales refractarios, 40 diferentes	1110-1830	
Malos radiadores		0.65 a 0.75 / 0.70 a 0.75
Buenos radiadores		0.80 a 0.85 / 0.85 a 0.90
Papel, delgado		
Adherido a placa de hierro estañada	66	0.924
a placa áspera de hierro	66	0.929
a placa con laca negra	66	0.944
Papel impermeabilizante para techos	69	0.91
Pinturas, lacas, barnices,		
Esmalte blanco, barniz aplicado a placa de hierro áspero	73	0.906
Laca negra brillante, atomizada en hierro	76	0.875
Barniz de laca negro brillante en lámina de hierro estañada	70	0.821
Barniz de laca negro mate	170–295	0.91
Laca negra	100–200	0.80-0.95
Laca negra sin lustre	100-200	0.96–0.98
Laca blanca	toe200	0.80–0.95
Pinturas de aceite, 16 colores diferentes	212	0.92-0.96
Pinturas y lacas de aluminio		
10% Al, 22% laca, en superficies ásperas 0 lisas	212	0.52
26% Al, 27% laca, en superficies ásperas 0 lisas	212	0.3
Otras pinturas de Al, de contenido de Al y añejamiento variable	212	0.27–0.67
Laca de aluminio y-barniz, en placas ásperas	70	0.39
Pintura de aluminio, después de calentar a 620°F	300-600	0.35
Porcelana, vidriada	72	0.924
Roble. cepillado	70	0.895
Serpentina, pulida	74	0.900
Vidrio, liso	72	0.937
Yeso, 0.02 plg de grueso en placa lisa u oscurecida.	70	0.903

NOTA. Los resultados de muchos investigadores han sido omitidos debido a los defectos obvios en el método experimental.

*** Cuando dos temperaturas y dos emisividades son dadas, se corresponden primera a primera y segunda a segunda, se pueden hacer interpolaciones lineales.**

**** Aun cuando este valor es probablemente alto. se da para comparar con los datos del mismo investigador, para mostrar el efecto de las capas de aceite (véase Aluminio, parte A de esta tabla).**

Integrando cada término y sumando solamente los primeros cuatro corno significantes,

$$Ea = \frac{C_1 T^4}{C_3^4} \times 6.44 \qquad (4.19)$$

Evaluando constantes

$$E_b = 0.173 \times 10^{-8} T^4 \qquad (4.20)$$

La Ec. (4.20) es el área bajo la curva en la Fig. 4.1 de $\lambda = 0$ a $\lambda = \infty$ y establece que la radiación total de **un cuerpo** negro perfecto es proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta del cuerpo. Esto se conoce como la Ley de Stefan-Boltzmann. La constante 0.173 X 10^{-8} Btu/(h)(pie²)(°R⁴) se conoce como la constante de Stefan-Boltzmann designada comúnmente por σ. Esta ecuación también fue deducida por Boltzmann de la segunda ley de la termodinámica. La Ec. (4.20) sirve como la principal correlación en los cálculos de fenómenos de radiación y es a la radiación lo que $Q = hA$ Ates a la conevección. Sin embargo, la Ec. (4.20) se derivó para un cuerpo negro perfecto. De la Ec. (4.14) si un cuerpo no es negro, la razón de la emisividad E/E_b y E puede escribirse E = $E_b\varepsilon$. La Ec. (4.20) se transforma

$$E = \epsilon\sigma T^4 \qquad (4.21)$$

Y

$$\frac{Q}{A} = \epsilon\sigma T^4 \qquad (4.22)$$

Intercambio de **energía entre dos planos extensos paralelas.** Las consideraciones cuantitativas anteriores se han referido, hasta ahora, al cambio de energía cuando la radiación ocurre únicamente desde un cuerpo simple, y se ha supuesto que la energía, una vez que se irradia, no vuelve más a la fuente. Esto es cierto únicamente si un cuerpo negro radia a otro cuerpo negro sin medio entre ellos o si no ocurre absorción en el medio. De los gases, se clasifican como no absorbentes el cloro, el hidrógeno, el oxígeno y el nitrógeno. El monóxido de carbono, el bióxido de carbono y los gases orgánicos y vapores, son absorbentes en mayor o menor cantidad, De las discusiones anteriores se puede conceder que la radiación desde una pequeña placa procede hacia el exterior en forma hemisférica ocupando la placa del centro, y que la radiación que incide sobre el área de un cuerpo a gran distancia es muy pequeña. En la radiación es necesario calificar las condiciones bajo las cuales toda la radiación de la fuente es completamente recibida por el receptor Esto ocurrirá si dos placas o planos radiantes son infini-

tamente grandes, de manera que la cantidad de radiación que se escapa por las aristas de la fuente y las aristas del receptor, es insignificante. Si ambas placas o planos son cuerpos negros, la energía del primero es $E_{b1} = \sigma T_1^4$ y del segundo $E_{b2} = \sigma T_2^4$ Por definición del cuerpo negro, toda la energía que recibe es absorbida y el cambio neto por pie cuadrado entre dos planos mantenidos a temperatura constante es

$$\frac{Q}{A} = E_{b1} - E_{b2} = \sigma(T_1^4 - T_2^4) \tag{4.23}$$

$$= 0.173 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \tag{4.24}$$

EJEMPLO 4.1 **Radiación entre das planos extensos.** Dos paredes muy grandes están a temperatura constante de 800 y 1000°F. Suponiendo que son cuerpos negros, ¿qué tanto de calor debe removerse de la pared fría para mantener la temperatura constante?

Solución :

$$T_1 = 1000 + 460 = 1\,460°\text{R} \qquad T_2 = 800 + 460 = 1\,260°\text{R}$$

$$\frac{Q}{A} 0.173 [(14.6)^4 - (12.6)^4] = 3\,500 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)}$$

Intercambio de energía entre dos planos paralelos de diferente emisividad La discusión precedente se aplicó a cuerpos negros. Si los dos planos no son cuerpos negros y tienen diferentes emisividades, el intercambio neto de energía será diferente. Algo de la energía emitida por el primer plano será absorbida, y el resto se radia hacia la fuente. Para dos paredes de tamaño infinito, se puede estimar la radiación para cada pared. Esto es, si la primera pared emite energía en una cantidad E_1 por pie cuadrado, y una emisividad ε_1, la segunda pared absorberá $E_1\varepsilon_2$ y reflejará $1 - \varepsilon_2$ de ella. La primera pared radiará de nuevo pero en una cantidad $E_1(1 - \varepsilon_2)(1 - \varepsilon_1)$. Los cambios en los dos planos son

Plano caliente

Radiado : E_1
Regresado: $E_1(1 - \epsilon_2)$
Radiado: $E_1(1 - \epsilon_2)(1 - \epsilon_1)$
Regresado: $E_1(1 - \epsilon_2)(1 - \epsilon_1)(1 - \epsilon_2)$

Plano frío

Radiado : E_2
Regresado: $E_2(1 - \epsilon_1)$

Radiado: $E_2(1 - \epsilon_1)(1 - \epsilon_2)$
Regresado: $E_2(1 - \epsilon_1)(1 - \epsilon_2)(1 - \epsilon_1)$

Y

$$\frac{Q}{A} = [E_1 - E_1(1 - \epsilon_2) - E_1(1 - \epsilon_1)(1 - \epsilon_2)^2 - E_1(1 - \epsilon_2)(1 - \epsilon_1)^2(1 - \epsilon_2)^2 + \cdots] - [\epsilon_1 E_2 - \epsilon_1 E_2(1 - \epsilon_1)(1 - \epsilon_2) - \epsilon_1 E_2(1 - \epsilon_1)^2(1 - \epsilon_2)^2 + \cdots] \quad (4.25)$$

E_1 está dada por $\varepsilon_1 \sigma T_1^4$ E_2 por $\varepsilon_2 \sigma T_2^4$ y Ec. (4.25) es una serie cuya solución es

$$\frac{Q}{A} = \frac{\sigma}{(1/\epsilon_1) + (1/\epsilon_2) - 1}(T_1^4 - T_2^4) \quad (4.26)$$

EJEMPLO 4.2 Radiación entre planos con diferentes emisividades. Si las dos paredes en el Ejemplo 4.1 tienen emisividades de 0.6 y 0.8, respectivamente, **¿cuál** es el intercambio neto?

Solución :

$$\frac{Q}{A} = \frac{0.173}{(1/0.6) + (1/0.8) - 1}[(14.6)^2 - (12.6)^2] = 1\,825 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)}$$

Para cuerpos negros perfectos el valor fue de 3 500 **Btu/** (h) (pie-).

Radiación interceptada por una pantalla. Suponga dos planos paralelos infinitos separados por un tercero que es opaco a la radiación directa entre los dos y que es extremadamente delgado (o que tiene una conductividad térmica infinita), como se muestra en la Fig. 4.3.

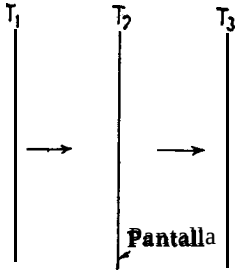


FIG. 4.3. Radiación con pantalla

El cambio neto entre los dos planos iniciales está dado por la Ec. (4.26).

$$Q = \frac{\sigma A}{(1/\epsilon_1) + (1/\epsilon_3) - 1}(T_1^4 - T_3^4) \quad (4.27)$$

Si $\varepsilon_1 = \varepsilon_3$, pero $\varepsilon_1 \neq \varepsilon_2$, el intercambio neto de 1 a 3 está dado por

$$Q_1 = \frac{\sigma A}{(1/\epsilon_1) + (1/\epsilon_2) - 1}(T_1^4 - T_2^4) = \frac{\sigma A}{(1/\epsilon_2) + (1/\epsilon_3) - 1}(T_2^4 - T_3^4) \quad (4.28)$$

de la cual

$$T_2^4 = \tfrac{1}{2}(T_1^4 + T_3^4) \tag{4.29}$$

Entonces

$$Q_1 = \frac{\sigma A}{(1/\epsilon_1) + (1/\epsilon_2) - 1} \frac{1}{2} (T_1^4 - T_3^4) \tag{4.30}$$

Cuando $\epsilon_1 = \epsilon_2$, $Q_1 = \tfrac{1}{2}Q$, y para el caso simple donde se empleen n pantallas, teniendo cada una las mismas emisividades que los planos iniciales,

$$Q_n = \frac{1}{n+1} Q$$

donde Q es el intercambio si los planos iniciales no se separarán.

Esferas **o cilindros con forros esféricos o cilíndricos.** La radiación **entre** una esfera y un forro esférico de radios r_1 y r_2 pueden ser tratados de la misma manera que la Ec. (4.26). La radiación emitida inicialmente por la esfera interior es E_1A_1, toda la cual incide en A, De este total, sin embargo $(1 - \epsilon_2)E_1A_1$ se refleja, de la cual $\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 (1 - \epsilon_2)E_1A_1$ incide en A_1 y $\left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2\right](1 - \epsilon_2)E_1A_1$ incide en A_2. Si este análisis se continúa como anteriormente, el intercambio de energía se representará de nuevo por una serie geométrica, y el intercambio neto entre la esfera interior y exterior está dado por

$$Q = \frac{\sigma A_1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1\right)} (T_1^4 - T_2^4) = \frac{\sigma A_1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{A_1}{A_2}\left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1\right)} (T_1^4 - T_2^4) \tag{4.31}$$

La misma relación se ve que es válida para cilindros concéntricos de longitud inimita, excepto que AJA, es r_1/r_2 en lugar de r_1^2/r_2^2.

Radiación **de energía** a **un receptor completamente absorbente.** En el Ejemplo 2.5, se calculó la perdida de calor de una tubería al aire. Cuando la fuente de calor es pequeña en comparación con el medio que la rodea, es costumbre hacer la simplificación de que nada del calor radiado por la fuente se refleja en ella. En tales casos, la Ec. (4.26) se reduce a

$$\frac{Q}{A_1} = \epsilon_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) \tag{4.32}$$

Muchas veces es conveniente representar el efecto neto de la radiación en la misma forma empleada en la convección; es decir,

$$Q = h_r A_1 (T_1 - T_2) \tag{4.33}$$

donde h_r es el coeficiente ficticio de película que representa la razón a la cual la radiación pasa por la superficie del radiador. El valor de Q en las Ecs. (4.32) y (4.33) es idéntico, pero el valor en la Ec. (4.32) está relacionado al mecanismo **por** el cual el calor se transfirió. La Ec. (4.33) establece el balance **de calor** como se aplicó antes con la ecuación de Fourier a la conducción y convección. Fishenden y Saunders [1] han tratado un número de interesantes aspectos de este tema.

EJEMPLO 4.3. **Cálculo de la radiación desde un tubo.** En el **Ej. 2.5 la temperatura** exterior de un tubo aislado que lleva vapor a 300°F fue 125°F y la atmosfera que lo rodeaba a 70°F. El calor perdido por convección libre y radiación fue de 103.2 Btu/(h) (pie lin), y el coeficiente combinado de transmisión fue de 2.10 Btu/(h)(pie²)(°F). ¿Cuánto de la pérdida de calor se debió a la radiación, y cuál fue el coeficiente equivalente de transferencia de calor por radiación solamente?

$$\text{Area/pie lin} = \pi \times \frac{3.375}{12} \times 1 = 0.88 \text{ pie}^2$$

De la Tabla 4.1B, la emisividad es aproximadamente 0.90.

$$T_1 = 125 + 460 = 585°\text{R} \qquad T_2 = 70 + 460 = 530°\text{R}$$

$$q = 0.90 \times 0.88 \times 0.173\left[\left(\tfrac{585}{100}\right)^4 - \left(\tfrac{530}{100}\right)^4\right] = 52.5 \text{ Btu/(h)(pie lin)}$$

$$h_r = \frac{Q}{A(T_1 - T_2)} = \frac{52.5}{0.88(125 - 70)} = 1.08 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)}$$

Intercambio de energía entre cualquier fuente y cualquier receptor. Las tres ilustraciones precedentes han sido extremadamente limitadas. El estudio de dos planos estuvo **dirigido** únicamente a fuentes y receptores que fueron infinitamente grandes, de manera que cualquier punto de un plano podía conectarse con cualquier otro punto de un segundo plano y no había fuga entre ellos en tal forma que la radiación no escapara al sistema. Un arreglo, un poco más complejo, puede alcanzarse entre dos esferas o cilindros concéntricos. En cualquier caso, toda la radiación de la fuente incide en el receptor. Pero este caso-es muy raro en la práctica **de** ingeniería, principalmente en el diseño de hornos. La superficie receptora, tal como los bancos de tubos, es cilíndrica y puede oscurecer parcialmente alga de la superficie desde el punto de vista de la fuente. En un sistema compuesto de paredes y tuberías colocadas en diferen-

[1] Fishenden, M., y 0. A. Saunders, "The Calculation of Heat Transmission", His Majesty's Stationery Office, London, 1932.

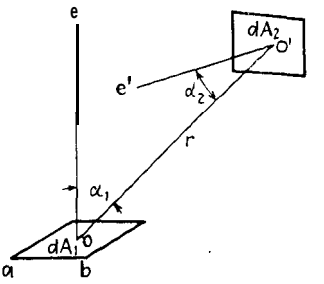


FIG. 4.4. Radiación entre dos placas

tes arreglos, la geometría por la cual la radiación incide en las superficies y la manera en la cual estas superficies reflejan su energía es difícil de evaluar. Se tratan aquí los elementos simples, pero muchos casos prácticos requieren de los métodos empíricos del Cap. 19.

Considere el arreglo de dos placas radiantes a temperaturas T_1 y T_2 como se muestra en la Fig. 4.4. Las dos placas no están una frente a la otra y por lo mismo tienen únicamente una vista oblicua una de la otra. La placa inferior presentada isométricamente en el plano horizontal, radia en todas direcciones hacia arriba y al exterior. Algo de la radiación de la superficie de la placa caliente dA_1 cae en la segunda placa, pero no en una forma perpendicular a ella. La segunda placa dA_2, reflejará algo de la energía incidente, pero únicamente parte de ella retornará a la primera placa. ¿Cuál es el intercambio de energía entre las dos?

Las líneas eo y $e'o'$ son perpendiculares a las dos placas, respectivamente, por sus superficies mutuamente expuestas. La longitud de la línea más corta que junta a las dos placas por sus centros es r. Cuando se ve de o' se obtiene una imagen reducida de dA_1. En lugar de isométricamente, la placa dA_1 puede ser vista por sus extremos como en la Fig. 4.5, donde dA_2 se supone perpendicular al plano del papel por simplicidad, la línea ab representa un lado de dA_1, y la línea $a'b$ representa el ancho de ab en la vista obtenida desde o'. Puesto que eo y oo' son mutuamente perpendiculares a sus lados, el ángulo aba' debe ser igual a α_1 y el lado $a'b$ correspondiente a dA'_1 es $dA'_1 = dA_1 \cos \alpha_1$. Para la segunda placa, $dA'_2 = dA_2 \cos \alpha_2$. El centro de la superficie dA'_2 puede considerarse que está situado en el hemisferio que recibe la radiación de dA_1, y la cantidad que cae en una superficie en el hemisferio, consecuentemente disminuye con el cuadrado del radio. Si ambos son cuerpos negros, la radiación de la placa 1 a la placa 2 es proporcional a la superficie normal expuesta de cada una e inversamente al cuadrado de la distancia entre ellas.

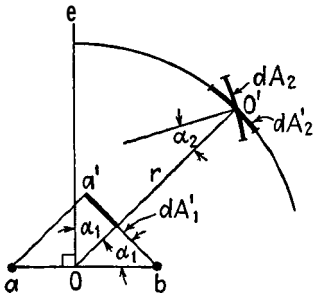


FIG. 4.5. Vista en sección entre dos placas

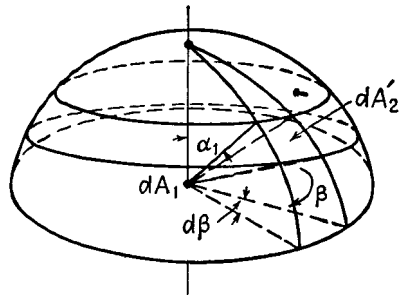


FIG. 4.6. Angulo sólido

$$dQ_{1-2} = \frac{I_1}{r^2}\, dA_1'\, dA_2' \tag{4.34}$$

donde I_1 es la constante de proporcionalidad dimensionalmente igual a la intensidad de radiación. Sustituyendo las superficies originales,

$$dQ_{1-2} = \frac{I_1}{r^2} \cos \alpha_1 \cos \alpha_2\, dA_1\, dA_2 \tag{4.35}$$

Existe una importante correlación entre la intensidad I_1 y la potencia emisiva E. En la Fig. 4.6, sea $d\omega_1$ el ángulo sólido que es por definición el área interceptada en una esfera dividida por r^2. dA_1 es una pequeña placa en el centro del plano isométrico de la base. Entonces

$$d\omega_1 = \frac{dA_2'}{r^2} = \frac{r \operatorname{sen} \alpha\, d\beta\, r\, d\alpha}{r^2}$$
$$= \operatorname{sen} \alpha\, da\, d\beta \tag{4.36}$$

De las Ecs. (4.35), (4.35a), y (4.36),

$$\frac{dQ}{dA} = E_b = I_1 \int_0^{\pi/2} \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha\, d\alpha \int_{00}^{2\pi} d\beta$$
$$= I_1 \pi \tag{4.37}$$
$$I_1 = \frac{E_b}{\pi} = \frac{\sigma T^4}{\pi} \tag{4.38}$$

Sustituyendo la Ec. (4.38) en la Ec. (4.35), el intercambio neto entre T_1 y T_2 es

$$dQ = \frac{\cos \alpha_1 \cos \alpha_2\, dA_1\, d.4,}{\pi r^2} \sigma(T_1^4 - T_2^4) \tag{4.39}$$

Si $\cos \alpha_1 \cos \alpha_2 \, dA_2/\pi r^2$ se escribe como F_A, F_A se conoce como el factor geométrico de configuración. Para algunos sistemas es muy difícil de derivar, pero para otros arreglos básicos es muy simple.

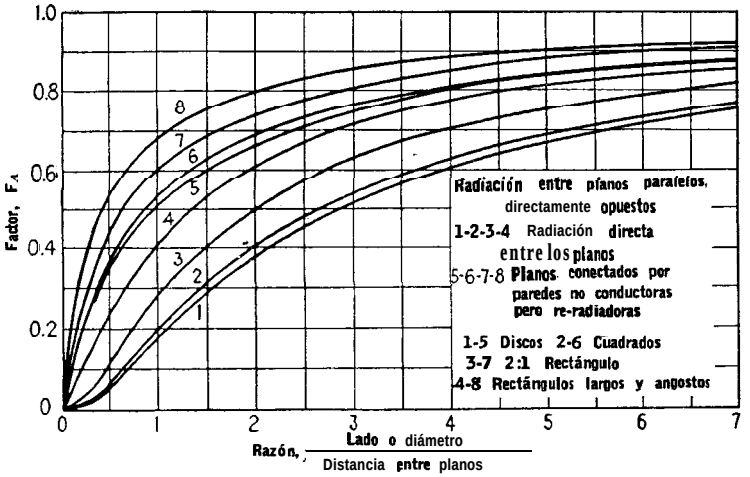


FIG. 4.7. Radiación entre planos paralelos. (*Hottel*)

Hottel[2] ha integrado cierto número de casos, los más comunes de los cuales se grafican en las Figs. 4.7, 4.8 y 4.9. La Fc. (4.39) puede entonces escribirse en la forma integrada

$$Q = F_A A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) \tag{4.40}$$

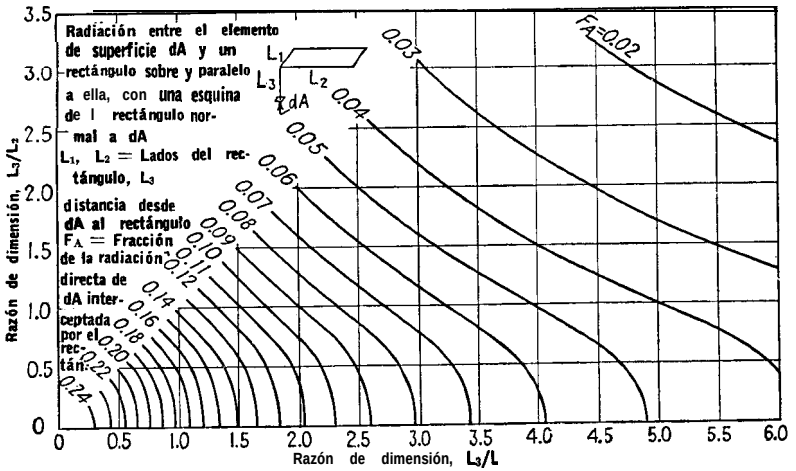


FIG. 4.8. Radiación entre un elemento y un plano paralelo. (*Hottel*)

[2] Hottel, H. C., *Mech. Eng.*, 52, 699 (1930).

Si las dos superficies son grises y, por lo tanto, no negras, de la Ec. (4.26)

$$Q = \frac{F_A A_1 \sigma}{(1/\epsilon_1) + (1/\epsilon_2) - 1}(T_1^4 - T_2^4) \tag{4.41}$$

Escribiendo F_ϵ para la corrección de emisividad, la Ec. (4.41) se transforma

$$Q = F_A F_\epsilon A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) \tag{4.42}$$

El sumario dado en la Tabla 4.2 da los valores de F_A y F_ϵ para cierto número de casos comunes derivados aquí y en otras fuentes.

TABLA 4.2. VALORES DE F_A Y F_ϵ

	F_A	F_ϵ
(a) La superficie A_1 es pequeña comparada con la superficie envolvente A_2	1	ϵ_1
(b) Superficies A_1 y A_2 de discos paralelos, cuadrados, rectángulos 2: 1, rectángulos largos	FIG. 4.7	$\epsilon_1\epsilon_2$
(c) Superficie dA_1 y superficie rectangular paralela A_2 con una esquina del rectángulo sobre dA_1	FIG. 4.8	$\epsilon_1\epsilon_2$
(d) Superficies A_1 o A_2 de rectángulos perpendiculares teniendo un lado común	FIG. 4.9	$\epsilon_1\epsilon_2$
(e) Superficies A_1 y A_2 de planos paralelos infinitos o superficie A_1 de un cuerpo completamente encerrado que es pequeño comparado con A_2	1	$\dfrac{1}{\left(\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2}\right) - 1}$
(f) Esferas concéntricas o cilindros concéntricos infinitos con superficies A_1 y A_2	1	$\dfrac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{A_1}{A_2}\left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1\right)}$

EJEMPLO 4.4. **Radiación de un tubo a** un dueto. Calcule la radiación desde un tubo de 2 plg IPS de acero, que transporta vapor a 300°F y que pasa a través del centro de un **ducto** de lámina de hierro galvanizado de 1 pie por 1 pie, a **75°F,** y cuyo exterior se encuentra aislado.

Solución. De la Tabla ll en el Apéndice, A = 0.622 pies2 de superficie externa por pie lineal de tubo. La emisividad del acero oxidado es, de la Tabla 4.1 $\epsilon_1 = 0.79$.

La superficie del **ducto** es $A_2 = 4\ (1 \times 1) = 4.0$ **pie²/pie** lin.

La superficie del tubo no es despreciable en comparación con la del **ducto,** aplicándose (f) de la Tabla 4.2.

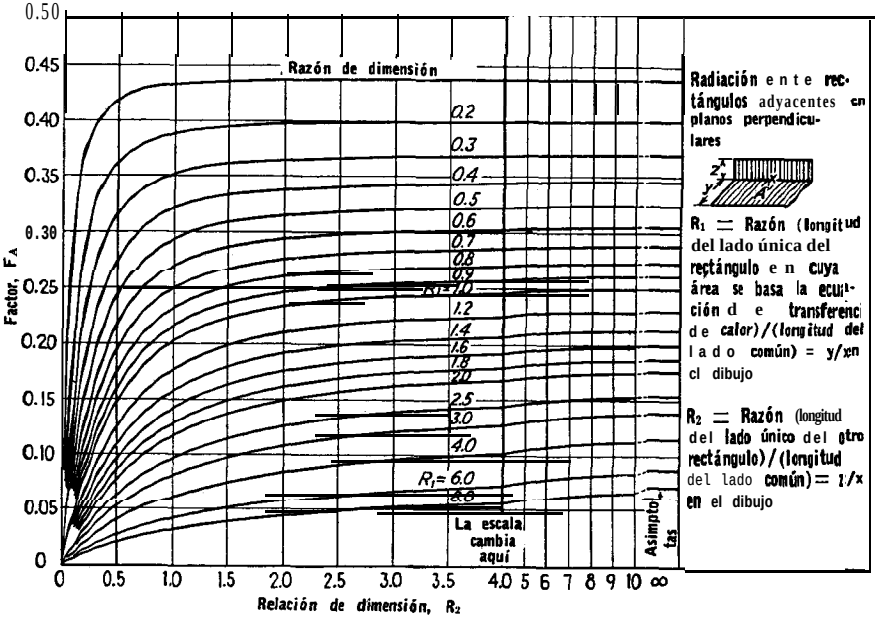


FIG. 4.9. Radiación entre planos perpendiculares. (*Hottel*)

$\epsilon_2 = 0.276$ (cinc oxidado en la Tabla 4.1)

$F_A = 1$ (Tabla 4.2)

$$F_\epsilon = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{A_1}{A_2}\left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1\right)} = \frac{1}{\frac{1}{0.79} + \frac{0.622}{4.0}\left(\frac{1}{0.276} - 1\right)} = 0.60 \quad \text{(Tabla 4.1)}$$

$$Q = F_A F_\epsilon A \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (4.42)$$

$= 1 \times 0.60 \times 0.622 \times 0.173 \times 10^{-8}(760^4 - 535^4)$

$= 164$ Btu/(h)(pie lin)

PROBLEMAS

4.1. Un tubo de acero de 2 plg IPS lleva vapor a 325°F, a través de una estancia a 70°F. ¿Qué disminución en la radiación tiene lugar si el tubo se cubre con una pintura de 26% de aluminio?

4.2. Una pared de un corredor de 8 por 28 por 4 pies de ancho entre una cámara de secado y una pared externa del edificio está a 200°F, y la pared de 8 por 28 pies del edificio estará a 40°F durante el invierno. ¿Cuál será el calor que pase a través del corredor en invierno, si la cámara de secado está recubierta con ladrillo de sílice no vidriado y la pared del edificio está estucada?

4.3. Una cámara para el curado térmico de láminas de acero, pintadas con laca negra en ambos lados, opera pasando las láminas verticalmente entre dos

placas de acero a 6 pies de distancia. Una de las placas está a 600°F, y la otra, expuesta a la atmósfera, está a 80°F. ¿Cuánto calor se transfiere entre las paredes, y cuál es la temperatura de la lámina con laca cuando se alcanza el equilibrio?

4.4. Una tubería de 3 plg IPS aislada conduce vapor a 400°F a través de un cuarto a 70°F. El aislante consiste de una capa de asbesto de ½ plg de grueso. Se desea investigar el posible uso de una sobrecapa de pintura de aluminio al 26%. ¿Qué porcentaje de ahorro en calor puede esperarse?

4.5. Un compuesto orgánico fundido es transportado en el más pequeño de dos tubos de acero concéntricos de 2 y 3 plg IPS. El ánulo puede llenarse con vapor para prevenir la solidificación, o el líquido puede calentarse algo y circulado sin vapor de manera que el ánulo actúe como un aislante. Si el fluido fundido está a 400°F y el tubo exterior a temperatura ambiente (80°F), ¿qué pérdida de calor del material fundido tiene lugar en 40 pies lineales de tubería?

4.6. Calcule la pérdida de calor radiante de un horno a través de una puerta de 2 plg de diámetro, cuando la temperatura interior es de 1 750°F y la exterior es de 70°F. Considere la emisión debida a un cuerpo negro.

4.7. Una caseta de bombeo construida de concreto sin aislar de 10 por 20 por 10 pies de altura, debe calentarse mediante tuberías colocadas en el piso de concreto. Debe usarse agua caliente como el medio de calefacción para mantener la temperatura del piso a 78°F. Las paredes y el techo son de grueso tal que mantienen la temperatura a 62°F en las superficies internas durante el invierno. (a) ¿Cuál es la razón de radiación entre el piso y el techo, si se considera a las paredes no conductoras y re-radiantes? Las bombas cubren un área despreciable del piso. (b) ¿Cuánto calor adicional se necesitará si el área del piso se dobla alargando el cuarto a 20 por 20 pies?

4.8. Un baño de cinc fundido se localiza en la esquina del piso del cuarto de galvanizado, de 20 por 20 por 10 pies de alto. El cinc funde a 787°F, el techo puede mantenerse a 90°F en el verano, por conducción a través de él. *(a)* ¿Qué calor se radiará desde 1 pie² del baño? *(b)* Si el baño se mueve al centro del cuarto, ¿qué tanto de calor se radiará?

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO 4

A	Transferencia de calor de superficie emisora o absorbente, pie'
A'	Superficie efectiva, pie2
a	Absorbencia, adimensional
C_1, C_2	Constantes de la ley de Planck
E	Potencia emisiva, Btu/(h)(pie²)
F_A	Factor geométrico, adimensional
F_ε	Factor de emisividad, adimensional
h_r	Coeficiente de transferencia de calor equivalente a radiación, Btu/(h)(pie²)(°F)
I	Intensidad de radiación, Btu/(h)(pie²)
I_λ	Intensidad monocromática de emisión, Btu/(h)(pie²)(micrón)
n	Número de pantallas de radiación
Q	Flujo de calor o intercambio neto de calor, Btu/(h)
r	Reflexividad, adimensional; radio, pie

T	Temperatura, °R
α, β, ω	Angulo, grados
ε	Emisividad, adimensional
λ	Longitud de onda, micrones
σ	Constante de Stefan-Boltzmann, 0.173×10^{-8} Btu/(h)(pie^2)(°R^4)
τ	Transmisividad, adimensional

SUBINDICES

b	Cuerpo negro
1	Fuente
2	Receptor

CAPITULO 5

TEMPERATURA

La diferencia de temperatura. Una diferencia de temperatura es la fuerza motriz, mediante la cual el calor se transfiere desde la fuente al receptor. Su influencia sobre sistemas de transferencia de calor, que incluyen tanto a la fuente como al receptor, es el sujeto inmediato para estudio.

En los datos experimentales del Cap. 3, la temperatura de la pared interior del tubo t_p, se calculó del valor reportado para la temperatura de la pared exterior del tubo t_w. El medio logarítmico de las diferencias $t_p - t_1$ y $t_p - t_2$ se usó para calcular Δt_i. La temperatura reportada para la tubería fue el promedio de un cierto número de termocoples, que en realidad no ofrecían valores constantes a lo largo del tubo. Ordinariamente, no es posible en **el** equipo industrial medir estos promedios de temperatura en las tuberías. Unicamente las temperaturas de entrada y salida de los fluidos calientes y fríos se conocen o pueden ser medidos, y se hace referencia como las ***temperaturas de proceso.***[1]

La gráfica de la temperatura vs. longitud de **tubo,** t **vs.** L, para un sistema de dos tubos concéntricos en el cual el fluido del ánulo se enfría sensiblemente y el fluido en el tubo se calienta también sensiblemente, se muestra en las Figs. 5.1 y 5.2. Cuando los dos flujos viajan en direcciones opuestas a lo largo del tubo como en la Fig. 5.1, están a ***contracorriente.*** La Fig. 5.1 puede ser comparada con la Fig. 3.6, con la cual es similar excepto que una es la gráfica de t vs. L y la otra es una gráfica de t vs. Q, el calor transferido. Cuando

[1] En el resto de este libro el subíndice 1 siempre denota la entrada y el subíndice 2 la salida. La diferencia terminal fría Δt_1 o Δt_c es dada por $T_2 - t_1$, y la diferencia terminal caliente Δt_2 o Δt_h por $T_1 - t_2$. Hay dos términos adicionales que a menudo se usan en la industria. Estos son el rango y la aproximación. Por "rango" se entiende el aumento o disminución actual de la temperatura, que para los líquidos calientes es $T_1 - T_2$, y para los fríos $t_2 - t_1$. "Aproximación" tiene dos significados diferentes, dependiendo si se aplica a equipo a contracorriente, tal como tubos concéntricos u otro tipo de equipo. Para contracorriente la aproximación es el número de grados entre la entrada del fluido caliente y la salida del fluido frío, $T_1 - t_2$, o la salida del fluido caliente y la entrada del fluido frío, $T_2 - t_1$, cualquiera que sea menor. Así, una aproximación muy cerrada significa que una diferencia terminal será muy pequeña, un factor significante en transferencia de calor. La definición de aproximación para otro tipo de equipo se discutir& en el Cap. 7.

los fluidos viajan en la misma dirección como en la Fig. 5.2, están en flujo *paralelo*. La temperatura del fluido en el tubo interior, en ambos casos varía de acuerdo con una curva a medida que se desplaza a lo largo de la longitud del tubo, y la temperatura del fluido del anulo varía de acuerdo con otra curva. La diferencia de temperatura a cualquier distancia del origen donde $L = 0$, es la distancia vertical entre las dos curvas.

Coeficientes totales de transferencia de calor. Los tubos concéntricos de las Figs. 5.1 y 5.2 llevan juntas dos corrientes, cada una teniendo un coeficiente de película particular y cuyas temperaturas varían de la entrada a la salida. Por conveniencia, el método para calcular la diferencia de temperatura entre los dos, deberá emplear únicamente las temperaturas de proceso, ya que generalmente son las únicas conocidas. Para establecer las diferencias de temperaturas en esta forma entre una temperatura general T del fluido caliente y alguna otra temperatura t del fluido frío, es necesario hacer estimaciones también para todas las resistencias entre las dos temperaturas. En el caso de dos tubos concéntricos, siendo el interior muy delgado, las resistencias encontradas son la resistencia de la película del fluido en el tubo, la resistencia de la pared del tubo, L_m/k_m, y la resistencia de la película del fluido en el ánulo. Puesto que Q es igual a $\Delta t/\Sigma R$ como antes,

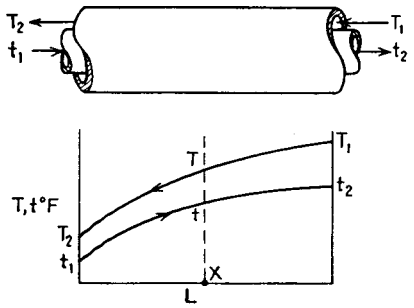


FIG. 5.1. Contracorriente

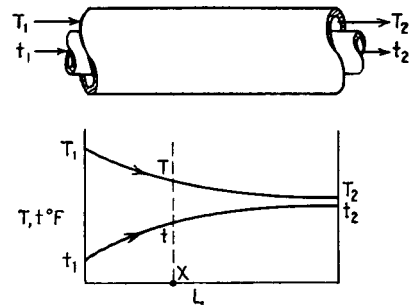


FIG. 5.2. Flujo paralelo

$$\Sigma R = \frac{1}{h_i} + \frac{L_m}{k_m} + \frac{1}{h_o} \tag{5.1}$$

donde ΣR es la resistencia total. Es costumbre sustituir $1/U$ por ΣR donde U se llama ***el coeficiente total de transferencia de calor.*** Ya que un tubo real tiene diferentes áreas por pie lineal tanto en su interior como en su exterior, h_i y h_o deben referirse a la misma área de flujo de calor o en otra forma no coincidirán por unidad de longi-

tud. Si se usa el área exterior A del tubo interno, entonces h_i debe multiplicarse por A_i/A para dar el valor que tendría h_i si se calculara originalmente en base al área mayor A en lugar de A_i. Para una tubería con pared gruesa la Ec. (5.1) se transforma en

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i(A_i/A)} + \frac{2.3D_o}{2k_m}\log\frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o} = \frac{1}{h_i(D_i/D_o)} + \frac{2.3D_o}{2k_m}\log\frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o} \quad (5.2)$$

La forma integrada de la ecuación general de Fourier para el estado estable puede escribirse

$$Q = UA\,\Delta t \quad (5.3)$$

donde Δt es la diferencia de temperatura entre las dos corrientes para la superficie total A. Usando la simplificación de que la resistencia de la pared del tubo delgado es despreciable, la Ec. (5.2) se transforma

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i(A_i/A)} + \frac{1}{h_o} \quad (5.4)$$

En lo sucesivo la Ec. (5.3) se referirá simplemente como *ecuación* de *Fourier*. Justamente como h_i *se* obtuvo de $h_i = Q/A_i\,\Delta t_i$ en la Ec. (3.2) usando termocoples, así U puede ser obtenida de $U = Q/A\,\Delta_t$ usando temperaturas de proceso solamente. En experimentos **que** involucran transferencia de calor sensible entre dos fluidos, se pueden usar las Ecs. (5.2) y (5.4) para obtener cualquiera de los coeficientes individuales de película, a partir del coeficiente total U, únicamente si se dispone de medios suplementarios para computar el otro coeficiente de película. Afortunadamente, la condensación de vapor puede proporcionar una resistencia despreciable, de manera que h_i o h_o usualmente pueden determinarse invidualmente, con una precisión adecuada mediante un experimento usando cualquiera de los fluidos y vapor.

La Ec. (5.3) tiene un valor particular en el diseño, cuando los coeficientes de película individuales pueden ser calculados mediante el uso de ecuaciones del tipo obtenido por análisis dimensional, tales como las Ecs. (3.26) o (3.32), y U puede ser resuelto de acuerdo con ellos. Entonces la Ec. (5.3) se usa para computar el área total o longitud de trayectoria requerida, cuando se da Q y At se calcula a partir de las temperaturas de proceso. Cuando se especifican las temperaturas de proceso el calor total transferido Q Btu/h también se especifica, siendo computado de $Q = wc(t_2 - t_1) = WC(T_1 - T_2)$.

El coeficiente de película controlante Cuando la resistencia del tubo metálico es pequeña en comparación con la suma de las resistencias de ambos coeficientes de película, como usualmente sucede,

puede despreciarse. Si un coeficiente de película es pequeño y otro muy grande, el coeficiente menor proporciona la mayor resistencia y el coeficiente total de transferencia de calor para el aparato es muy cercanamente el recíproco de la resistencia mayor. Suponga $h_i(A_i/A) = 10$ y $h_o = 1000$ Btu/(h)(pie^2)(°F) $R_i = 1/10 = 0.1$, $R_o = 1/1000 = 0.001$, y $\Sigma R = 0.101$. Una variación de 50% en R_o no influye materialmente en Q, puesto que un valor de $h_o = 500$, cambiará ΣR únicamente de 0.101 a 0.102. Cuando existe una diferencia significante, el coeficiente menor *es* el *coeficiente de película controlante*.

Promedio logarítmico de la diferencia de temperatura: contracorriente. Generalmente ambos fluidos experimentan variaciones de temperatura, que no son líneas rectas cuando las temperaturas se grafican contra longitudes como en las Figs. 5.1 y 5.2. A cualquier punto $T - t$ entre las dos corrientes difieren aún así conducirán al mismo resultado de la Ec. (3.36), en la cual el promedio logarítmico de la diferencia de temperaturas se obtuvo de un estudio de $T - t$ vs. Q. Sin embargo, hay una ventaja en la derivación basada en $T - t$ vs. L, puesto que ella permite la identificación de la diferencia de temperatura en cualquier punto a lo largo de la longitud del tubo. Después, cuando se encuentran trayectorias de flujo más complejas, esta información será esencial. Aun cuando dos fluidos pueden transferir calor en un aparato de tubos concéntricos, ya sea en contracorriente o flujo paralelo, la *dirección* relativa de los dos fluidos influye en el valor de la diferencia de temperatura. Este punto no podrá ser suficientemente puntualizado: Cualquier trayectoria de flujos formados por dos fluidos debe identificarse con sus diferencias de temperatura. Para la derivación de la diferencia de temperatura entre dos fluidos de la Fig. 5.1 en contracorriente, se deben hacer las siguientes suposiciones :

1. El coeficiente total de transferencia de calor U es constante en toda la trayectoria.
2. Las libras por hora de fluido que fluye son constantes, obedeciendo los requerimientos del estado estable.
3. El calor específico es constante sobre toda la trayectoria.
4. No hay cambios parciales de fase en el sistema, por ejemplo, vaporización o condensación. La derivación es aplicable para cambios en el calor sensible y cuando la vaporización o condensación es ísotérmica en toda la trayectoria.
5. Las pérdidas de calor son despreciables.

Aplicando la forma diferencial de la ecuación del estado estable,

$$dQ = U(T - t)a'' \, dL \qquad (5.5)$$

donde a'' son los pies cuadrados de superficie por pie de longitud de tubo o

$$a'' \, dL = dA.$$

De un balance diferencial de calor

$$dQ = WC \, dT = wc dt \tag{5.6}$$

donde Q es el límite cuando dQ varia de 0 a Q. En cualquier punto en el tubo de izquierda a derecha, el calor ganado por el fluido frío es igual al cedido por el fluido caliente. Tomando un balance de $L = 0$ a $L = X$

$$WC(T - T2) = wc(t - t_1) \tag{5.7}$$

de lo que

$$T = T_2 + \frac{wc}{WC}(t - t_1) \tag{5.8}$$

De las Ecs. (5.5) y (5.6) sustituyendo por T,

$$dQ = wc\,dt = U\left[T_2 + \frac{wc}{WC}(t - t_1) - t\right] a'' \, dL$$

t y L son los únicos variables. Colectando términos de t y L

$$\int \frac{Ua'' \, dL}{wc} = \int \frac{dt}{T_2 \frac{wc}{WC} t_1 + \left(\frac{wc}{WC} - 1\right) t} \tag{5.9}$$

El miembro derecho es de la forma

$$\int \frac{dt}{a_1 + b_1 t} = \frac{1}{b_1} log \, (a_1 + b_1 t)$$

Integrando dl entre 0 y L y dt entre t_1 y t_2,

$$\frac{UA}{wc} = \frac{1}{\left(\frac{wc}{WC} - 1\right)} \ln \frac{T_2 - \frac{wc}{WC} t_1 + \left(\frac{wc}{WC} - 1\right) t_2}{T_2 - \frac{wc}{WC} t_1 + \left(\frac{wc}{WC} - 1\right) t_1} \tag{5.10}$$

Para simplificar esta expresión sustituya para T_2 en el numerador la expresión de la Ec. (5.7). desarrolle el denominador, y cancele términos

$$\frac{UA}{WC} = \frac{}{(\text{WC},\text{“}, - 1} \ln \frac{T_I - t_2}{T_2 - t_1} \tag{5.11}$$

Sustituya para wc/WC la expresión de la Ec. (5.7)

$$\frac{UA}{WC} = \frac{1}{(T_1 - T_2)/(t_2 - t_1) - 1} \ln \frac{T_I - t_2}{T_2 - t_1}$$

$$= \frac{t_2 - t_1}{(T_I - t_2) - (T_2 - t_1)} \ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \quad (5.12)$$

Puesto que $wc(t_2 - t_1)$ = Q y sustituyendo Δt_2 y Δt_1 para tas temperaturas terminales caliente y fría $T_1 \quad t_2$ y $T_2 - t_{,,}$

$$Q = UA \left(\frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2/\Delta t_1} \right) \quad (5.13)$$

Si la diferencia entre las dos terminales Δt_2 − At, se escribe de manera que sea positiva, entonces la razón de las dos terminales tomadas en el mismo orden es numéricamente mayor que uno, eliminándose cualquier confusión debido a signos negativos. La expresión entre paréntesis en la Ec. (5.13) es de nuevo el medio logarítmico o la *media* ***logarítmica de la diferencia de temperaturas*** y se abrevia MLDT. La Ec. (5.13) para flujos a contracorriente puede ser escrita

$$Q = UA\,\Delta t = UA \times \text{MLDT} \quad (5.13a)$$

Y

$$\Delta t = \text{MLDT} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln (T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2/\Delta t_1} \quad (5.14)$$

Flujo paralelo. Refiriéndose a la Fig. 5.2., para el caso en que ambos fluidos fluyen en la misma dirección, las ecuaciones básicas son esencialmente las mismas. Para el estado estable,

$$dQ = U(T - t)a''\,dL$$

pero

$$dQ = WC\,dT = -wc\,dt$$

puesto que t disminuye en dirección de los incrementos de valores de T. Tomando el balance de calor entre X y el lado izquierdo,

$$WC(T - T_2) = wc(t_2 - t)$$

Considerando de nuevo la diferencia terminal caliente $\Delta t_2 = T_1 \quad t_1$, como la ***diferencia de temperatura mayor*** en flujo paralelo y $\Delta t_1 = T_2 - t_2$ la diferencia de tempertura menor, el resultado es

$$Q = UA \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln (T_1 - t_1)/(T_2 - t_2)} = UA \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2/\Delta t_1} \quad (5.15)$$

Relación **entre el flujo paralelo y a contracorriente. Puede** parecer de la forma final de las dos derivaciones para los dos flujos, que hay poca diferencia entre los dos. Los ejemplos que siguen demuestran, que excepto donde un fluido es isotérmico (tal como vapor condensante), hay una *desventaja* térmica distintiva en el uso de flujo paralelo.

EJEMPLO 5.1. Cálculo de MLDT. Un fluido caliente entra a un aparato de tubos concéntricos a temperatura de 300°F y se enfría a 200°F por un fluido **frío** que entra a 100°F y se calienta a 150°F. ¿Deben ponerse en flujo paralelo 0 **a** contracorriente?

Solución. Es conveniente escribir las temperaturas en la forma empleada aquí, y realizar que la media logarítmica es siempre algo menor que el medio aritmético $(\Delta t_2 + \Delta t_1)/2$.

(a) Flujo a contracorriente:

Fluido caliente		*Fluido frío*	
(T_1) 300	−	150 (t_2)	= 150 (Δt_2)
(T_2) 200	−	100 (t_1)	= 100 (At,)
			50 $(\Delta t_2 -$ At,)

$$\text{MLDT} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2.3 \log \Delta t_2/\Delta t_1} = \frac{50}{2.3 \log {}^{150}/_{100}} = 123.5°\text{F}$$

(b) Flujo paralelo:

Fluido caliente		*Fluido* frío	
(T_1) 300	−	100 (t_1)	= 200 (At,)
(T_2) 200	−	150 (t_2)	= 50 (At,)
			150 $(\Delta t_2 - \Delta t_1)$

$$\text{MLDT} = \frac{150}{2.3 \log {}^{200}/_{50}} = 108°\text{F}$$

La MLDT para las mismas temperaturas de proceso en flujo paralelo es menor que en flujo a contracorriente.

EJEMPLO 5.2. Cálculo del MLDT con temperaturas iguales de salida. Un fluido caliente entra a un aparato de tubos concéntricos a 300°F y debe enfriarse a **200°F,** mediante un fluido frío que entra a 150°F y se calienta a 200°F.

(a) Flujo a contracorriente:

Fluido caliente		*Fluido* frío	
300	−	200	= 100 (At,)
200	−	150	= 50 (At,)
			50 $(\Delta t_2 -$ Ah)

$$\text{MLDT} = \frac{50}{2.3 \log {}^{100}/_{50}} = 72$$

en luga

(*b*) ***Flujo paralelo:***

Fluido caliente		*Fluido frío*		
300	−	150	= 150	(At,)
200	−	200	= 0	(At,)
			150	(At, − Δt_1)

$$\text{MLDT} = \frac{150}{2.3 \log \frac{150}{0}} = 0$$

En flujo paralelo, la menor temperatura teóricamente alcanzable por el flujo caliente, es la temperatura de salida del flujo frío, t_2. Si esta temperatura fuera alcanzada, el MLDT sería cero. En la ecuación de Fourier $Q = UA\,\text{At}$, puesto que Q y U son finitas, la superficie de transferencia de calor A tendría que sen infinita. Esto último es obviamente imposible.

La imposibilidad para el fluido caliente en flujo paralelo de reducir su temperatura bajo la temperatura del fluido frío, tiene marcado efecto sobre la habilidad de los aparatos en flujo paralelo para ***recuperar*** calor. Supóngase que se desea recuperar el mayor calor posible del fluido caliente en el Ej. 5.1 usando las mismas cantidades de fluido caliente y frío, pero suponiendo que se dispone de mayor superficie de transferencia de calor. En un aparato a contracorriente es posible lograr que la temperatura de salida del fluido caliente T_2 caiga dentro de 5 o 10" la temperatura de entrada del fluido frío t_1, digamos 110°F. En un aparato a flujo paralelo, la transferencia de calor se restringirá por la temperatura de salida del fluido frío, en lugar de la entrada del fluido frío y la diferencia sería la pérdida en calor recuperable. Sin embargo, el flujo paralelo se usa para fluidos viscosos fríos, puesto que el arreglo puede permitir que se obtenga un mayor valor de U.

Considere ahora el caso donde la diferencia terminal caliente (Δt_2) en los ejemplos anteriores, no es la mayor diferencia de temperatura.

EJEMPLO 5.3. **Cálculo de MLDT cuando At, > At,.** En un flujo a contracorriente, mientras un fluido caliente se enfría de 300 a 200°F, un fluido frío se calienta de 100 a 275°F.

Flujo a contracorriente:

Fluido caliente		*Fluido frío*		
300	−	275	= 25	(Δt_h)
200	−	100	= 100	(At.)
			75	(At, − Δt_h)

$$\text{MLDT} = \frac{75}{2.3 \log \frac{100}{25}} = 54.3°\text{F}$$

Finalmente, cuando uno de los fluidos se comporta a través del aparato isotérmicamente (vapor condensante), el flujo paralelo y a contracorriente dan idénticas diferencias de temperatura.

EJEMPLO 5.4. **Cálculo de MLDT con un fluido isotérmico.** Un fluido frío se calienta de 100 a 275°F por vapor a 300°F.

(a) Flujo a contracorriente:

Fluido caliente		*Fluido frío*	
300	−	275	= 25
300	−	100	= 200

(b) **Flujo paralelo:**

Fluido caliente		*Fluido frío*	
300	−	100	= 200
300	−	275	= 25

Estos son idénticos.

En lo sucesivo, a menos de que se califique específicamente, todos los arreglos de temperatura se suponen en contracorriente. Muchos tipos de equipo industrial son actualmente un compromiso entre el flujo paralelo y el contracorriente y reciben estudio adicional en otros capítulos.

Recuperación de calor en contracorriente. Muy a menudo se encuentra disponible un aparato a contracorriente que tiene una longitud dada L y por lo mismo una superficie fija A. Dos corrientes de proceso están disponibles con temperaturas de entrada T_1, t_1, a unas razones de flujo y calores específicos W, C y w, c. ¿Qué temperaturas de salida se obtendrán en el aparato?

Este problema requiere una estimación de U que puede checarse por los métodos de los capítulos siguientes, para diferentes tipos de equipo de transferencia de calor a contracorriente. Escribiendo la Ec. (5.12),

$$wc(t_2 - t_1) = UA \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln (T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)}$$

Arreglando,

$$\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} = \frac{UA}{wc}\left(\frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} - 1\right) \qquad (5.16)$$

Puesto que $WC(T_1 - T_2) = wc(t_2 - t_1)$, $wc/WC = (T_1 - T_2)/(t_2 - t_1)$. Esto significa que la razón de los rangos de temperatura

puede establecerse sin recurrir a las temperaturas de trabajo actual. Llamando a esta razón única R sin subíndice

$$R = \frac{wc}{WC} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

Sustituyendo en la Ec. (5.16) y eliminando logaritmos,

$$\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} = e^{(UA/wc)(R-1)} \tag{5.17}$$

Para obtener una expresión para T_2 sola,

$$t_2 = t_1 + \frac{T_1 - T_2}{R}$$

Sustituyendo en la Ec. (5.17) y resolviendo,

$$T_2 = \frac{(1 - R)T_1 + [1 - e^{(UA/wc)(R-1)}]Rt_1}{1 - Re^{(UA/wc)(R-1)}} \tag{5.18}$$

Para flujo paralelo se transforma

$$T_2 = \frac{[R + e^{(UA/wc)(R+1)}]T_1 + [e^{(UA/wc)(R+1)} - 1]Rt_1}{(R + 1)e^{(UA/wc)(R+1)}} \tag{5.19}$$

t_2 puede obtenerse de T_2 aplicando el balance de calor

$$WC(T_1 - T_2) = wc(t_2 - t_1)$$

El calórico o temperatura promedio del fluido. De las cuatro suposiciones usadas en la derivación de la Ec. (5.14) para la MLDT, la que está sujeta a mayor desviación es la que establece un coeficiente total de transferencia de calor U constante. En los cálculos del Cap. 3, el coeficiente de película se computó para las propiedades del fluido a la media aritmética de las temperaturas entre la salida y entrada, aun cuando no se verificó la exactitud de este cálculo. En el intercambio de calor fluido-fluido, el fluido caliente posee una viscosidad a la entrada que aumenta a medida que el fluido se enfría. El flujo frío a contracorriente entra con una viscosidad que disminuye a medida que se calienta. Hay una terminal caliente $T_1 - t_2$ y una terminal fría $T_2 - t_1$, y los valores de h_o y h_i (AJA) varían a lo largo del tubo para producir una U mayor en la terminal caliente que en la fría. Como un ejemplo simple, tómese el caso de un coeficiente individual de transferencia a la entrada y a la salida, obtenido de los datos de Morris y Whitman, usando la Ec. (3.42).

EJEMPLO 5.5. Cálculo de h_1 y h_2. **Cálculo del punto** B-6:

$$t_1 = 99.1° \qquad t_2 = 129.2°F$$

Entrada a 99.1°F:

c = 0.478 Btu/lb $\left(\frac{DG}{\mu}\right)^{0.9}$ = (~~926 X 2 2,985 X, 0902~~)$^{0.9}$ = 2570

μ = 2.95 cp

k = 0.078 Btu/(h)(pie)(°F/pie) $\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} = \left(\frac{0.478 \times 2.95 \times 2.42}{0.078}\right)^{1/3} = 3.52$

$h_i = 0.078 \times \frac{12}{0.622}$ X 0.0115 X 2570 X 3.52 = 156 a la entrada

Salida a 129.2°F:

c = 0.495 $\left(\frac{DG}{\mu}\right)^{0.9} = \left(\frac{0.622 \times 854{,}000}{12 \text{ X } 2.20 \text{ X } 2.42}\right)^{0.9} = 3390$

μ = 2.20

k = 0.078 $\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} = \left(\frac{0.495 \text{ X } 2.20 \text{ X } 2.42}{0.078}\right)^{1/3} = 3.23$

$h_2 = 0.078 \times \frac{12}{0.622}$ X 0.0115 X 3390 X 3.23 = 190 a la salida

Al medio aritmético (114.3°F) h_a = 174.5, valor que está únicamente a 3.6% del valor experimental de 181, pero las variaciones contra h_i al medio aritmético son

$$\left(\frac{156 - 174.5}{174.5}\right) 100 = -10.6\% \quad \left(\frac{\text{~~190 1745 — 1745~~}}{\text{~~1745~~}}\right) 100 = +8.9\%$$

De lo anterior se puede ver que bajo condiciones actuales la variación de U puede ser aun mayor que h_i sola, puesto que el coeficiente exterior h_o variará al mismo tiempo y en la misma dirección que h_i. Las variaciones de U pueden tomarse en cuenta. por integración numérica de dQ, el calor transferido sobre longitudes diferenciales de tubería $a''dL = dA$, *y* usando valores promedios de U de punto a punto en la ecuación diferencial $dQ = U_{av}\, dA\, \Delta t$. La suma de punto a punto da entonces Q = UA At con poco error. Este es un método muy tardado, y el aumento en exactitud de los resultados no compensa el esfuerzo. Colburn [2] ha emprendido la solución de problemas con valores variables de U suponiendo que U varía linealmente con la temperatura, derivando una expresión de acuerdo con esto para la diferencia real de temperaturas. La razón de MLDT para U constante y la diferencia de temperatura verdadera variando U, se usa entonces como la base para establecer un coeficiente total que es el medio *verdadero* en lugar del medio aritmético.

Suponga :

1. La variación de U se da por la expresión $U = a'(1 + b't)$
2. Flujo constante de peso
3. Calor específico constante
4. No hay cambios parciales de fase

[2] Colburn, A. P., *Ind. Eag. Chem., 35,* 873-877 *(1933).*

En la trayectoria total de transferencia

$$Q = WC(T1 - T_2) = wc(t_2 - t_1)$$

Puesto que $R = wc/WC = (T, - T_2)/(t_2 - t_1)$ o generalizado como en la Fig. 5.1,

$$R = \frac{(T - T_2)}{(t - t_1)}$$

El balance de calor para el área diferencial dA está dado por

$$dQ = U(T - t)\, dA = wc\, dt$$

donde U es el valor promedio para el incremento

$$\frac{dt}{U(T - t)} = \frac{dA}{wc}$$

Puesto que $U = a'(1 + b't)$, sustituya por U.

$$\frac{dt}{a'(1 + b't)(T - t)} = \frac{dA}{wc}$$

Del balance de calor obtenga la expresión para T en términos de t y separe en. partes.

$$\frac{1}{a'(R - 1 - b'T_2 + b'Rt_1)} \int_{t_1}^{t_2} \left[\frac{(R-1)\, dt}{T_2 - Rt_1 + (R - 1)t} - \frac{b'\, dt}{1 + b't} \right] = \int \frac{dA}{wc} \tag{5.20}$$

Integrando.

$$\frac{1}{a'(R - 1 - b'T_2 + b'Rt_1)} \left[\ln \frac{T_2 - Rt_1 + (R - 1)t_2}{T_2 - Rt_1 + (R - 1)t_1} - \ln \frac{1 + b't_2}{1 + b't_1} \right] = \frac{A}{WC} \tag{5.21}$$

Usando el subíndice 1 para la terminal fría y 2 para la caliente

$$U_1 = a'(1 + b't_1) \qquad U_2 = a'(1 + b't_2)$$

Como antes,

$$\Delta t_1 = T_2 - t_1 \qquad \Delta t_2 = T_1 - t_2$$

Fraccionando la Ec. (5.21)

$$\frac{t_2 - t_1}{U_1\, \Delta t_2 - U_2\, \Delta t_1} \ln \frac{U_1\, \Delta t_2}{U_2\, \Delta t_1} = \frac{A}{wc} \tag{5.22}$$

Combinado con $Q = wc(t_2 - t_1)$,

$$\frac{Q}{A} = \frac{U_1\, \Delta t_2 - U_2\, \Delta t_1}{\ln U_1\, \Delta t_2 / U_2\, \Delta t_1} \tag{5.23}$$

La Ec. (5.23) es una modificación de la Ec. (5.13) que considera las variaciones de U reemplazándolas con U_1 y U_2, donde $A = 0$ y

A = A, respectivamente. Sin embargo, esto aún no es satisfactorio, puesto que requiere el doble de cálculo para los coeficientes individuales de película para obtener U_1 y U_2. Colburn decidió obtener un calor *único* del coeficiente total U_x, al cual toda la superficie se puede considerar que transfiere calor a la MLDT. Entonces U_x se define por

$$\frac{Q}{A} = \frac{U_1 \Delta t_2 - U_2 \Delta t_1}{\ln U_1 \Delta t_2 / U_2 \Delta t_1} = U_x \left(\frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1} \right) \tag{5.24}$$

Sustituyendo $U_x = a'(1 + b't_c)$,

$$U_x = a'(1 + b't_c) = \frac{a'(1 + b't_1)\,\Delta t_2 - a'(1 + b'tq)\ \text{At},}{\ln [(1 + b't_1)\,\Delta t_2]/[(1 + b't_2)\,\Delta t_1]} \cdot \frac{\text{At}, - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1} \tag{5.25}$$

U_x se identificará ahora encontrando t_c, la *temperatura* de las propiedades a las cuales h_i y h_o se computan y en la que U_x existe. Hágase F_c una fracción, Multiplicando el aumento de temperatura de la película *controlante* vapor por F_c y sumando el aumento **fraccional** resultante a la temperatura terminal menor de la corriente, se obtiene una temperatura a la cual se evalúan las propiedades de transferencia de calor y se calculan h_i, h_o y U_x.

$$F_c = \frac{t_c - t_1}{t_2 - t_1} \tag{5.26}$$

t_c *es* la *temperatura calórica* de la corriente fría. Por definición,

$$K_c = \frac{t_2 - t_1}{1/b' + t_1} = \frac{U_2 - U_1}{U_1} \qquad r = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{\text{At},}{\Delta t_h}$$

y sustituyendo los equivalentes en la **Ec.** (5.25),

$$\frac{1 + b't_2}{1 + b't_1} = K_c + 1 \qquad \frac{1 + b't_c}{1 + b't_1} = K_c F_c + 1$$

de la que

$$F_c = \frac{(1/K_c) + [r/(r - 1)]}{1 + \dfrac{\ln (K_c + 1)}{\ln r}} - \frac{1}{K_c} \tag{5.27}$$

La **Ec.** (5.27) ha sido **graficada** en la Fig. 17 del Apéndice con

$$K_c = \frac{U_2 - U_1}{U_1} = \frac{U_h - U_c}{U_c}$$

como parámetro, donde h y c se refieren a las terminales calientes y frías respectivamente. La fracción calórica F_c puede obtenerse de

la Fig. 17 calculando K_c de U_h y U_c y $\Delta t_c/\Delta t_h$ para las condiciones de proceso. La temperatura calórica del fluido caliente T_c es

$$T_c = T_2 + F_c(T_1 - T_2) \qquad (5.28)$$

y para el fluido frío

$$t_c = t_1 + F_c(t_2 - t_1) \qquad (5.29)$$

Colburn ha correlacionado en el inserto de la Fig. 17 los valores de K_c donde la película *controlante* es la de un corte de petróleo. Se puede hacer una correlación de este tipo en cualquier industria, que trabaje con un grupo particular de fluidos obteniendo a' y b' de las propiedades y eliminando el cálculo de U_h y U_c. Si un aparato transfiere calor entre dos cortes o fracciones de petróleo, el corte que dé el valor de K_c mayor controla y puede usarse para establecer directamente F_c para ambas corrientes a partir de la figura. Así, siempre que haya una diferencia apreciable entre U_h y U_c, *la MLDT* no es la *verdadera diferencia de temperatura* para contracorriente. La MLDT puede retenerse, sin embargo, si se emplea un valor apropiado de U para compensar su uso en la Ec. (5.13).

EJEMPLO 5.6. **Cálculo de la temperatura calórica. Un aceite crudo de 20°API se enfría de 300 a 200°F calentando gasolina fría de 60°API de 80 a 120°F en un aparato a contracorriente. ¿A qué temperatura del fluido debe ser evaluada U?**

Solución :

Coraza **Tubos**

Crudo de 20°API: Gasolina a 60°API

242.5	Temperatura calórica	97		
250	Media	100		
300	Alta temperatura	120	180	Δt_2
200	Baja temperatura	80	120	Δt_1
100	Diferencia	40		

Crudo, $T_1 - T_2 = 300 - 200 = 100$°F, $K_c = 0.68$ inserto de la Fig. 17
Gasolina, $t_2 - t_1 = 120 \quad 80 = 40$°F, $K_c = 0.10$

El valor mayor de K_c corresponde al coeficiente de transferencia de calor controlante, que se supone establece la variación de U con la temperatura. Entonces

$$\frac{\Delta t_c}{\Delta t_h} = \frac{200 - 80}{300 - 120} = 0.667$$

$F_c = 0.425$ de la Fig. 17

Temperatura calórica del crudo, $T_c = 200 + 0.425(300 - 200) = 242.5°F$
Temperatura calórica de la gasolina, $t_c = 80 + 0.425(120 - 80) = 97.0°F$
Debe notarse que sólo puede haber una media calórica y que el factor F_c **se aplica en ambas corrientes, pero está determinado por la corriente controlante .**

La temperatura de la pared del tubo. La temperatura de la pared del tubo puede ser computada a partir de las temperaturas calóricas cuando tanto h_i como h_o son conocidas. Refiriéndonos a la Fig. 5.3, es costumbre despreciar la diferencia de temperatura a través del metal del tubo $t_w - t_p$ y se considera que el tubo en su totalidad está a la temperatura de la superficie externa de la pared t_w. Si la temperatura calórica exterior es T_c y la temperatura calórica interior es t_c y $1/R_{io} = h_{io} = h_i(A_i/A) = h_i \times (DI/DE)$, donde el subíndice *io* se refiere al valor del coeficiente dentro del tubo, referido a la superficie exterior del tubo.

$$Q = \frac{At}{\Sigma R} = \frac{Tc - t_c}{R_o + R_{io}} = \frac{t_w - t_c}{R_{io}} \qquad (5.30)$$

Reemplazando las resistencias en los dos últimos términos por coeficientes de película.

$$\frac{Tc - t_c}{1/h_o + 1/h_{io}} = \frac{t_w - t_c}{1/h_{io}}$$

Resolviendo por t_w

$$t_w = t_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o}(Tc - t_c) \qquad (5.31)$$

Y

$$t_w = T_c - \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o}(T_c - t_c) \qquad (5.32)$$

Cuando el fluido caliente está dentro del tubo es

$$t_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + IL,}(T_c - t_c) \qquad (5.31a)$$

Y

$$t_w = T_c - \frac{h_o}{h_{io} + h_o}(T_c - t_c) \qquad (5.32a)$$

Representación isotérmica de calentamiento y enfriamiento. En el flujo laminar cuando el fluido fluye isotérmicamente, se supone que la distribución de la velocidad es parabólica. Cuando una cantidad **dada** de líquido se calienta a medida que se desplaza por el tubo, la viscosidad cerca de la pared de éste es menor que en la parte

media. El fluido cerca de la pared se desplaza a mayor velocidad que como lo haría en flujo isotérmico y modifica la distribución parabólica de la velocidad, como se indica en la curva de calentamiento de la Fig. 5.4. Si el líquido se enfría, ocurre la contrario: el fluido cerca de la pared fluye a menor velocidad que en flujo isotérmico, produciendo la distribución de velocidad indicada para enfriamiento.

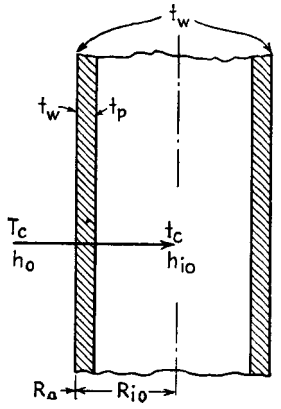


FIG. 5.3. Temperatura de la pared del tubo

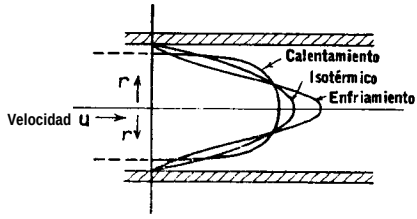


FIG. 5.4. Calentamiento, enfriamiento, y flujo laminar isotérmico

Para el líquido que fluye más rápidamente en la parea aurante el calentamiento, algo del líquido cerca del eje central del tubo debe fluir hacia fuera en dirección a la pared para mantener el incremento de velocidad. Este es el componente radial de la velocidad que realmente modifica la naturaleza del flujo laminar. Si los datos para calentar un aceite en un rango de temperatura dada se grafican como en la Fig. 3.10, junto con los datos para enfriar el aceite en el mismo rango de temperatura, se obtienen dos familias de puntos. Los datos para calentamiento dan mayores coeficientes de transferencia de calor que aquellos de enfriamiento. Colburn [3] se abocó a convertir ambos datos a una sola línea isotérmica. Fue capaz de emplear una ecuación básica de la forma (3.32) multiplicando el miembro derecho por la razón adimensional $(\mu/\mu_f)^{r'}$ donde. μ es la viscosidad a la temperatura calórica y μ_f es la viscosidad a una temperatura de película arbitraria definida para flujo laminar por

$$t_f = t_{av} + \tfrac{1}{4}(t_w - t_{av}) \tag{5.33}$$

[3] Colburn, A. P., *Trans. AIChE*, 29, 174-210 (1933).

y para flujo turbulento por

$$t_f = t_{av} + \tfrac{1}{2}(t_w - t_{av}) \tag{5.34}$$

Sieder y Tate [4] correlacionaron una gran cantidad de datos para tubos, más bien que para tuberías, y obtuvieron un factor adimensional $(\mu/\mu_w)^{r''}$ donde μ_w es la viscosidad a la temperatura de la pared del tubo t_w. Usando la corrección de Sieder y Tate, la Ec. (3.32) para flujo laminar se transforma

$$\frac{h_i D}{k} = \alpha \left[\left(\frac{DG}{\mu}\right) \left(\frac{c\mu}{k}\right) \left(\frac{D}{L}\right) \right]^{d+1} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{r''} \tag{5.35}$$

La Ec. (3.26) para flujo turbulento es

$$\frac{h_i D}{k} = \alpha \left(\frac{DG}{\mu}\right)^{p} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{q} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{r'''} \tag{5.36}$$

Incorporando el factor de correlación para calentamiento y enfriamiento en esta forma, se obtiene una curva simple tanto para calentamiento como para enfriamiento, puesto que el valor de μ/μ_w es mayor que 1 .0, para calentamiento de líquidos y menor de 1.0 para enfriamiento de los mismos. Ya que las viscosidades de los gases aumentan en lugar de disminuir con las altas temperaturas, las desviaciones para la distribución isotérrnica de las velocidades son contrarias a las de los líquidos.

PROBLEMAS

5.1. Para un aparato de transferencia de calor con tubos concéntricos que tiene tubos interiores de 1 plg IPS, se ha computado el coeficiente de película h_i, siendo de 10.0 Btu/(h)(pie²)(°F). Por cálculos apropiados, tres diferentes fluidos, cuando se circulan a través del ánulo, tendrán coeficientes de película de 10.0, 20.0 y 200, respectivamente. Despreciando la resistencia del tubo, ¿cómo afecta el valor del coeficiente del ánulo al valor del coeficiente total de transmisión?

5.2. *(a)* Para valores de $h_i = 100$ y $h_o = 500$, ¿qué error resulta en el valor calculado de U para un aparato de transferencia de calor de tubos concéntricos que tiene tubería interior de 2 plg IPS, cuando la resistencia del metal se obtiene de $R_m = L_m k_m A$ en lugar de $(2.3/2\pi k_m) \log D_2/D_1$ y cuando la resistencia del tubo se omite enteramente. *(b)* ¿Cuáles son los errores cuando los coeficientes son $h_i = 10$ y $h_o = 50$?

5.3. Calcule la MLDT para contracorriente, en los siguientes casos en los que el fluido caliente se enfría de 200 a 100°F, y el fluido frío, calentado en igual rango en cada caso, es (a) de 90 a 140°F, *(b)* de 80 a 130°F, y (c) de 60 a 110°F. Observe la naturaleza de la desviación de la MLDT del medio aritmético de las dos diferencias terminales en cada caso.

[4] Sieder, E. N., y G. E. Tate, *Ind. Eng. Chem.*, *28*, 1429-1 436 (1936)

5.4. Un fluido caliente se enfría de 245 a 225°F en cada caso. Compare las ventajas del flujo a contracorriente sobre el flujo paralelo en el tamaño de la MLDT cuando el fluido frío se debe calentar de (a) 135 a 220°F, (b) 125 a 210°F, y (c) de 50 a 135°F.

5.5. 10 000 lb/h de benceno frío se calientan bajo presión desde 100°F, enfriando 9 000 lb/h de nitrobenceno a una temperatura de 220°F. La transferencia de calor se lleva a efecto en un aparato de tubos concéntricos que tiene tubería de $1\frac{1}{4}$ plg IPS y 240 pies de largo. Otras pruebas en equipos similares de transferencia de calor y entre los mismos líquidos indican que un valor de $U = 120$ basado en el área exterior del tubo interior es aceptable. (a) ¿Qué temperaturas de salida se pueden esperar en una operación a contracorriente? *(b)* ¿Qué temperatura de salida se alcanza en flujo paralelo? (c) Si parte del tubo concéntrico se elimina dejando únicamente 160 pies líneales, ¿qué temperatura de salida se puede esperar en contracorriente?

5.6. Se debe calentar benceno en un aparato de tubos concéntricos que tiene tubería interior de $1\frac{1}{4}$ plg IPS, de 100 a 140°F, mediante 8 000 lb/h de nitrobenceno, que tiene una temperatura inicial de 180°F. Se puede esperar un valor de $U = 100$ basado en la superficie exterior del tubo. ¿Cuánto benceno puede calentarse en 160 pies lineales de tubo concéntrico, *(a)* en flujo a contracorriente, *(b)* flujo paralelo? (Idea. Solución de prueba y error).

5.7. Debe enfriarse anilina de 200 a 150°F, en un aparato de tubos concéntricos que tiene 70 pies² de superficie externa del tubo, usando 8 600 lb/h de tolueno entrando a 100°F. Puede anticiparse un valor de $U = 75$. ¿Cuánta anilina se puede enfriar en contracorriente?

5.8, En un aparato de tubos concéntricos se enfría un líquido a contracorriente de 250 a 200°F, calentando otro de 100 a 225°F. El valor de U_1 en la terminal fría se calcula como 50.0 a partir de las propiedades de la terminal fría, y U_2 en la terminal caliente se calcula como 60.0. ¿A qué temperaturas del fluido deberá computarse U para que exprese la transferencia total de calor para todo el aparato?

5.9. En un aparato 'de tubos concéntricos se enfría un líquido a contracorriente de 250 a 150°F, calentando otro de 125 a 150°F. El valor de U_1 en la terminal fría es 52 y en la terminal caliente U_2 es 58. ¿A qué temperaturas del líquido deberá computarse U para la transferencia total de calor?

5.10. El cálculo de la temperatura calórica se puede efectuar directamente, evaluando a' y b' en $U = a'(1 + b't)$ para un rango de temperatura dado. Si el líquido caliente del Prob. 5.8 proporciona el coeficiente de película controlante, ¿cuáles son los valores numéricos de las constantes a' y b'?

5.11. Kerosena de 40" API se enfría de 400 a 200°F calentando aceite crudo de 34" API de 100 a 200°F. ¿Entre qué temperaturas calóricas es transferido el calor, y qué tanto se desvían éstas de la media?

5.12. Un destilado de 35°API se enfría de 400 a 300°F, por un destilado fresco de 35°API que se calienta de 200 a 300°F. ¿Entre qué temperaturas calóricas es transferido el calor, y qué tanto se desvían de la media?

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO 5

A	Superficie de transferencia de calor o superficie externa de tuberías, pies²
a''	Superficie externa de tuberías por pie de longitud de tubo, pies

a', b'	Constantes en la ecuación $U = a'(1 + b't)$
a_1, b_1	Constantes
c	Calor específico del fluido caliente en las derivaciones, Btu/(lb) (°F)
c	Calor especifico del fluido frío, Btu/(lb)("F)
D	Diámetro interior del tubo, pies
F_c	Fracción calórica, adimensional
G	Masa velocidad, lb/(h)(pie")
h	Coeficiente de transferencia de calor, Btu/ (h) (pie") ("F)
h_i, h_o	Coeficientes de película interior y exterior, Btu/(h) (pie²)-(°F)
h_{io}	h_iA_i/A, coeficiente de película interior referido a la superficie exterior, Btu/(h)(pie²)(°F)
K_c	Factor calórico, adimensional
k	Conductividad térmica, Btu/(h)(pie²)(°F/pie)
L	Longitud, pies
MLDT	Media logarítmica de la diferencia de temperatura, °F
Q	Flujo de calor, Btu/h
R	Razón de $wc/WC = (T_1 - T_2)/(t_2 - t_1)$, adimensional
Z R	Resistencia total al flujo de calor, (h)(pie²)(°F)/Btu
r	Razón de las diferencias terminales de frías a calientes, adimensional
T	Temperatura del fluido caliente, °F
TC	Temperatura calórica del fluido caliente, °F
T_1, T_2	Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente, respectivamente, °F
1	Temperatura del fluido frío, °F
t_c	Temperatura calórica del fluido frío, °F
t_f	Temperatura de la película en las Ecs. (5.33) y (5.34), °F
t_p	Temperatura de la pared interior del tubo, °F
t_w	Temperatura de la pared exterior del tubo, °F
t_1, t_2	Temperaturas de entrada y salida del fluido frío, respectivamente, °F
At	Diferencia de temperatura en un punto o media sobre un área, °F
Δt_c, Δt_h	Diferencia de temperatura en las terminales frías y calientes, respectivamente, °F
Δt_i	Media logarítmica de $t_p - t_1$ y $t_p \quad t_2$, °F
U	Coeficiente total de transferencia de calor en general, Btu/(h)(pie²)(°F)
U_c, U_h	Coeficiente total de transferencia de calor de las terminales
U_1, U_2	calientes y frías, Btu/ (h) (pie") ("F)
U_x	Valor de U a t_c, Btu/(h)(pie²)(°F)
W	Peso del fluido caliente, lb/h
w	Peso del fluido frío, lb/h
α	Constante de proporcionalidad, adimensional
μ	Viscosidad a la temperatura media o calórica, lb/(pie) (h)
μ_f, μ_w	Viscosidad a las temperaturas de la película y pared del tubo, respectivamente, lb/(pie)(h)

Exponentes

d, p, q, r', r'', r''' Constantes

Subíndices **(excepto los anotadas)**

i	Interior de una tubería o tubo
o	Exterior de una tubería o tubo
io	Valor basado en el interior de una tuberia o tubo referido al exterior del tubo

CAPITULO 6

FLUJO A CONTRACORRIENTE: INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO

Definiciones. El equipo de transferencia de calor se define por las funciones que desempeña en un proceso. Los *intercambiadores* recuperan calor entre dos corrientes en un proceso. El vapor y el agua de enfriamiento son servicios y no se consideran en el mismo sentido que las corrientes de proceso recuperables. Los *calentadores* se usan primariamente para calentar fluidos de proceso, y generalmente se usa vapor con este fin, aun cuando en las refinerías de petróleo el aceite caliente recirculado tiene el mismo propósito. Los *enfriadores* se emplean para enfriar fluidos en un proceso, el agua es el medio enfriador principal. Los *condensadores* son enfriadores cuyo propósito principal es eliminar calor latente en lugar de calor sensible, Los *hervidores* tienen el propósito de suplir los requerimientos de calor en los procesos de destilación como calor latente. Los *evaporadores* se emplean para la concentración de soluciones por evaporación de agua. Si además del agua se vaporiza cualquier otro fluido, la unidad es un *vaporizador*.

Intercambiadores de doble tubo En el Cap. 5, se usaron aparatos de tubos concéntricos para las derivaciones relacionadas con la transferencia de calor. La imagen industrial de este aparato es el intercambiador de doble tubo, que se muestra en la Fig. 6.1. Las partes principales son dos juegos de tubos concéntricos, dos tes conectoras, un cabezal de retorno y un codo en U. La tubería interior

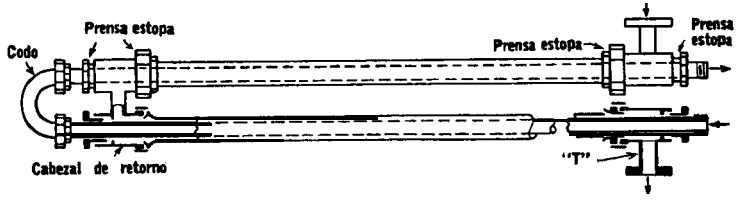


FIG. 6.1. Intercambiador de doble tubo

se soporta en la exterior mediante estoperos y el fluido entra al tubo interior a través de una conexión roscada localizada en la parte externa del intercambiador. Las tes tienen boquillas o conexiones roscadas que permiten la entrada y salida del fluido del anulo que cruza de una sección a otra a través del cabezal de retorno. La tubería interior se conecta mediante una conexión en U que está generalmente expuesta y que no proporciona superficie de transferencia de calor. Cuando se arregla en dos pasos, como en la Fig. 6.1, la unidad se llama ***horquilla.***

El intercambiador de doble tubo es extremadamente útil, ya que se puede ensamblar en cualquier taller de plomería a partir de partes estándar, proporcionando superficies de transferencia de calor a bajo costo. Los tamaños estándar de tes y cabezales de retorno, se dan en la Tabla 6.1.

TABLA 6.1. CONEXIONES PARA INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO

Tubo exterior IPS	Tubo interior IPS
2	1¼
2½	1¼
3	2
4	3

Los intercambiadores de doble tubo generalmente se ensamblan en longitudes efectivas de 12, 15 o 20 pies, la longitud efectiva es la distancia en *cada* rama sobre la que ocurre transferencia de calor y excluye la prolongación del tubo interior después de la sección de intercambio. Cuando las horquillas se emplean en longitudes mayores de 20 pies correspondientes a 40 pies lineales efectivos o más de doble tubo, el tubo interior se vence tocando el tubo exterior, por lo que hay una mala distribución del fluido en el ánulo. La principal desventaja en el uso de los intercambiadores de doble tubo es la pequeña superficie de transferencia de calor contenida en una horquilla simple. Cuando se usa con equipo de destilación en un proceso industrial, se requiere gran número de ellos. Esto requiere considerable espacio, y cada intercambiador de doble tubo introduce no menos de 14 puntos en donde pueden ocurrir fugas. El tiempo y gastos requeridos para desmantelarlos y hacerles limpieza periódica son prohibitivos comparados con otros tipos de equipo. Sin embargo, los intercambiadores de doble tubo encuentran su mayor uso en donde la superficie total de transferencia requerida es pequeña, 100 a 200 $pies^2$ 0 menos.

Coeficientes de película para fluidos en tuberías y tubos. La Ec. (3.42) se obtuvo para el calentamiento de varios aceites en tuberías,

basada en los datos de Morris y Whitman. Sieder y Tate,[1] hicieron una correlación posterior tanto para el calentamiento como enfriamiento de varios fluidos, principalmente fracciones de petróleo, en tubos horizontales y verticales, llegando a una ecuación para el flujo laminar donde $DG/\mu < 2\ 100$ en la forma de la Ec. (5.35).

$$\frac{h_i D}{k} = 1.86\left[\left(\frac{DG}{\mu}\right)\left(\frac{c\mu}{k}\right)\left(\frac{D}{L}\right)\right]^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} = 1.86\left(\frac{4}{\pi}\frac{wc}{kL}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (6.1)$$

donde L es la longitud total de la trayectoria de transferencia de calor antes de que haya mezcla. La Fc. (6.1) dio las desviaciones máximas de la media de aproximadamente $\pm$ 12% de Re = 100 a *Re* = 2 100, excepto para agua. Después del rango de transición. los datos pueden extenderse al flujo turbulento en la forma de la Ec. (5.36).

$$\frac{h_i D}{k} = 0.027\left(\frac{DG}{\mu}\right)^{0.8}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (6.2)$$

La Ec. (6.2) dio una desviación media máxima de aproximadamente + 15 y − 10% para números de Reynolds arriba de 10 000. Aunque las Ecs. (6.1) y (6.2) fueron obtenidas para tubos, también se podrán usar indiscriminadamente para tuberías. Las tuberías son más rugosas que los tubos y producen más turbulencia para los mismos números de Reynolds. Los coeficientes calculados de correlaciones de datos de tubo son actualmente menores y más seguros que los cálculos correspondientes basados en datos de tuberías, y no hay en la literatura correlaciones de tubería tan extensas como las correlaciones para tubos. Las Ecs. (6.1) y (6.2) son aplicables para líquidos orgánicos, soluciones acuosas y gases. No son conservadoras para el agua y después se darán datos adicionales para este caso. Para permitir una representación gráfica de ambas ecuaciones en un solo par de coordenadas, refiérase a la Fig. 6.2. Usando la ordenada

$$j_H = \left(\frac{h_i D}{k}\right)\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{-1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14}$$

y la abscisa (DG/μ) solamente puede mostrarse la Ec. (6.2). Usando D/L o L/D como parámetro, se puede también incluir la Ec. (6.1). La región de transición junta las dos. Gráficas de las Ecs. (6.1) y (6.2) se dan en la Fig. 24 del Apéndice junto con una línea de pendiente 0.14 para facilitar la solución de la razón $\phi = (\mu/\mu_w)^{0.14}$.

Fluidos que fluyen en un **ánulo:** Diámetro equivalente. Cuando un fluido fluye por un conducto que tiene sección diferente a la circu-

[1] **Sieder, E. N., y G. E. Tate,** *Ind. Eng. Chem.*, *28*, **1429-1 436 (1936).**

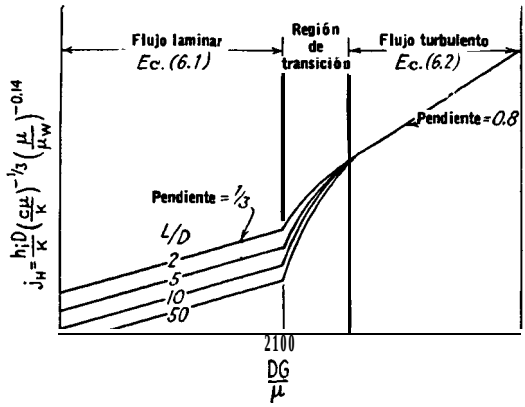


FIG. 6.2. Curva de transferencia de calor para tubos

lar, tal como un anulo, es conveniente expresar los coeficientes de transferencia de calor y factores de fricción mediante los mismos tipos de ecuación y curvas usadas para tuberías y tubos. Para permitir este tipo de representación para la transferencia de calor en los ánulos, se ha encontrado ventajoso emplear un *diámetro equivalente* D,. El diámetro equivalente es cuatro veces el radio hidráulico, y el radio hidráulico es, a su vez, el radio de un tubo equivalente a la sección del anulo. El radio hidráulico se obtiene como la razón del área de flujo al perímetro húmedo. Para un fluido que fluye en un anulo, como se muestra en la Fig. 6.3, el área de flujo es evidentemente $(\pi/4)(D_2^2 - D_1^2)$ pero los perímetros húmedos para transferencia de calor y caídas de presión son diferentes. Para la transferencia de calor el perímetro húmedo es la circunferencia exterior del tubo interior con diámetro D_1, y para la transferencia de calor en el anulo

$$D_e = 4r_h = \frac{4 \times \text{área de flujo}}{\text{perímetro húmedo}} = \frac{4\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4\pi D_1} = \frac{D_2^2 - D_1^2}{D_1} \qquad (6.3)$$

En los cálculos de caída de presión la fricción no solamente se origina por la resistencia del tubo exterior, sino también es afectada por la superficie exterior del tubo interior. El perímetro húmedo total es $\pi(D_2 + D_1)$, y para la caída de presión en un ánulo

$$D'_e = \frac{4 \times \text{área de flujo}}{\text{perímetro húmedo de fricción}} = \frac{4\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4\pi(D_2 + D_1)} = D_2 - D_1 \qquad (6.4)$$

Esto conduce al resultado anómalo de que el número de Reynolds para las mismas condiciones de flujo, w, G, y μ, son diferentes para

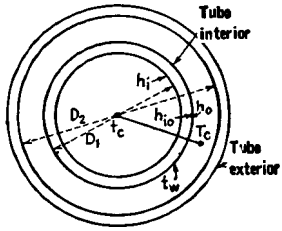


FIG. 6.3. Diámetros de los ánulos y localización de coeficientes

transferencia de calor y caída de presión, puesto que D_e debe estar sobre 2 100 mientras que D'_e está debajo de 2 100. Actualmente ambos números de Reynolds deberán considerarse únicamente aproximados, puesto que la distinción exacta entre flujo laminar y turbulento a un número de Reynolds de 2 100 no es completamente válida en el anulo.

Coeficientes de película para fluidos en ánulos. Cuando el diámetro equivalente de la Ec. (6.3) se sustituye por D, la Fig. 24 en el Apéndice puede considerarse como una gráfica de D_eG/μ vs. $(h_oD_e/k)(c\mu/k)^{-1/3}(\mu/\mu_w)^{-0.14}$. h_o es el coeficiente exterior o del anulo y se obtiene de la misma forma que h_i, por multiplicación de la ordenada. Aun cuando D difiera de D_e, h_o es efectiva en el diámetro exterior del tubo interior. En intercambiadores de doble tubo es costumbre usar la superficie exterior del tubo interior como la superficie de referencia en $Q = UA\Delta t$, y puesto que h_i se ha determinado para A_i y no para A, debe ser corregida. h_i se basa en el área correspondiente del diámetro interior donde la superficie por pie de longitud es de π X DI. En el exterior del tubo la superficie por pie de longitud es π X DE; y de nuevo, haciendo h_{io} el valor de h_i referida al diámetro exterior,

$$h_{io} = h_i \frac{A_i}{A} = h_i \frac{\text{DI}}{\text{DE}} \tag{6.5}$$

Factores de obstrucción. Los coeficientes totales de transferencia de calor *requeridos* para cumplir con las condiciones de proceso, deben ser determinados de la ecuación de Fourier cuando la superficie *A* es conocida y Q y **At** son calculados a partir de las condiciones de proceso. Entonces $U = Q/A\Delta t$. Si la superficie no se conoce, la U puede obtenerse independientemente de la ecuación de Fourier mediante los dos coeficientes de película. Despreciando la resistencia de la pared del tubo,

$$\frac{1}{U} = R_{io} + R_o = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} \tag{6.6}$$

0

$$U = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} \tag{6.7}$$

La localización de los coeficientes y temperaturas se muestran en la Fig. 6.3. Cuando U ha sido obtenida de los valores de h_{io} y h_o, y Q y Δt son calculados de las condiciones de proceso, la superficie A requerida puede ser computada. El cálculo de A se conoce como de ***diseño.***

Cuando los aparatos de transferencia de calor han estado en servicio por algún tiempo, sin embargo, se les depositan incrustaciones y basura en la parte interior y exterior de las tuberías, añadiendo dos resistencias más de las que fueron incluidas en el cálculo de U por la Ec. (6.6). La resistencia adicional reduce el valor original de U, y la cantidad requerida de calor ya no se transfiere por la superficie original A; T_2 aumenta, y t_2 disminuye respecto a las temperaturas de salida deseadas, aun cuando h_i y h_o se mantienen sustancialmente constantes. Para obviar esta eventualidad, es costumbre diseñar el equipo anticipando la depositación de basura e inscrustaciones, introduciendo una resistencia R_d llamada factor de ***basura, incrustación*** o de ***obstrucción***. Supóngase R_{di} el factor de obstrucción para el fluido del tubo interior a su diámetro interior, y R_{do} el factor de obstrucción para el fluido del ánulo en el diámetro exterior del tubo interior. Estos factores pueden ser considerados muy delgados para lodos, pero apreciablemente gruesos para incrustaciones, que tienen conductividad térmica mayor que los lodos. Estas resistencias se muestran en la Fig. 6.4. El valor

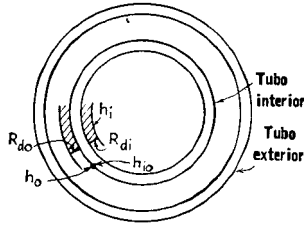


FIG. 6.4. Localización de los factores de obstrucción y coeficientes de transferencia de calor

de U obtenido en la Ec. (6.7) únicamente a partir de $1/h_{io}$ y $1/h_o$ puede considerarse como ***coeficiente total limpio*** designado por U_C para mostrar que los lodos o basura no se han tomado en cuenta. El coeficiente que incluye la resistencia de lodos se llama de ***diseño o coeficiente total de lodos*** U_D. El valor de A correspondiente a U_D en lugar de U_C, proporciona las bases en las cuales el equipo debe ser hecho en última instancia. La correlación entre los dos coeficientes totales U_C y U_D es

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_{di} + R_{do} \qquad (6.8)$$

o poniendo

$$R_{di}^{*} + R_{do} = R_d \tag{6.9}$$

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_d \tag{6.10}$$

Supóngase que para un intercambiador de doble tubo, h_{io} y h_o se han computado como 300 y 100 respectivamente, luego

$$\frac{1}{U_C} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_{o_o}} = 0.0033 + 0.01 = 0.0133,$$

o $U_C = 1/0.0133 = 75.0$ Btu/(h)(pie²)(°F). De la experiencia, permítasenos decir, que se ha encontrado que una resistencia térmica para los lodos $R_{di} = 0.001$ (h)(pie²)(°F)/Btu se depositará anualmente dentro del tubo, y $R_{do} = 0.0015$ se depositará en el exterior del tubo. ¿Para qué coeficiente total deberá calcularse la superficie de manera que el aparato deba limpiarse una vez por año solamente? Entonces $R_d = R_{di} + R_{do} = 0.0025$, y

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_d = \frac{1}{75.0} + 0.0025 = 0.0158 \quad \text{(h)(pie²)(°F)/Btu}$$

o

$$U_D = \frac{1}{0.0158} = 63.3 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)}$$

La ecuación de Fourier para la superficie en la que el lodo se depositará se transforma en

$$Q = U_D A \, \Delta t \tag{6.11}$$

Si se desea obtener A, entonces h_{io} y h_o deberán calcularse primero mediante ecuaciones tales como las Ecs. (6.1) y (6.2) que son independientes de la magnitud de la superficie pero dependen de su forma, tales como el diámetro y área de flujo de fluido. Con éstas, U_C se obtiene de la Ec. (6.6) y U_D se obtiene de U_C usando la Ec. (6.10). Algunas veces, sin embargo, es deseable estudiar la velocidad a la cual se acumula el lodo o barro sobre una superficie conocida A. U_C permanecerá constante si la incrustación o lodo no altera la velocidad de la masa reduciendo el área de flujo del fluido. U_D y Δt cambiarán obviamente a medida que se acumule el lodo debido a que la temperatura del fluido variará a partir de cuando la superficie está recién instalada y limpia hasta que se obstruya.

* Actualmente R_{di} deberá referirse al diámetro exterior como $R_{di_o} = R_i(A/A_i)$. Cuando un cilindro es muy delgado comparado con su diámetro, como la película de lodo, su resistencia es casi la misma que aquella de una pared plana. Como se muestra por las Ecs. (2.34) y (2.35). la falla por corregir el exterior introduce un error despreciable, usualmente bien por debajo del 1%. Para incrustación gruesa, sin embargo, el error puede ser apreciable.

Si At se calcula de temperaturas *observadas* en lugar de las temperaturas de proceso, entonces la Ec. (6.11) puede ser usada para determinar R_d para un periodo de obstrucción dado. Entonces de la Ec. (6.10)

$$R_d = \frac{1}{U_D} - \frac{1}{U_C} \tag{6.12}$$

que también puede ser escrita como

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} \tag{6.13}$$

Cuando R_d (depositado) > R_d (permitido), como sucede después de cierto periodo de servicio, el aparato no pasará una cantidad de calor igual a los requerimientos del proceso y debe ser limpiado.

En la Tabla 12 del Apéndice se anotan valores numéricos de factores de obstrucción para cierta variedad de procesos. Los factores de obstrucción tabulados pretenden proteger al intercambiador de entregar menos calor que el requerido por el proceso por un periodo de un año a año y medio. De hecho, el propósito de los factores de obstrucción tabulados, debe considerarse desde otro punto de vista. Al diseñar una planta de proceso que contenga varios intercambiadores de calor, pero sin equipo alternante o de repuesto, el proceso deberá descontinuarse y el equipo limpiarse tan pronto como el primer intercambiador se obstruya. Es impráctico parar cada vez que alguno de los intercambiadores se obstruya, usando los factores de obstrucción tabulados se pueden hacer arreglos, de manera que todos los intercambiadores en el proceso se ensucien al mismo tiempo sin considerar el servicio. En esta fecha todos pueden desmantelarse y limpiarse durante un solo paro. Los valores tabulados pueden diferir de aquellos encontrados por experiencia en servicios particulares. Si se hace necesario una limpieza demasiado frecuente, debe aumentarse R_d en diseños futuros.

Debe esperarse que el equipo de transferencia de calor transferirá más calor que los requerimientos del proceso cuando recién se pone en servicio y que se deteriorará durante la operación, a resultas de los lodos hasta que justamente cumpla con los requerimientos del proceso. El cálculo de las temperaturas desarrolladas inicialmente por un intercambiador limpio cuya superficie ha sido designada por U_D, pero que está operando sin lodos y que, consecuentemente, está sobrado de área, no es difícil. Refiriéndonos a las Ecs. (5.18) y (5.19), use U_C por U y la superficie real del intercambiador A (que se basa en U_D). Este cálculo es también útil para checar si un intercambiador podrá o no desarrollar los requerimientos de calor del proceso cuando se ensucie.

Caída de presión en tuberías y tuberías de ánulo La *caída de presión* permitida en un intercambiador es la presión estática del fluido que debe disiparse para mover el fluido a través del intercambiador. La bomba seleccionada para la circulación del fluido en proceso debe desarrollar suficiente carga a la capacidad deseada para vencer las pérdidas de fricción causadas por la tubería de conexión, conexiones, reguladores de control, y la caída de presión en el intercambiador mismo. Esta carga debe añadirse a la presión estática del final de la línea, tal como la elevación o presión del recipiente final que recibe. Cuando se ha designado una caída de presión definida para un intercambiador como parte de un circuito de bombeo, deberá siempre utilizarse tan completamente como sea posible en el intercambiador, ya que de otra forma deberá disiparse mediante un reductor de presión. Puesto que en la Ec. (3.44)

$$\Delta F \text{ a } G^2 \left(\text{aproximadamente, puesto que } f \text{ varía algo con } \frac{DG}{\mu}\right)$$

y en la Ec. (6.2) para flujo turbulento

$$h_i \text{ a } G^{0.8} \text{ (cercanamente)}$$

el mejor uso para la presión disponible es aumentar la velocidad de la masa que también aumenta h_i y disminuye el tamaño y costo del aparato. Es costumbre permitir una caída de presión de 5 a 10 lb/plg² para un intercambiador o batería de intercambiadores que desempeñen un mismo servicio en un proceso, excepto donde el flujo es por gravedad. Para cada corriente bombeando 10 lb/plg² es estándar. Para flujo por gravedad la caída de presión permitida está determinada por la elevación del tanque de almacenamiento sobre la salida final z en pie de líquido. Los pies de líquido pueden ser convertidos a libras por pulgada cuadrada multiplicando z por $\rho/144$.

La caída de presión en tuberías puede ser computada de la ecuación de Fanning [Ec. (3.44)], usando un valor apropiado de f de la Ec. (3.46) o (3.47*b*), dependiendo del tipo de flujo. Para la caída de presión en flujos que fluyen en un anulo, reemplace D en el numero de Reynolds por D'_e para obtener f. La ecuación de Fanning puede ser modificada para dar

$$\Delta F = \frac{4fG^2L}{2g\rho^2 D'_e} \tag{6.14}$$

Cuando se conectan en serie varios intercambiadores de doble tubo, ánulo a ánulo y tubería a tubería, como en la Fig. 6.5, la longitud de las Ecs. (3.441 y (6.14) es el total de la trayectoria.

La caída de presión computada por la Ec. (3.44) o (6.14) no incluye la caída de presión cuando el flujo entra o sale de los intercambiadores. Para los tubos interiores de los intercambiadores de doble tubo conectados en serie, la pérdida de entrada es usualmente despreciable, pero para los ánulos puede ser importante. La caída de presión permitida de una cabeza de velocidad, $V^2/2g'$, por horquilla ordinariamente es suficiente. Supóngase que fluye agua en un ánulo con una velocidad de masa de 720 000 $lb/(h)(pie^2)$. Puesto que ρ = 62.5 lb/pie^3 (aproximadamente),

$$V = \frac{G}{3\,600\rho} = \frac{720\,000}{3\,600 \times 62.5} = 3.2 \text{ pie/seg}$$

La caída de presión por horquilla será $3.2^2/(2 \times 32.2) = 0.159$ pies de agua o 0.07 lb/plg^2. A menos de que la velocidad sea bastante mayor que 3 pies/seg, las pérdidas de entrada y salida pueden despreciarse. En la Fig. 27 del Apéndice están graficados valores de $V^2/2g'$ directamente contra la velocidad de la masa para fluidos con gravedad específica de 1.0.

Cálculo de un intercambiador de doble tubo. Todas las ecuaciones desarrolladas previamente se combinaran para bosquejar la solución de un intercambiador de doble tubo. Los cálculos consisten simplemente en computar h_o y h_{io} para obtener U_C. Permitiendo una razonable resistencia de obstrucción, se calcula un valor de U_D a partir del cual se puede encontrar la superficie usando la ecuación de Fourier $Q = U_D A \Delta t$.

De ordinario, el primer problema es determinar qué flujo deberá ponerse en el ánulo y cuál en el tubo interior. Esto se expedita estableciendo los tamaños relativos de áreas de flujo para ambas corrientes. Para iguales caídas de presión permisibles, tanto en las corrientes calientes como frías, la decisión depende en el arreglo que produzca la velocidad de masa y caída de presión casi iguales. Para los arreglos estándares de tubos dobles, las áreas de flujo se dan en la Tabla 6.2.

En el bosquejo siguiente, las temperaturas de flujo caliente y frío se representan por letras mayúsculas y minúsculas, respectivamente. Todas las propiedades de los fluidos se indican por letras minúsculas, para eliminar la necesidad de una nueva nomenclatura.

Condiciones de proceso requeridas :

Fluido caliente: T_1, T_2, W, c, s o ρ, μ, k, ΔP, R_{do} o R_{di}
Fluido frío: t_1, t_2, w, c, s o ρ, μ, k, ΔP, R_{di} o R_{do}

Los diámetros de la tubería deben darse o suponerse.

TABLA 6.2. AREAS DE FLUJO Y DIAMETROS EQUIVALENTES EN INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO

Intercambiador, IPS	Area de flujo, plg²		Anulo plg	
	Anulo	tubo	d_e	d'_e
2 × 1¼	1.19	1.50	0.915	0.40
2½ x 1%	2.63	1.50	2.02	0.81
3 × 2	2.93	3.35	1.57	0.69
4 x 3	3.14	7.38	1.14	0.53

Un orden de cálculo conveniente es el siguiente:

(1) De T_1, T_2, t_1, t_2 compruebe el balance de calor, Q, usando c a $T_{promedio}$ y $t_{promedio}$.

$$Q = WC(T_1 - T_2) = wc(t_2 - t_1)$$

Las pérdidas por radiación de los intercambiadores usualmente son insignificantes comparadas con la carga térmica transferida en el intercambiador.

(2) MLDT, suponiendo flujo a contracorriente. (5.14)

(3) T_c y t_c : Si el líquido no es una fracción del petróleo o un hidrocarburo, la temperatura calórica no puede ser determinada por el uso de la Fig. 17 y Ecs. (5.28) y (5.29). En lugar de esto, el cálculo de U_c debe efectuarse en las terminales calientes y frías suponiendo U_h y U_c de los cuales uno puede obtener K_c. Entonces se obtiene F_c de la Fig. 17 o Ec. (5.27). Si ninguno de los líquidos es muy viscoso en la terminal fría, digamos no más de 1.0 centipoise, si el rango de temperatura no excede de 50 a 100°F, y si la diferenciade temperatura es menor de 50°F, se puede usar el medio aritmético de T_1 y T_2, y t_1 y t_2 en lugar de T_c y t_c para evaluar las propiedades físicas. Para flujo no viscoso $\phi = (\mu/\mu_w)^{0.14}$ puede tomarse como 1.0, como se supone más abajo.

Tubo interior:

(4) Area de flujo, $a_p = \pi D^2/4$, pie*.

(5) Velocidad de masa, $G_p = w/a_p$, lb/(h)(pie²).

(6) Obtener μ a T_c o t_c dependiendo de lo que fluya en el tubo interior. μ, lb/(pie)(h) = centipoise X 2.42.

De D pies, G_p lb/(h)(pie²), μ lb/ (pie) (h) obténgase del numero de Reynolds, Re,, = DG_p/μ.

(7) De la Fig. 24 en la cual $j_H = (h_iD/k)(c\mu/k)^{-1/3}(\mu/\mu_w)^{0.14}$ vs DG_p/μ obténgase j_H.

(8) De c Btu/(lb)(°F), μ lb/(pie)(h), k Btu/(h)(pie²)(°F/pie), todos obtenidos a T_c o t_c compute $(c\mu/k)^{1/3}$.

(9) Para obtener h_i multiplicar j_H por $(k/D)(c\mu/k)^{1/3}$ (ϕ = 1.0) o

$$\frac{h_iD}{k}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{-1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14}\frac{k}{D}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \text{ X } 1.0 = h_i \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)} \quad (6.15\sim)$$

(10) Convertir h_i a h_{io}; $h_{io} = h_i(A_i/A) = h_i$ x DI/DE. (6.5)

Anulo :

(4') Area de flujo, $a_a = \pi(D_2^2 - D_1^2)/4$, pie²

Diámetro equivalente $D_e = \dfrac{\text{4 X área de flujo}}{\text{perímetro húmedo}} = \dfrac{D_2^2 - D_1^2}{D_1}$ pies (6.3)

(5') Velocidad de masa, $G_a = w/a_a$, lb/(h) (pie")

(6') Obtenga μ a T_c o t_c, lb/(pie) (h) = centipoises X 2.42. De D_e pies, G_a lb/(h) (pie²), μ lb/(pie) (h) obtener número de Reynolds,

$$Re_a = \frac{D_eG_a}{\mu}$$

(7") De la Fig. 24 en la cual $j_H = (h_oD_e/k)(c\mu/k)^{-1/3}(\mu/\mu_w)^{-0.14}$ vs. D_eG_a/μ obtener j_H.

(8) De c, μ, y k, todos obtenidos a T_c o t_c computar $(c\mu/k)^{1/3}$.

(9') Para obtener h_o multiplique j_H por $(k/D_e)(c\mu/k)^{1/3}$ (ϕ = 1.0) o

$$\frac{h_oD_e}{k}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{-1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14}\frac{k}{D_e}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \text{ X } 1.0 = h_o \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)} \quad (6.15b)$$

Coeficientes totales :

(ll) Compute $U_C = h_{io}h_o/(h_{io} + h_o)$, Btu/(h)(pie²)(°F). (6.7)

(12) Compute U_D de $1/U_D = 1/U_C + R_d$. (6.10)

(13) Compute A de $Q = U_DA\ \Delta t$ que debe ser transformada a longitud. Si la longitud no corresponde a un número entero de horquillas, resultará en un cambio en el factor de obstrucción. El factor de obstrucción recalculado deberá igualar o exceder el factor de obstrucción requerido haciendo uso del número de horquillas inmediatamente superior en número entero

Cálculo de ΔP. Esto requiere el conocimiento de la longitud de la trayectoria total que satisface los requerimientos de transferencia de calor.

Tubo interior:

(1) Para *Re*, en (6) obtener f de la Ec. (3.46) o (3.47*b*).

(2) $\Delta F_p = 4fG^2L/2g\rho^2D$, pies. (3.45)

$\Delta F_p\rho/144 = \Delta P_p$, lb/plg².

Anulo :

(1') Obtener $D'_e = \dfrac{4\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4\pi(D_2 + D_1)} = (D_2 - D_1)$. (6.4)

Computar el número de Reynolds, $Re'_a = D'_eG_a/\mu$. Por Re'_a obtener f de la Ec. (3.46) o (3.47*b*).

(2') $\Delta F_a = 4fG^2L/2g\rho^2D'_e$, pies. (6.14)

(3') Pérdidas de entrada y de salida, una cabeza velocidad por horquilla :

$$\Delta F_i = \frac{V^2}{2g'} \text{ pies/horquilla}$$

$(\Delta F_a + \Delta F_i)\rho/144 = \Delta P_a$, lb/plg².

Hay una ventaja si ambos fluidos se computan lado por lado, y el uso de este bosquejo se demostrará en el Ej. 6.1.

EJEMPLO 6.1. **Intercambiador de doble tubo para benceno-tolueno. Se** desea calentar 9 820 lb/h de benceno frío de 80 a 120°F usando tolueno caliente que se enfría de 160 a 100°F. Las gravedades específicas a 68°F son 0.88 y 0.87, respectivamente. Las otras propiedades de los fluidos se encontrarán en el Apéndice. A cada corriente se le asignará un factor de obstrucción de 0.001, y la caída de presión permitida para cada corriente es de 10.0 lb/plg².

Se dispone de cierto número de horquillas de 20 pies de longitud de 2- por 1¼ plg IPS. ¿Cuántas horquillas se requieren?

Solución :

(1) Balance de calor:

Benceno, $t_{prom} = \dfrac{80 + 120}{2} = 100°F$ = 0.425 Btu/(lb)(°F) (Fig. 2)

$Q = 9820 \times 0.425(120 - 80) = 167\ 900$ Btu/h

Tolueno, $T_{prom} = \dfrac{160 + 100}{2} = 130°F$ = 0.44 Btu/(lb)(°F) (Fig. 2)

$W = \dfrac{167099}{0.44(160 - 100)} = 6330$ lb/h

(2) **MLDT** (véase método del Cap. 3) :

Fluido caliente		Fluido frío	Dif.	
160	Alta temp.	120	40	Δt_2
100	Baja temp.	80	20	Δt_1
			20	$\Delta t_2 - \Delta t_1$

$$\text{MLDT} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2.3 \log \Delta t_2/\Delta t_1} = \frac{20}{2.3 \log \frac{40}{20}} = 28.8°\text{F} \qquad (5.14)$$

(3) Temperaturas calóricas: Una comprobación de ambas corrientes mostrará que no hay flujo viscoso en la terminal fría (la viscosidad es menos de 1 centipoise) y el rango de temperatura y la diferencia de temperatura son moderados. Los coeficientes pueden, de acuerdo con esto, evaluarse de las propiedades a la media aritmética, pudiéndose suponer el valor de $(\mu/\mu_w)^{0.14}$ igual a 1.0.

$$T_{\text{prom}} = \tfrac{1}{2}(160 + 100) = 130°\text{F} \qquad t_{\text{prom}} = \tfrac{1}{2}(120 + 80) = 100°\text{F}$$

Proceder ahora con el tubo interior. Una comprobación de la Tabla 6.2 indica que el área de flujo del tubo interior es mayor que la del ánulo. Poner la corriente mayor, benceno, en el **tubo** interior.

Fluido caliente: ánulo, tolueno

(4') **Area** de flujo,
$D_2 = 2.067/12 = 0.1725$ pie
$D_1 = 1.66/12 = 0.138$ pie
$a_a = \pi(D_2^2 - D_1^2)/4$
$= \pi(0.1725^2 - 0.138^2)/4 = 0.00826$ pie²
Diá. equiv., $D_e = (D_2^2 - D_1^2)/D_1$ pie
[Ec. (6.3):]
$D_e = (0.17252 - 0.138^2)/0.138$
$= 0.0762$ pie

(5') Velocidad de masa, $G_a = W/a_a$
$= 6330/0.00826 = 767\,000$ lb/(h)(pie²)

(6') A 130°F, $\mu = 0.41$ cp [Fig. 14]
$= 0.41 \times 2.42 = 0.99$ lb/(pie)(h)

No. Reynolds, $Re, = \frac{D_e G_a}{\mu}$
$= 0.0762 \times 767\,000/0.99 = 59\,000$

(7') j_H = 167 [Fig. 24]
(8') A 130°F, c = 0.44 Btu/(lb)(°F) [Fig. 2]
$k = 0.085$ Btu/(h)(pie²)(°F/pie) [Tabla 4]

$$\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} = \left(\frac{0.44 \times 0.99}{0.085}\right)^{1/3} = 1.725$$

Fluido frío : tubo interior, benceno

(4) $D = 1.38/12 = 0.115$ pie
Area de flujo, $a_p = \pi D^2/4$
$= \pi \times 0.115^2/4 = 0.0104$ pie²

(5) Velocidad de masa, $G_p = wla,$
$= 9820/0.0104 = 943\,000$ lb/(h)(pie²)

(6) A 100°F, $\mu = 0.50$ cp [Fig. 141]
$= 0.50 \times 2.42 = 1.21$ lb/(pie)(h)

No. Reynolds, $Re, = \frac{DG_p}{\mu}$
$= 0.115 \times 943\,000/1.21 = 89\,500$

(7) j_H = 236 [Fig. 24]
(8) A 100°F, c = 0.425 Btu/(lb)(°F) [Fig. 2]
$k = 0.091$ Btu/(h)(pie²)(°F/pie) [Tabla 41]

$$\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} = \left(\frac{0.425 \times 1.21}{0.091}\right)^{1/3} = 1.78$$

Fluido caliente : ánulo, tolueno

(9′) $h_o = j_H \frac{k}{D_e}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$ [Ec. (6.15*b*)]

$= 167 \times \frac{0.085}{0.0762} \times 1.725 \times 1.0$

$323\ \mathbf{Btu/(h)(pie^2)(°F)}$

Fluido frío: ***tubo interior, benceno***

(9) $h_i = j_H \frac{k}{D}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$ [Ec. (6.15*a*)]

$= 236 \times \frac{0.091}{0.115} \times 1.78 \times 1.0$

$\mathbf{333\ Btu/(h)(pie^2)(°F)}$

(10) Corrija h_i a la superficie para el

$$h_{io} = \text{hi} \times \frac{\text{DI}}{\text{DE}}$$

$$= 333 \times \frac{1.38}{1.66} = 276 \text{ [Ec. (6.5)]}$$

Ahora proceder hacia el anulo.

(ll) Coeficiente total limpio, U_C:

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{276 \times 323}{276 + 323} = 149\ \mathbf{Btu/(h)(pie^2)(°F)} \qquad (6.7)$$

(12) Coeficiente **total** de diseño, U_D:

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_d \qquad (6.10)$$

$R_d = 0.002$ (requerido por el problema)

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{149} + 0.002$$

$U_D = 115\ \mathbf{Btu/(h)(pie^2)(°F)}$

Sumario

323	*h* exterior	276
U_C	149	
U_D	115	

(13) Superficie requerida:

$$Q = U_D A\ \Delta t \qquad A = \frac{Q}{U_D\ \Delta t}$$

$$\text{Superficie } \frac{167\,000}{115 \times 28.8} = 50.5\ \mathbf{pie^2}$$

De la Tabla ll para tubo estándar de 1¼ plg IPS, hay 0.435 $\mathbf{pie^2}$ de superficie externa por pie de longitud.

$$\text{Longitud requerida} = \frac{50.5}{0.435} = 116 \text{ pies } \mathbf{lin}$$

Se necesitan conectar tres horquillas de 20 pies en serie.

(14) La superficie suministrada será en realidad $120 \times 0.435 = 52.2$ pies². El factor de obstrucción será entonces mayor que el requerido. El coeficiente actual de diseño es

$$U_D = \frac{167\,000}{52.2 \times 28.8} = 111 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)(°F)}$$

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{149 - 111}{149 \times 111} = 0.0023 \text{ (h)(pie}^2\text{)(°F)/Btu} \quad (6.13)$$

Caída de Presión

(1') D_e para la caída de presión difiere de D_e para la transferencia de calor.

$D'_e = (D_2 - D_1)$ [Ec. (6.4)]
$= (0.1725 - 0.138) = 0.0345$ pie

$$Re'_a = \frac{D'_e G_a}{\mu}$$

$= 0.0345 \times 767{,}000/0.99 = 26800$

$$f = 0.0035 + \frac{0.264}{26\,800^{0.42}} = 0.6071$$

[Ec. (3.47b)]

$s = 0.87$, $\rho = 62.5 \times 0.87 = 54.3$

[Tabla 6]

(2') $\Delta F_a = \dfrac{4fG_a^2 L}{2g\rho^2 D'_a}$

$$= \frac{4 \times 0.0071 \times 767\,000^2 \times 120}{2 \times 4.18 \times 10^8 \times 54.3^2 \times 0.0345}$$

$= 23.5$ pies

(3') $v = \dfrac{G}{3600\rho} = \dfrac{767000}{3600 \times 54.3} = 3.92$ pies

$$F_l = 3\left(\frac{V^2}{2g'}\right) = 3 \times \frac{3.92^2}{2 \times 32.2} = 0.7 \text{ pies}$$

$$\Delta P_a = \frac{(23.5 + 0.7)54.3}{144} = 9\,2 \text{ lb/plg}^2$$

AP, permitida = 10.0 lb/plg²

(1) Para $Re_s = 89\,500$ en (6) arriba

$$f = 0.0035 + \frac{0.264}{(DG/\mu)^{0.42}} \quad \text{[Ec. (3.47b)]}$$

$$= 0.0035 + \frac{0.264}{89\,500^{0.42}} = 0.0057$$

$s = 0.88$ $\rho = 62.5 \times 0.88 = 55.0$

[Tabla 6]

(2) $\Delta F_p = \dfrac{4fG_p^2 L}{2g\rho^2 D}$

$$= \frac{4 \times 0.0057 \times 943\,000^2 \times 120}{2 \times 4.18 \times 10^8 \times 55.0^2 \times 0.115}$$

$= 8.3$ pies

$$\Delta P_p = \frac{8.3 \times 55.0}{144} = 3.2 \text{ lb/plg}$$

AP, = permitida = 10.0 lb/plg²

Un cálculo de U_h y U_c da 161 y 138, respectivamente, y $K_c = 0.17$. De la Fig. 17 para $\Delta t_c/\Delta t_h = 20/40 = 0.5$, $F_c = 0.43$, mientras que en la solución anterior se usó el medio aritmético de las temperaturas. El medio aritmético de las temperaturas supone $F_c = 0.50$. Sin embargo, ya que los rangos son pequeños para ambos fluidos, el error es muy pequeño para ser significante. Si los rangos de los fluidos o sus viscosidades fueran mayores, el error podría ser considerable para $F_c = 0.43$.

Intercambiadores de doble tubo en arreglos en serie-paralelo. Refiriéndonos al Ej. 6.1, se ve que la caída de presión calculada de 9.2 lb/plg² se obtiene contra una caída de presión permitida de 10.0 lb/plg². Supóngase, sin embargo, que la caída de presión calculada fuera de 15 o 20 lb/plg² y excediera la carga disponible. ¿Cómo se

podría entonces transferir la carga de calor con la carga de presión disponible? Una posibilidad es usar una derivación de manera que únicamente tres cuartos o dos tercios del fluido fluya a través de los intercambiadores y el resto a través de la derivación. Esto no provee una solución ideal, puesto que el flujo reducido origina algunos cambios desfavorables en el diseño. (1) El flujo reducido a través de los intercambiadores reduce la velocidad de masa G_a y, por lo tanto, el coeficiente de película h_o. Puesto que ambos coeficientes son casi iguales, 323 vs. 276, cualquier reducción apreciable de G_a disminuirá U_C por casi $G_a^{0.8}$. (2) Si circula menos líquido a través del ánulo, deberá enfriarse a un rango mayor de 160 a 100°F, de manera que, cuando se mezcle con el fluido que pasa por la derivación resulte una temperatura de salida de 100°F. Como un ejemplo, la porción que circuh a través del ánulo debe enfriarse de 160 a 85°F, dependiendo del porcentaje que se pase por la derivación. La temperatura de salida de 85°F es muy cercana a la entrada del tubo interior de 80°F originalmente, y la nueva diferencia de temperaturas en la terminal fría Δt_1 es únicamente de 5°F, disminuyendo en forma notable la MLDT. Los dos efectos, disminución de U_C y MLDT aumentan considerablemente el número de horquillas requeridas aun cuando la carga de calor es constante. Cambiando la localización de las corrientes, colocando el benceno en el ánulo, no da una solución a este caso, puesto que el benceno es mayor que el tolueno. La posibilidad de cambiar la localización de las corrientes deberá siempre examinarse en primer lugar cuando las caídas de presión permitidas no se puedan alcanzar.

Sin embargo, hay aún una solución posible, aun cuando todas las anteriores hayan fallado. Cuando dos intercambiadores de doble tubo se conectan en serie, el arreglo se muestra en la Fig. 6.5. Supóngase que la corriente que por ser muy grande no puede acomo-

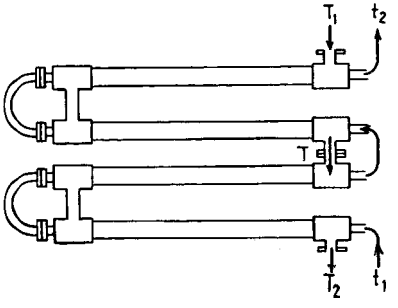


FIG. 6.5. Intercambiadores de doble tubo en serie

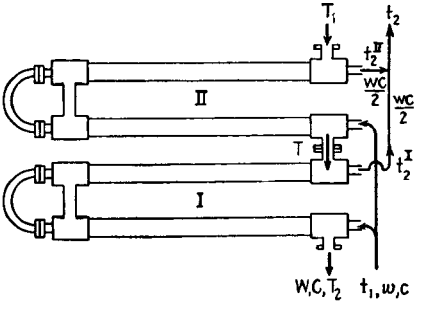


FIG. 6.6. Arreglo serie-paralelo

darse en varios intercambiadores en serie, se divide por mitad y cada mitad atraviesa un intercambiador a través de los tubos centrales en la Fig. 6.6. Dividiendo la corriente por mitad mientras se mantiene constante el área de flujo, produce cerca de un octavo de la caída de presión en serie, puesto que G y L serán la mitad y el producto de G^2L en la Ec. (6.14) será un octavo. Mientras que el coeficiente de película también se reducirá, la diferencia de temperatura desfavorable producida por la derivación puede evitarse. Cuando haya un desbalanceo sustancial entre el Peso del flujo de las dos corrientes debido a que una opera en un rango largo y la otra en uno muy corto, la corriente mayor puede ser dividida en tres, cuatro o más corrientes paralelas, En grandes instalaciones cada corriente en paralelo puede también fluir a través de varios intercambiadores en serie por cada banco en paralelo. El término "corrientes paralelas" no debe confundirse con "flujo paralelo". El primero se refiere a la división del flujo de un fluido, mientras que el segundo a la dirección del flujo entre dos fluidos.

Diferencia verdadera de temperatura para los arreglos serie-paralelo. La MLDT calculada de T_1, T_2, t_1 y t_2, para un arreglo en serie, no será la misma que para un arreglo serie-paralelo. La mitad del fluido entra al intercambiador superior número II en la Fig. 6.6, en donde el fluido del ánulo es caliente, y la otra mitad entra al intercambiador interior 1 en el cual el fluido del ánulo ha sido parcialmente enfriado. Mientras que los intercambiadores en serie no transfieren iguales cantidades de calor, las correlaciones serie-paralelo son aún más adversas, el intercambiador inferior contribuye relativamente menos a la transferencia total de calor. Si la verdadera diferencia de temperatura se llama Δt, no será idéntica con MLDT para las condiciones de proceso aun cuando ambos intercambiadores operen en contracorriente.

Considere los dos intercambiadores en la Fig. 6.6 designados por 1 y II. La temperatura intermedia es T, y la salida de las corrientes paralelas se designa por t_2^{II} y t_2^{I}. Su temperatura de mezcla es t_2.

Para el intercambiado; I, que contiene la mitad de la superficie,

$$Q_I = WC(T - T_2) = \frac{UA}{2} \times \text{MLTD}_I \tag{6.16}$$

Y

$$\text{MLDT}_I = \frac{(T - t_2^I) - (T_2 - t_1)}{\ln (T - t_2^I)/(T_2 - t_1)} \tag{6.17}$$

Sustituyendo en la Ec. (6.16),

$$\frac{UA}{2WC} = \frac{(T - T_2)}{(T - t_2^I) - (T_2 - t_1)} \ln \frac{T - t_2^I}{T_2 - t_1}$$

Acomodando,

$$\frac{UA}{2WC} = \frac{(T - T_2)}{(T - T_2) - (t_2^{\mathrm{I}} - t_1)} \ln \frac{(T - t_2^{\mathrm{I}})}{(T_2 - t_1)}$$
$$= \frac{1}{1 - (t_2^{\mathrm{I}} - t_1)/(T - T_2)} \ln \frac{T - t_2^{\mathrm{I}}}{T_2 - t_1} \qquad (6.18)$$

Sea

$$R^{\mathrm{I}} = \frac{(T - T_2)}{(t_2^{\mathrm{I}} - t_1)} = \frac{wc}{2\mathrm{wc}}$$
$$\frac{UA}{2WC} = \frac{R^{\mathrm{I}}}{R^{\mathrm{I}} - 1} \ln \frac{T - t_2^{\mathrm{I}}}{T_2 - t_1} \qquad (6.19)$$

Similarmente para intercambiador II

$$Q_{\mathrm{II}} = WC(T_1 - T) = \frac{UA}{2} \times \mathrm{MLDT}_{\mathrm{II}} \qquad (6.20)$$

$$\mathrm{MLDT}_{\mathrm{II}} = \frac{(T_1 - t_2^{\mathrm{II}}) - (T - t_1)}{\ln (T_1 - t_2^{\mathrm{II}})/(T - t_1)} \qquad (6.21)$$

Sea

$$R^{\mathrm{II}} = \frac{T_1 - T}{t_2^{\mathrm{II}} - t_1} = \frac{wc}{2WC}$$
$$\frac{UA}{2\mathrm{wc}} = \frac{R^{\mathrm{II}}}{R^{\mathrm{II}} - 1} \ln \frac{T_I - t_2^{\mathrm{II}}}{T - t_1} \qquad (6.22)$$

Puesto que c y C se supusieron constantes

$$R^{\mathrm{I}} = R^{\mathrm{II}} = R' = \frac{wc}{2WC} \qquad (6.23)$$

Sea

$$S^{\mathrm{I}} = \frac{t_2^{\mathrm{I}} - t_1}{T - t_1} \qquad M^{\mathrm{I}} = \frac{T - T_2}{T - t_1}$$
$$M^{\mathrm{I}} = R'S^{\mathrm{I}}$$

Similarmente, sea

$$S^{\mathrm{II}} = \frac{t_2^{\mathrm{II}} - t_1}{T_1 - t_1} \qquad M^{\mathrm{II}} = \frac{T_1 - T}{T_1 - t_1}$$

R' y S son razones que se presentan frecuentemente en la obtención de las diferencias verdaderas de temperatura At a partir del MLDT. S es la razón del rango del fluido frío al límite del máximo de temperatura, este último es la diferencia entre las temperaturas de enfriada, T_1 y t_1.

Pero

$$M^{\mathrm{II}} = R'S^{\mathrm{II}}$$
$$1 - S^{\mathrm{I}} = \frac{T - t_2^{\mathrm{I}}}{T - t_1} = \frac{T - t_1}{T - t_1} - \frac{t_2^{\mathrm{I}} - t_1}{T - t_1}$$
$$\frac{T - t}{T_2 - t_1} ; \quad \frac{1 - S^{\mathrm{I}}}{1 - R'S'}$$

y de la Ec. (6.19)

$$\frac{UA}{2WC} = \frac{R'}{R' - 1} \ln \frac{1 - S^{I}}{1 - R'S'} \tag{6.24}$$

y de la Ec. (6.22)

$$\frac{UA}{2wc} = \frac{R'}{R' - 1} \ln \frac{1 - S^{II}}{1 - R'S^{II}} \tag{6.25}$$

e igualando las Ecs. (6.24) y (6.25),

$$\frac{1 - S^{I}}{1 - R'S^{I}} = \frac{1 - S^{II}}{1 - R'S^{II}}$$

Por lo que

$$S^{I} = S^{II}$$
$$M^{I} = M^{II}$$

Sumando las Ecs. (6.24) y (6.25)

$$\frac{UA}{WC} = \frac{2R'}{R' - 1} \ln \frac{1 - S^{I}}{1 - R'S^{I}} = \frac{2R'}{R' - 1} \ln \frac{T - t_2^{I}}{T_2 - t_1} \tag{6.26}$$

en la que T es la única incógnita y, puesto que $M^{I} = M^{II}$,

$$\frac{T_1 - T}{TI - t_1} = \frac{T - T_2}{T - t_1}$$
$$T^2 - 2t_1T + t_1(T_1 + T_2) - T_1T_2 = 0 \tag{6.27}$$

La Ec. (6.27) es una cuadrática que tiene por solución

$$T = \frac{2t_1 \pm \sqrt{4t_1^2 - 4t_1[(T_1 + T_2) - 4T_1T_2]}}{2}$$
$$= t_1 \pm \sqrt{(T_1 - t_1)(T_2 - t_1)} \tag{6.28}$$

El signa menos se aplica cuando el medio calefactor está dentro de los tubos. El signo más se aplica cuando el medio enfriador está dentro de los tubos.

Sustituyendo T en la Ec. (6.26),

$$\frac{UA}{WC} = \frac{2R'}{R' - 1} \ln \left[\frac{(R' - 1)(T_1 - t_1) + \sqrt{(T_1 - t_1)(T_2 - t_1)}}{R' \sqrt{(T_1 - t_1)(T_2 - t_1)}} \right]$$
$$= \frac{2R'}{R' - 1} \ln \left[\left(\frac{R' - 1}{R'} \right) \left(\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_1} \right)^{1/2} + \frac{1}{R'} \right] \tag{6.29}$$

Δt es el valor singular para el arreglo completo serie-paralelo; entonces

$$Q = UA \text{ At} = WC(T_1 - T_2) \tag{6.30}$$
$$\text{At} = \frac{Q}{UA} = \frac{WC}{UA} (TI - T_2) \tag{6.31}$$

Es conveniente en esta derivación emplear una definición para la diferencia verdadera de temperatura en términos del límite máximo de temperatura $T_1 - t_1$:

$$\text{At} = \gamma(T_1 - t_1) \qquad (6.32)$$

Igualando (6.31) y (6.32)

$$\frac{WC}{UA}(T_1 - T_2) = \gamma(T_1 - t_1)$$

$$\gamma = \frac{WC(T_1 - T_2)}{UA(T_1 - t_1)}$$

Puesto que $M = (T_1 - T_2)/(T_1 - t_1)$, definir $P' = (T_2 - t_1)/(T_1 - t_1)$ y $UA/WC = M/\gamma$; entonces

$$P' + M = 1 \quad 0 \quad M = 1 - P'$$

Sustituyendo en la Ec. (6.29),

$$\frac{UA}{WC} = \frac{2R'}{R' - 1} \ln\left[\left(\frac{R' - 1}{R'}\right)\left(\frac{1}{P'}\right)^{1/2} + \frac{1}{R'}\right] \qquad (6.33)$$

0

$$\frac{1 - P'}{\gamma} = 2\left(\frac{R'}{R' - 1}\right) \ln\left[\left(\frac{R' - 1}{R'}\right)\left(\frac{1}{P'}\right)^{1/2} + \frac{1}{R'}\right] \qquad (6.34)$$

Si se desarrolla de una **manera generalizada puede** mostrarse que, para ***una corriente caliente en serie y n*** corrientes frías en paralelo, la Ec. (6.34) se transforma

$$\frac{1 - P'}{\gamma} = 2.3\ \frac{nR'}{R' - 1} \log\left[\left(\frac{R' - 1}{R'}\right)\left(\frac{1}{P'}\right)^{1/n} + \frac{1}{R'}\right] \qquad (6.35a)$$

donde

$$R' = \frac{T_1 - T_2}{n(t_2 - t_1)}$$

Para una ***corriente fría en serie y n corrientes calientes en paralelo,***

$$\frac{1 - P''}{\gamma} = 2.3\frac{m}{1 - R''} \log\left[(1 - R'')\left(\frac{1}{P''}\right)^{1/n} + R''\right] \qquad (6.35b)$$

donde

$$P'' \quad R''\frac{T_1 - t_2}{T_1 - t_1} \qquad \text{y} \qquad = \frac{n(T_1 - T_2)}{t_2 - t_1}$$

EJEMPLO **6.2. Cálculo de la diferencia verdadera de temperatura. Un banco** de intercambiadores de doble tubo opera con el flujo caliente en serie de 300 a 200°F y el fluido frío en seis corrientes paralelas de 190 a 220°F. **¿Cuál** es la diferencia verdadera de temperatura At?

$$P' = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{200 - 190}{300 - 190} = 0.091 \qquad R' = \frac{T_1 - T_2}{n(t_2 - t_1)} = \frac{300 - 200}{6(220 - 190)} = 0.558$$

Sustituyendo en la Ec. (6.35*a*) y resolviendo, $\gamma \simeq 0.242$,

$$\mathbf{At = 0.242(300 - 190) = 26.6°F} \qquad \textbf{(6.32)}$$

La MLDT seria **33.7°F**, por lo que se introduciría un error de 27% si se usara.

Intercambiadores con corrección por viscosidad, ϕ. Para calentar o enfriar fluidos, el uso de la Fig. 24 con un valor supuesto de $(\mu/\mu_w)^{0.14} = 1.0$ también supone una desviación despreciable de las propiedades del fluido a partir del flujo isotérmico. Para fluidos no viscosos la desviación de flujo isotérmico durante el calentamiento o enfriamiento no introduce un error apreciable en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor. Cuando la temperatura de la pared del tubo difiere apreciablemente de la temperatura calórica del fluido controlante y el fluido controlante es viscoso, el valor actual de $\phi \simeq (\mu/\mu_w)^{0.14}$ debe tomarse en cuenta. Para incluir la corrección, t_w debe determinarse por la Ec. (5.31) o (5.32) de valor sin corregir de h_o/ϕ_a y h_{io}/ϕ_p, los que se corrigen multiplicándolos por ϕ_a y ϕ_p, respectivamente. Los coeficientes corregidos de $\phi = 1.0$ son

$$h_o = \left(\frac{h_o}{\phi_a}\right)\phi_a \qquad (6.36)$$

$$h_{io} = \frac{h_{io}}{\phi_p}\,\phi_p \qquad (6.37)$$

Similarmente para las dos resistencias en serie empleando las correcciones de viscosidad para la desviación de la isoterma, el coeficiente total U_C es

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} \qquad (6.38)$$

EJEMPLO 6.3. Intercambiador de doble tubo aceite lubricante-aceite crudo. 6 900 lb/h de un aceite lubricante de 26°API deben enfriarse de 459 a 359°F por 72 500 lb/h de un aceite crudo de 34°API. El aceite crudo se calentara de 300 a 310°F.

El factor de obstrucción será de 0.003 para cada corriente, y la caída de presión permitida en cada una de ellas será de 10 lb/plg². Se dispone de cierto número de horquillas de 20 pies de 3 por 2 plg IPS. ¿Cuántas deberán usarse, y qué arreglo deberá hacerse? La viscosidad del aceite crudo se puede obtener de la Fig. 14. Para el aceite lubricante, las viscosidades son 1.4 centipoises a 500°F, 3.0 a 400°F y 7.7 a 300°F. Estas viscosidades son suficientemente grandes para introducir un error si se supone que $(\mu/\mu_w)^{0.14} = 1$.

Solución :

(1) Balance de calor:

Aceite lubricante, $Q \simeq 6\,900 \times 0.62\,(450 - 350) \simeq 427\,000$ Btu/h

Aceite crudo, $Q \simeq 72\,500 \times 0.585\,(310 - 300) = 427\,000$ Btu/h

(2) Δt:

Fluido caliente		Fluido frío	Dif.	
450	Alta temp.	310	140	Δt_2
350	Baja temp.	300	50	Δt_1
			90	$\Delta t_2 - \Delta t_1$

Será imposible poner 72 500 lb/h de crudo en una sola tubería o ánulo, ya que el área de flujo de cada uno de ellos es muy pequeña. Supóngase, como prueba, que se emplearán dos corrientes en paralelo.

$$A_t = 87.5°F \qquad (6.35a)$$

(3) Temperaturas calóricas :

$$\frac{\Delta t_c}{\Delta t_h} = \frac{50}{140} = 0.357 \qquad K_c = 0.43 \qquad F_c = 0.395 \qquad \text{(Fig. 17)}$$

$$T_c = 350 \times 0.395(450 - 350) = 389.5°F \qquad (5.28)$$

$$t_c = 300 \times 0.395(310 - 300) = 304°F \qquad (5.29)$$

Proceda ahora con el tubo interior.

Fluido caliente : aceite lubricante

(4') Area de flujo, D_2 = 3.068/12 = = 0.256 pie

D_1 = 2.38/12 = 0.199 Pie

$a_a = \pi(D_2^2 - D_1^2)/4$

$= \pi(0.256^2 - 0.199^2)/4$ = 0.0206 pie

Diá.equiv, $D_e = (D_2^2 - D_1^2)/D_1$ [Ec. (6.3)]

= $(0.256^2 - 0.199^2)/0.199$ = 0.13 pi

(5') Velocidad de masa, $G_a = W/a_a$

= 6 900/0.0206 = 355 000 lb/(h)(pie²)

(6') A 389.5"F. μ = cp

= 3.0 × 2.42 = 7.25 lb/(pie)(h) [Fig. 14]

$Re_s = D_e G_a/\mu$ [Ec. (3.6)]

= 0.13 × 335 000/7.25 = 6 000

Si solamente se necesitan dos horquillas en serie,

L/D será 2 × 40/0.13 = 614. Use L/D = 600.

(7') j_H = 20.5 [Fig. 24]

(8') A T_c = 389.5°F, c = 0.615 Btu/(lb)(°F) [Fig. 4]

k = 0.067 Btu/(h)(pie²)(°F/pie) [Fig. 1]

$$\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} = \left(\frac{0.615 \times 7.25}{0.067}\right)^{1/3} = 4.05$$

Fluido frío: tubo interior, aceite crudo

(4) Area de flujo, D = 2.067/12 = = 0.172 pie

$a_p = \pi D^2/4$

= π × 0.172²/4 = 0.0233 pie²

Puesto que se supusieron dos corrientes paralelas, en cada tubo fluirán $w/2$ lb/h.

(5) Velocidad de masa, $G_p = w/a_p$

$$= \frac{72\,500}{2 \times 0.0233}$$

= 1 560 000 lb/(h)(pie²)

(6) A 304°F, μ = 0.83 cp

= 0.83 × 2.42 = 2.01 lb/(pie)(h) [Fig. 14]

Re, = DG_p/μ

= 0.172 × 1 560 000/2.01 = 133 500

(7) j_H = 320 [Fig. 24]

(8) At, = 304°F, c = 0.585 Btu/(lb)("F; [Fig. 4]

k = 0.073 Btu/(h)(pie²)(°F/pie) [Fig. 1]

$$\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} = \left(\frac{0.585 \times 2.01}{0.073}\right)^{1/3} = 2.52$$

Fluido caliente: aceite lubricante

(9') $h_o = j_H \frac{k}{D_e} \sqrt[3]{\frac{c\mu}{k}} \phi_a$

$\frac{h_o}{\phi_a} = \frac{20.5 \times 0.067 \times 4.05}{0.13}$ [Ec. (6.15)]

$= 42.7$ Btu/(h)(pie²)(°F)

$t_w = t_c + \frac{h_o/\phi_a}{h_{io}/\phi_p + h_o/\phi_a}(T_c - t_c)$ [Ec. (5.31)]

$= 304 + \frac{42.7}{297 + 42.7}(389.5 - 304)$

$= 314$°F

$\mu_w = 6.6 \times 2.42 = 16.0$ lb/(pie)(h) [Fig. 14]

$\phi_a = (\mu/\mu_w)^{0.14}$

$= (7.25/16.0)^{0.14} = 0.90$ [Fig. 24]

$h_o = \frac{h_o}{\phi_a}\phi_a$ [Ec. (6.36)]

$= 42.7 \times 0.90 = 38.4$

Fluido frío: tubo interior, aceite crudo

(9) $h_i = j_H \frac{k}{D} \sqrt[3]{\frac{c\mu}{k}} \phi_p$ [Ec. (6.15a)]

$\frac{h_i}{\phi_p} = \frac{320 \times 0.073 \times 2.52}{0.172}$

$= 342$ Btu/(h)(pie²)(°F)

(10) $\frac{h_{io}}{\phi_p} = \frac{h_i}{\phi_p} \times \frac{DI}{DE}$

$= 342 \times 2.067/2.38 = 297$

Proceda ahora de (4') a (9') para obtener t_w.

$\mu_w = 0.77 \times 2.42 = 1.86$ [Fig. 14]

$\phi_p = (\mu/\mu_w)^{0.14}$

$= (2.01/1.86)^{0.14} = 1.0$ casi [Fig. 24]

$h_{io} = \frac{h_{io}}{\phi_p}\phi_p$ [Ec. (6.37)]

$= 297 \times 1.0 = 297$

(11) Coeficiente total limpio; U_C:

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{297 \times 38.4}{297 + 33.4} = 34.0 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)} \quad (6.38)$$

(12) Coeficiente total de diseño, U_D:

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_d \quad (6.10)$$

$R_d = 0.003 + 0.003 = 0.006$ (h)(pie²)(°F)/Btu

$U_D = 28.2$

Sumario

38.4	*h* exterior	297
U_C	34.0	
U_D	28.2	

(13) Superficie :

$$A = \frac{Q}{U_D \Delta t} = \frac{427000}{28.2 \times 87.5} = 173 \text{ pies}^2$$

Superficie externa/pie lin, $a'' = 0.622$ pies (Tabla 11)

$$\text{Longitud requerida} = \frac{173}{0.622} = 276 \text{ pies lin}$$

Esto es equivalente a más de 6 horquillas de 20 pies o 240 pies lineales. Puesto que se emplean dos corrientes en paralelo, use ocho horquillas o 320 pies lineales. Las horquillas deberán tener los ánulos y los tubos conectados en serie en dos bancos paralelos de cuatro intercambiadores.

La U_D corregida será $U_D = Q/A$ At = 427 000/320 × 0.622 × 87.5 = 24.5.

El factor de obstrucción corregido será $R_d = 1/U_D - 1/U_C = 1/24.5 - 1/34.0 = 0.0114$.

Caída de Presión

(1') $D'_e = (D_2 - D_1)$ [Ec. (6.4)]
$= (0.256 - 0.198) = 0.058$ pies
$Re_s' = D'_e G_a/\mu$
$= 0.058 \times 335\,000/7.25 = 2680$
$f = 0.0035 + \frac{0.264}{2680^{0.42}} = 0.0132$
[Ec. (3.47b)]
$s = 0.775$, p = 62.5 X 0.775 = 48.4
[Fig. 6]

(2') $\Delta F_a = \frac{4fG_a^2L_a}{2g\rho^2D'_e}$
$= \frac{4 \times 0.0132 \times 335\,000^2 \times 320}{2 \times 4.18 \times 10^8 \times 48.4^2 \times 0.058}$
$= 16.7$ pies

(3') $V = \frac{G_a}{3600\rho} = \frac{335\,000}{3600 \times 48.4} = 1.9$ pies

$\Delta F_l = 8\left(\frac{V^2}{2g'}\right) = 8\left(\frac{1.9^2}{2 \times 32.2}\right) = 0.45$ pies

$\Delta P_a = \frac{(16.7 + 0.45) \times 48.4}{144} = 5.8$ lb/plg²

ΔP_a permitida = 10.0 lb/plg²

(1) Para Re_s = 133500 en (6) arriba
$f = 0.0035 + \frac{0.264}{133\,500^{0.42}} = 0005375$
[Ec. (3.47b)]
$s = 0.76$, $p = 62.5 \times 0.76 = 47.5$
[Fig. 6]

La mitad de fluido de los tubos fluirá solamente a través de cuatro intercambiadores.

(2) $\Delta F_p = \frac{4fG_p^2L_p}{2g\rho^2D}$
$= \frac{4 \times 0.005375 \times 1\,560\,000^2 \times 160}{2 \times 4.18 \times 10^8 \times 47.5^2 \times 0.172}$
$= 25.7$ pies
$\Delta P_p = \frac{25.7 \times 47.5}{144} = 8.5$ lb/pl²

AP, permitida = 10.0 lb/plg²

Si el flujo no se dividiera, la caída de presión sería casi ocho veces mayor, o cerca de 60 lb/plg².

PROBLEMAS

6.1. ¿Cuál es el factor de obstrucción cuando (a) $U_C = 30$ y $U_D = 20$, (b) $U_C = 60$ y $U_D = 50$, y (c) $U_C = 110$ y $U_D = 100$? ¿Qué considera usted razonable de especificar entre dos corrientes moderadamente limpias?

6.2. Un intercambiador de doble tubo se sobrediseñó debido a que no había datos disponibles respecto a la velocidad en que se acumulaba el lodo. El intercambiador se diseñó originalmente para enfriar 13 000 lb/h de ácido acético de 250 a 150°F calentando 19000 lb/h de alcohol butílico de 100 a 157°F. Un coeficiente de diseño $U_D = 85$ se empleo, pero durante la operación inicial se obtuvo una temperatura de 117°F a la salida del líquido caliente. Y aumentó durante la operación a una velocidad promedio de 3°F por mes. ¿Qué factor de obstrucción debió de especificarse para un ciclo de seis meses de operación?

6.3. Ortoxyleno procedente de un tanque de almacenamiento que está a 100°F debe calentarse a 150°F enfriando 18000 lb/h de alcohol butílico de 170 a 140°F. Disponibles para este propósito hay cinco horquillas de 20 pies cuyos ánulos y tubos están colocados en serie. Los intercambiadores son de 3 por 2 plg IPS. (a) ¿Cuál es el factor de obstrucción, (b) las caídas de presión? (c) Si las corrientes calientes y frías en (a) se cambian con respecto al anulo y al tubo interior, ¿cómo justifica esto o refuta su decisión inicial respecto a dónde colocar la corriente caliente?

6.4. 10 000 lb/h de gasolina de 57°API se enfrían de 150 a 130°F calentando kerosena de 42°API de 70 a 100°F. Se permiten caídas de presión de 10 lb/plg² con un factor de obstrucción mínimo de 0.004. (*a*) ¿Cuántas horquillas de 2% por 1¼ plg IPS de 20 pies de largo se requieren? (b) ¿Cómo deben arreglarse? (c) ¿Cuál es el factor final de obstrucción?

6.5. 12 000 lb/h de aceite lubricante de 26°API (véase el Ej. 6.3 en el texto para viscosidades) deben enfriarse de 450 a 350°F, calentando kerosena de 42°API de 325 a 375°F. Se permite una caída de presión de 10 lb/plg² en ambas corrientes y debe considerarse un factor de obstrucción mínimo de 0.004. (a). ¿Cuántas horquillas de doble tubo de 2½ por 1¼ plg IPS de 20 pies se requieren? (*b*) ¿Cómo deberán arreglarse? (c) ¿Cuál es el factor final de obstrucción?

6.6. 7000 lb/h de anilina deben calentarse de 100 a 150°F mediante enfriamiento de 10 000 lb/h de tolueno con una temperatura inicial de 185°F, en horquillas de doble tubo de 2 por 1 plg IPS por 15 pies de largo. Se permiten caídas de presión de 10 lb/plg², y se requiere un factor de obstrucción de 0.005 (a). ¿Cuántas secciones de horquillas se requieren? (b) ¿Cómo deben arreglarse? (c) ¿Cuál es el factor final de obstrucción?

6.7. 24000 lb/h de un destilado de 35°API se enfrían de 400 a 300°F por 50 000 lb/h de un aceite crudo de 34°API, que se calienta desde una temperatura inicial de 250°F. Se permiten caídas de presión de 10 lb/plg² y se requiere un factor de obstrucción de 0.006. Usando horquillas de 4 por 3 plg IPS por 20 pies, (a) ¿cuántas se requieren ?, *(b)* ¿ cómo deben arreglarse?. (c) ¿cuál es el factor final de obstrucción?

6.8. Un líquido se enfría de 350 a 300°F mediante otro que se calienta de 290 a 315°F. Cómo se desvía la diferencia verdadera de temperatura de la MLDT si (a) el fluido caliente está en serie y el fluido frío fluye en dos trayectorias paralelas a contracorriente, (*b*) el fluido caliente está en serie y el fluido frío en tres trayectorias de flujo paralelo-flujo a contracorriente, (c) el rango del fluido frío en (a) y en *(b)* se cambia de 275 a 300°F.

6.9. Un fluido se enfría de 300 a 275°F calentando un fluido frío de 100 a 290°F. Si el fluido caliente está en serie, ¿cómo se afecta la diferencia verdadera de temperatura dividiendo la corriente caliente en (*a*) dos corrientes paralelas y (b) en tres corrientes paralelas?

6.10. 6 330 lb/h de tolueno se enfrían de 160 a 100°F calentando acetato de amilo de 90 a 100°F usando horquillas de 15 pies. Los intercambiadores son de 2 por 1¼ plg IPS. Permitiendo 10 lb/plg² de caída de presión y un factor de obstrucción mínimo de 0.004, (a) ¿cuántas horquillas se requieren? *(b)* ¿Cómo deben arreglarse ? (c) ¿Cuál es el factor final de obstrucción?

6.11. 13000 lb/h de gasoil de 26°API (véase el Ej. 6.3 en el texto para viscosidades) se enfría de 450 a 350°F calentando gasolina de 57°API bajo presión de 220 a 230°F en tantas horquillas de 3 por 2 plg IPS de doble tubo de 20 pies de longitud como sean requeridas. Se permiten caídas de presión de 10 lb/plg² con un factor de obstrucción mínimo de 0.004. (u) ¿Cuántas horquillas se requieren? *(b)* ¿Cómo deben arreglarse? (*c*) ¿Cuál es el factor final de obstrucción?

6.12. 100 000 lb/h de nitrobenceno se deben enfriar de 325 a 275°F calentando benceno de 100 a 300°F. Se emplearán horquillas de 20 pies de 4 por 3 plg IPS, de doble tubo, y se permitirán caídas de presión de 10 lb/plg². Se requiere un factor de obstrucción mínimo de 0.004. (*a*) ¿Cuántas horquillas se requieren? *(b)* ¿Cómo deben arreglarse? (c) ¿Cuál es el factor final de obstrucción?

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO 6

A	Superficie de transferencia de calor, pies"
a	Area de flujo, pies^2
a''	Superficie externa por pie lineal de tubería, pies
c	Calor específico del fluido caliente en las derivaciones, Btu/ (lb) ' (°F)
C_1	Una constante
	Calor específico del fluido frío en las derivaciones o de cualquier fluido en los cálculos, Btu/ (lb.)(°F)
D	Diámetro interior, pies
D_1, D_2	Para el ánulo D_1 es el diámetro exterior del tubo interior, D_2 es el diámetro interior del tubo exterior. pies
De, D'_e	Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión, pies
de, d'_e	Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión, plg
DO	Diámetro exterior, pies
F_c	Fracción calórica, adimensional
ΔF	Caída de presión, pies
f	Factor de fricción, adimensional
G	Velocidad de masa, lb/(h) (pie*)
g	Aceleración de la gravedad 4.18 $\times$ 10^8 pies/h^2
g'	Aceleración de la gravedad 32.2 pies/seg^2
h, h_i, h_o	Coeficientes de transferencia de calor en general, para fluido interior y fluido exterior, respectivamente, Btu/(h)(pie^2)("F)
h_{io}	Valor de h_i cuando está referido al diámetro exterior del tubo, Btu/(h)(pie^2)("F)
DI	Diámetro interior, pies o plg
j_H	Factor de transferencia de calor, adimensional
K_c	Factor calórico, adimensional
k	Conductividad térmica, Btu/(h)(pie^2)(°F/pie)
L	Longitud de tubo o longitud de trayectoria, pies
M	Temperatura grupo $(T_1 - T_2)/(T_1$ t,), adimensional
n	Número de corrientes paralelas
DE	Diámetro exterior, pies o plg
P'	Temperatura, grupo $(T_2 - t_1)/(T_1$ $t_1)$, adimensional
P''	Temperatura, grupo $(T, - t_2)/(T_1 - t_1)$, adimensional
AP	Caída de presión, lb/plg^2
Q	Flujo de calor, Btu/h
R	Temperatura, grupo $(T, - T_2)/(t_2 - t_1)$, adimensional
R'	Temperatura, grupo $(T, - T_2)/n(t_2 - t_1)$, adimensional
R''	Temperatura, grupo $n(T_1 - T_2)/(t_2 - t_1)$, adimensional
R_d, R_i, R_o	Factor combinado de obstrucción, factor interno de obstrucción, factor externo de obstrucción (h)(pie^2)(°F)/Btu
Re, Re'	Número de Reynolds para transferencia de calor y caída de presión, adimensional
r_h	Radio hidráulico, pies
S	Temperatura, grupo $(t_2 - t_1)/(T_1 - t_1)$, adimensional
s	Gravedad específica, adimensional
T, T_1, T_2	Temperatura de fluido caliente en general, entrada y salida del fluido caliente, °F

T_c Temperatura calórica del fluido caliente, °F

t, t_1, t_2 Temperatura del fluido frío en general, entrada y salida del fluido frío, °F

t_c Temperatura calórica del fluido frío, °F

Δt Diferencia de temperatura verdadera o efectiva en $Q = U_D A \Delta t$

$\Delta t_c, \Delta t_h$ Diferencias de temperatura en las terminales frías y calientes, °F

U, U_C, U_D Coeficiente total de transferencia de calor, coeficiente limpio, coeficiente de diseño, Btu/ (h) (pie") ("F)

V Velocidad, pies/seg

W Peso del flujo del fluido caliente, lb/h

w Peso del flujo del fluido frío, lb/h

z Altura, pies

γ Una constante, adimensional

μ Viscosidad a la temperatura calórica, centipcises $\times$ 2.42 = lb/(pie) (h)

μ_w Viscosidad a la temperatura de la pared del tubo, centipoises $\times$ $\times$ 2.42 = lb/(pie)(h)

P Densidad, lb/pie^3

ϕ $(\mu/\mu_w)^{0.14}$

SUBINDICES Y EXPONENTES

a Anulo

l Pérdida

p Tubo

I El primero de dos intercambiadores

II El segundo de dos intercambiadores

CAPITULO 7

INTERCAMRIADORES DE TUBO Y CORAZA: FLUJO 1-2 CONTRACORRIENTEPARALELO

INTRODUCCION

El elemento tubular. La satisfacción de muchas demandas industriales requiere el uso de un gran número de horquillas de doble tubo. Estas consumen considerable área superficial así como presentan un número considerable de puntos en los cuales puede haber fugas. Cuando se requieren superficies grandes de transferencia de calor, pueden ser mejor obtenidas por medio de equipo de tubo y coraza.

El equipo de tubo y coraza involucra la expansión de un tubo en un espejo y la formación de un sello que no fuga bajo condiciones

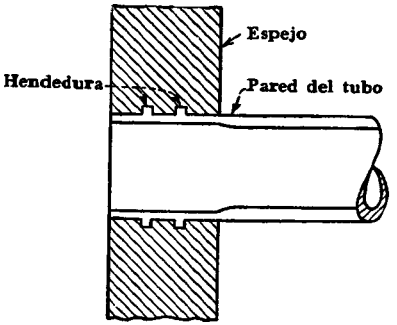


FIG. 7.1. Tubo rolado

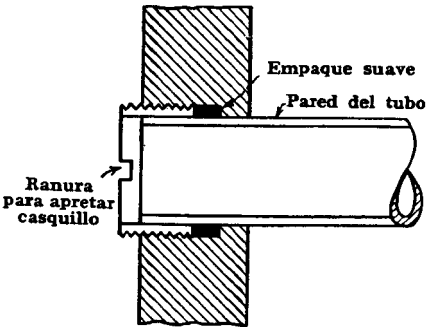


FIG. 7.2. Casquillo

razonables de operación. Un ejemplo simple y común de tubo expandido se muestra en la Fig. 7.1. En el espejo se perfora un orificio cuyo diámetro es apenas mayor que el diámetro exterior del tubo, además se cortan dos o más hendeduras en la pared de este orificio. Se coloca el tubo dentro del orificio, y se inserta un rolador en el final del tubo. El rolador es un mandril rotatorio que tiene conicidad pequeña. Es capaz de exceder el límite elástico del metal del tubo y transformarlo a una condición semiplástica, de manera que se escurra hasta las hendeduras y forme así un sello perfecto. El rolado de los tubos es un arte, ya que el tubo puede dañarse si se rola hasta

adelgazarlo demasiado, de manera que el sello tiene poca resistencia estructural.

En algunos usos industriales es deseable instalar tubos en el espejo, de manera que puedan ser fácilmente removidos, como se muestra en la Fig. 7.2. En la práctica, los tubos se empacan en el espejo mediante casquillos, y usando anillos de metal suave como empaques.

Tubos para intercambiadores de calor. Los tubos para intercambiadores de calor también se conocen como tubos para condensador y no deberán confundirse con tubos de acero u otro tipo de tubería obtenida por extrusión a tamaños normales de tubería de hierro. El diámetro exterior de los tubos para condensador o intercambiador de calor, es el diámetro exterior real en pulgadas dentro de tolerancias muy estrictas. Estos tubos para intercambiador se encuentran disponibles en varios metales, los que incluyen acero, cobre, admiralty, metal Muntz, latón, 70-30 cobre-níquel, aluminio-bronce, aluminio y aceros inoxidables. Se pueden obtener en diferentes gruesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo. En la Tabla 10 del Apéndice se enlistan los tamaños de tubo que generalmente están disponibles, de los cuales los de ¾ y 1 plg de diámetro exterior son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor. Los datos en la Tabla 10 han sido arreglados de tal manera que puedan ser útiles en los cálculos de transferencia de calor.

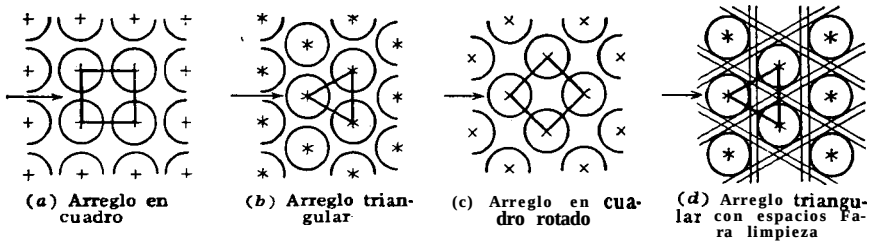


FIG. 7.3. Arreglos comunes para los tubos de intercambiadores

Espaciado de los tubos. Los orificios de los tubos no pueden taladrarse muy cerca uno de otro, ya que una franja demasiado estrecha de metal entre los tubos adyacentes, debilita estructuralmente el cabezal de tubos o espejo. La distancia más corta entre dos orificios adyacentes es el ***claro o ligadura, y*** éstos a la fecha, son casi estándar. Los tubos se colocan en arreglos ya sea triangulares o cuadrados, como se muestra en las Figs. 7.3*a* y b. La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la direc-

ción indicada en la Fig. 7.3*a*. El *espaciado de los tubos* P_T *es* la distancia menor de centro a centro en tubos adyacentes. Los espaciados más comunes para arreglos cuadrados son de ¾ plg DE en un espaciado cuadrado de 1 plg y de 1 plg DE en un espaciado en cuadro de 1¼ plg. Para arreglos triangulares éstos son, de ¾ plg DE en espaciado triangular de $^{15}/_{16}$ plg, ¾ plg DE en un arreglo triangular de 1 plg, y 1 plg DE en un arreglo triangular 1% plg. En la Fig. 7.3*c* el arreglo en cuadro ha sido rotado 45°, y permanece esencialmente lo mismo que en la Fig. 7.3*a*. En la Fig. 7.3*d* se muestra una modificación del espaciado triangular que permite una limpieza mecánica. Si los tubos se separan suficientemente, es posibe dejar los pasajes indicados para limpieza.

Corazas. Las corazas hasta de 12 plg de diámetro **IPS** se fabrican de tubo de acero, como se dan en la Tabla 11. Sobre 12 e incluyendo 24 plg el diámetro exterior real y el diámetro nominal del tubo son los mismos. El grueso estándar para corazas con diámetros interiores de 12 a 24 plg inclusive, es de ⅜ plg, lo que es satisfactorio para presiones de operación por el lado de la coraza hasta de 300 lb/plg². Se pueden obtener mayores gruesos para presiones superiores. Las corazas mayores de 24 plg de diámetro se fabrican rolando placa de acero.

Intercambiadores con cabezal **de tubos estacionario. El tipo más** simple de intercambiador *es* el *tipo fijo o intercambiador con cabezal* de *tubo estacionario*, de los cuales el mostrado en la Fig. 7.4 es un ejemplo. Las partes esenciales son la coraza (1), equipada con dos entradas y que tiene dos cabezales de tubos o espejos (2) a ambos lados, que también sirven como bridas para fijar los dos carretes (3) y sus respectivas tapas (4). Los tubos se expanden en ambos espejos y están equipados con deflectores transversales (5) en el lado de la coraza. El cálculo de la superficie efectiva frecuentemente se basa en la distancia entre las caras interiores de los espejos en lugar de la longitud total de los tubos.

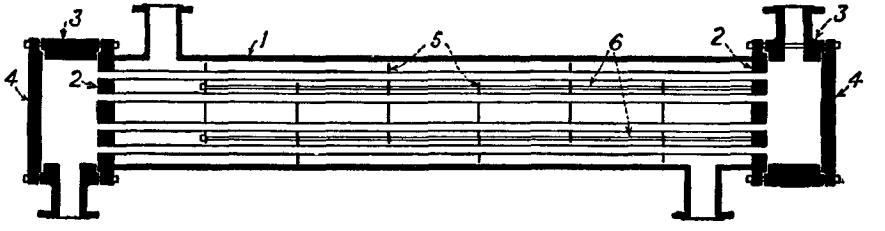


FIG. 7.4. Intercambiador tubular de cabezal fijo

Deflectores. Es claro que se logran coeficientes de transferencia de calor más altos cuando el líquido se mantiene en estado de turbulencia. Para inducir turbulencia fuera de los tubos, es costumbre emplear deflectores que hacen que el líquido fluya a través de la coraza a ángulos rectos con el eje de los tubos. Esto causa considerable. turbulencia aun cuando por la coraza fluya una cantidad pequeña de líquido. La distancia centro a centro entre los deflectores se llama *espaciado de deflectores*. Puesto que los deflectores pueden espaciarse ya sea muy junto o muy separado, la masa velocidad no depende enteramente del diámetro de la coraza. Usualmente el espaciado de los deflectores no es mayor que una distancia igual al diámetro interior de la coraza, o menor que una distancia igual a un quinto del diámetro interior de la coraza. Los deflectores se mantienen firmemente mediante espaciadores (6) como se muestra en la Fig. 7.4, que consisten de un pasador atornillado en el cabezal de tubos o espejo y un cierto numero de trozos de tubo que forman hombreras entre deflectores adyacentes. Un detalle amplificado se muestra en la Fig. 7.5.

Hay varios tipos de deflectores que se emplean en los intercambiadores de calor, pero los más comunes son los deflectores segmentados que es muestran en la Fig. 7.6. Los deflectores segmentados son hojas de metal perforadas cuyas alturas son generalmente un 75% del diámetro interior de la coraza. Estos se conocen como

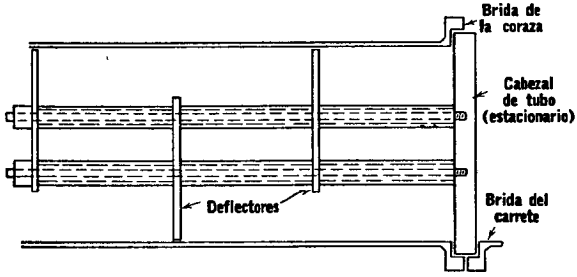


FIG. 7.5. Espaciador de deflector (aumrntado)

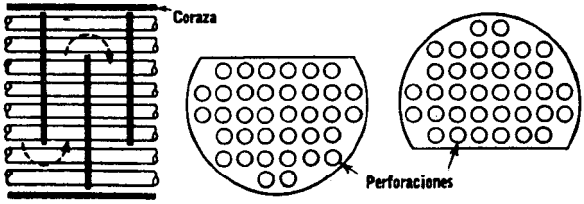


FIG. 7.6. Detalle de deflector segmentado

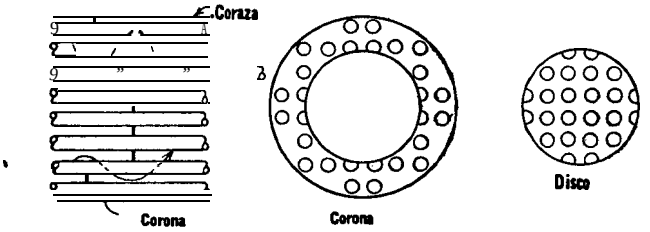


FIG. 7.7. Deflector de disco y corona

deflectores con 25% *de* corte y serán usados a través de este libro, aun cuando otros deflectores fraccionales se empleen también en la industria. Una recopilación excelente de la influencia del corte de los deflectores en el coeficiente de transferencia de calor ha sido presentada por Donohue.[1] Pueden ser arreglados, como se muestra: para flujo "arriba y abajo" o pueden ser rotados 90° para un flujo 'lado con lado", este último es deseable cuando a través de la coraza fluye una mezcla de líquido y gas. Es el espaciado del deflector y no el 25% de su corte, el que determina, como se mostrará después, la velocidad efectiva del fluido en la coraza.

Otros tipos de deflectores son el de *disco y corona* de la Fig. 7.7 y el deflector de orificio en la Fig. 7.8. Aun cuando algunas veces se emplean otros tipos, no son de importancia general.

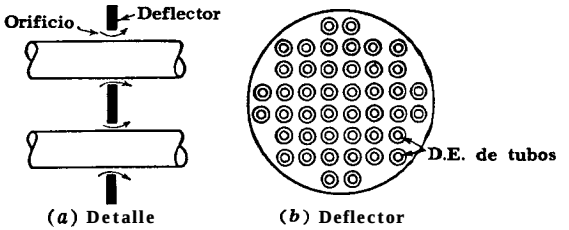


FIG. 7.8. Deflector de orificio

Intercambiador con cabezal de tubos fijos con carretes integrales. Otra de alguna de las variaciones del intercambiador de cabezal de tubos fijo se muestra en la Fig. 7.9, en el cual los cabezales de tubo se insertan dentro de la coraza, formando los carretes que son partes integrales de la coraza. Al usar intercambiadores con cabezal de tubos fijo, es a menudo necesario tomar en cuenta la expansión térmica diferencial entre los tubos y la coraza durante la operación, o de otra manera se desarrollaran esfuerzos térmicos a través del

[1] Donohue, D. A., *Ind. Eng. Chem.*, 41. 2499-2510 (1949).

espejo o cabezal de tubos. Esto puede efectuarse usando una *junte de expansión* en la coraza, de las cuales hay disponible un buen número de ellas.

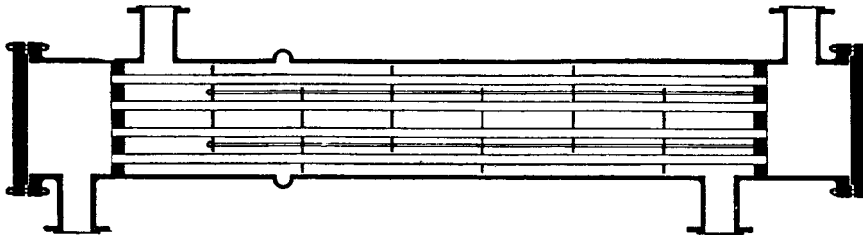


FIG. 7.9. **Intercambiador con cabezal de tubos fijo con carretes integrales.** (*Patterson Foundry & Machine* Co.)

Intercambiador 1-2 con cabezal de tubos fijo. Intercambiadores del tipo mostrado en las Figs. 7.4 y 7.9 pueden considerarse como operando en contracorriente, no obstante, el hecho de que el fluido en la coraza fluye por el lado externo de los tubos. Desde un punto de vista práctico, es muy difícil obtener altas velocidades cuando uno de los fluidos fluye a través de todos los tubos en un solo paso. Sin embargo, esto puede evitarse, modificando el diseño de manera que el fluido en los tubos pase a través de ellos en fracciones consecutivas. Un ejemplo de intercambiador de cabezal de tubos fijo en *dos pasos* se muestra en la Fig. 7.10, en el cual todo el fluido en los tubos fluye a través de las dos mitades de los tubos sucesivamente.

El intercambiador en el cual el fluido de la coraza fluye en un paso por la coraza y el fluido de los tubos en dos o más pasos, es el *intercambiador* 1-2. Se emplea un solo carrete con una *división* para permitir la entrada y salida del fluido de los tubos por el mismo carrete. En el extremo opuesto del intercambiador está colocado un bonete para permitir que el fluido de los tubos pase del primero al segundo paso. Como con todos los intercambiadores de cabezales fijos, la parte externa de los tubos es inaccesible para la inspección 0 limpieza mecánica. El interior de los tubos puede ser limpiado removiendo únicamente la tapa del carrete y usando un limpiador rotatorio o un cepillo de alambre. Los problemas de expansión son extremadamente críticos en los intercambiadores 1-2 de cabezal fijo, puesto que ambos pasos así como la coraza, tienden a dilatarse diferentemente y originan esfuerzos en los espejos estacionarios.

Intercambiadores con haz de tubos removible. En la Fig. 7.11 se muestra un contratipo del intercambiador 1-2, que tiene el banco de tubos removible de la coraza. Consiste de un cabezal de tubos

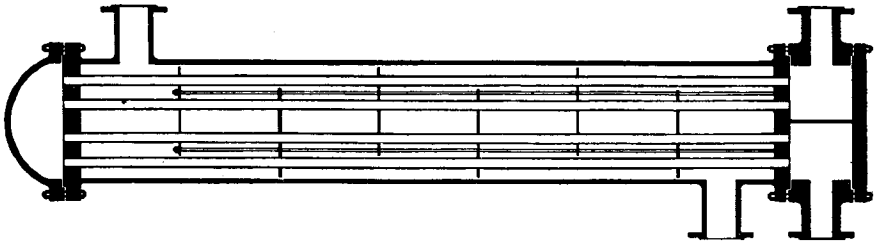


FIG. 7.10. Intercambiador 1-2 de cabezal fijo. (*Patterson Foundry & Machine* Co.)

estacionario, que se encuentra sujeto entre la brida de un carrete y la brida de la coraza. En el extremo opuesto del haz de tubos, éstos se expanden en un cabezal *de tubos flotante* que se mueve libremente. Al *cabezal de tubos* se atornilla un *casquete de cabezal flotante* y todo el haz de tubos puede extraerse por el extremo del carrete. La coraza se cierra mediante un bonete. Los cabezales flotantes ilustrados, eliminan los problemas de expansión diferencial en muchos casos y se llama ***cabezal flotante de arrastre.***

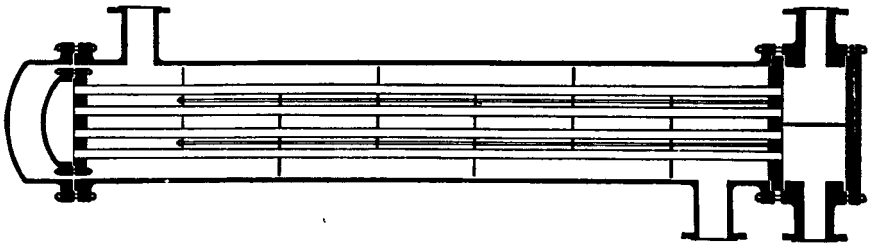


FIG. 7.11. Intercanlbiador 1-2 con cabezal flotante de arrastre. (*Patterson Foundry & Machine Co.*)

La desventaja de usar un cabezal flotante de arrastre es de simple geometría. Para asegurar la tapa del cabezal flotante es necesario atornillarla dentro de la coraza de los tubos, y los tornillos requieren el uso de espacio donde sería posible insertar gran número de tubos. El atornillador no únicamente reduce el número de tubos que pueden ser colocados en el haz de tubos, sino que también provee de una canalización de flujo no deseable entre el banco de tubos y la coraza. Estas objeciones se superan en el intercambiador más convencional 1-2 de cabeza flotante y anillo seccionado, mostrado en la Fig. 7.12. Aun cuando es relativamente cara su manufactura, tiene un gran número de ventajas mecánicas. Difiere del tipo cabezal de arrastre por el uso de un arreglo de anillo seccionado en el cabezal flotante de tubos y una coraza más grande que lo cubre y lo acomoda. Los detalles del anillo seccionado se muestran en la Fig. 7.13. El cabezal

flotante de tubos se sujeta mediante una abrazadera a la tapa de la cabeza flotante y un anillo abrazadera que se coloca detrás del cabezal de tubos. el cual está dividido por mitad para permitir des-

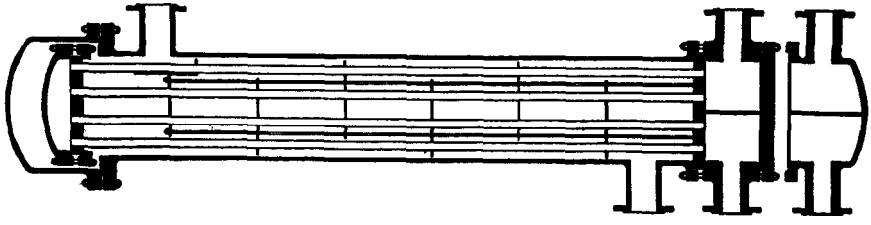


FIG. 7.12. **Intercaxnbiador 1-2 de cabezal flotante.** (*Patterson Foundry & Machine Co.*)

mantelarse. Diferentes fabricantes tienen también diferentes modificaciones del diseño que aquí se muestra, pero todas ellas llenan el propósito de proveer un aumento de superficie en comparación con el cabezal de arrastre considerando un mismo tamaño de coraza.

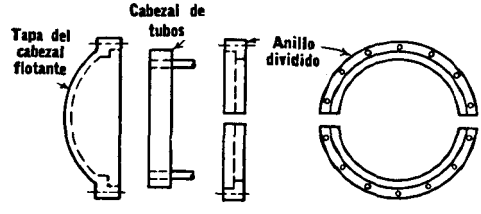


FIG. 7.13. **Ensamble de anillo abrazadera dividido**

También se emplean, como se muestra en la Fig. 7.12, carretes fundidos que no tienen tapa removible.

Distribución en el cabezal de tubos y numeración de tubos. h a distribución típica de tubos para un intercambiador de cabezal flotante de anillo dividido, se muestra en la Fig. 7.14. La distribución actual es para una coraza de 13¼ plg DI con tubos de 1 plg DE y en arreglo de paso triangular de 1¼ plg acomodado para seis pasos en los tubos. También se muestra la colocación de las divisiones para el carrete y la tapa del cabezal flotante junto con la orientación de los pasos. Usualmente los tubos no se colocan simétricamente en el cabezal. Generalmente se dispone de un espacio extra en la entrada omitiendo tubos directamente bajo la tobera de admisión para minimizar los efectos de contracción del fluido que entra a la coraza. Cuando los tubos se distribuyen con los mínimos espacios permitidos entre las divisiones y tubos adyacentes y dentro de un diámetro libre

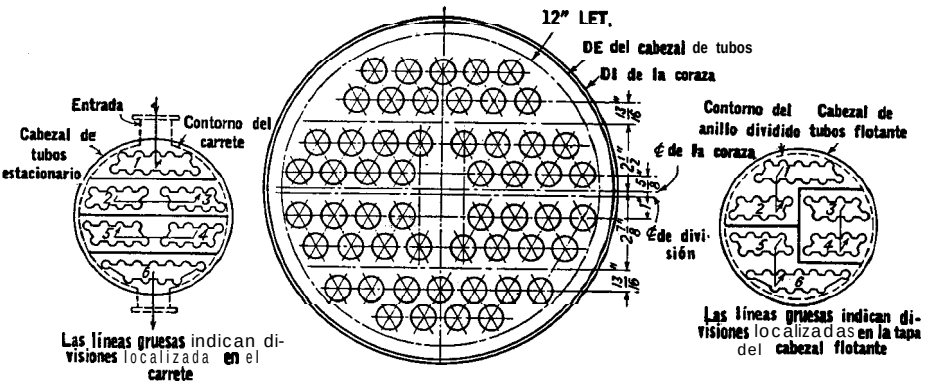


FIG. 7.14. Distribución de tubos en el cabezal para una coraza de 13¼ plg DI con tubos de 1 plg DE y en arreglo de paso triangular de 1¼ plg acomodado para seis pasos en los tubos

de obstrucciones llamado el *límite* exterior de tubo, el número de tubos en la distribución se llama *numeración de tubos. No* siempre es posible tener el mismo número de tubos en cada paso, aun cuando en intercambiadores de gran tamaño, esta descompensación no deberá ser mayor de 5% . En la Tabla 9 del Apéndice, la numeración de tubos para tubos de ¾ y 1 plg de diámetro externo se dan para corazas de un paso, y para uno, dos, cuatro, seis y ocho pasos en los tubos.

TABLA 7.1. TOLERANCIAS DE ENTRADA EN LA NUMEBACION DE TUBOS

Coraza, DI, plg	Boquilla, plg
Menos de 12	2
12 17%	3
19¼–21¼	4
23¼–29	6
31 37	8
Más de 39	1 0

Esta numeración de tubos incluye una trayectoria libre de entrada bajo la boquilla de alimentación igual al área transversal de la boquilla mostrada en la Fig. 7.1. Cuando se usa una boquilla de entrada más grande, se puede obtener un espacio extra de entrada abocinando la boquilla de entrada en su base, o eliminando los tubos que de ordinario están situados cerca de la boquilla de entrada.

Cabeza flotante empacada. Otra modificación del intercambio **1-2 de cabeza flotante** es el intercambiador de cabeza flotante empacada, que se muestra en la Fig. 7.15. Este intercambiador tiene una extensión en el cabezal de tubos flotante, que se confina mediante un estopero. Aun cuando es enteramente satisfactorio para corazas

hasta de 36 plg DI, los estoperos mayores de esta medida no se recomiendan para presiones altas o en servicios sujetos a vibración.

Intercambiadores con ***tubos en U.*** Los intercambiadores 1-2 mostrados en la Fig. 7.16 están formados por tubos que se doblan en forma de U y se rolan después en el espejo o cabezal de tubos.

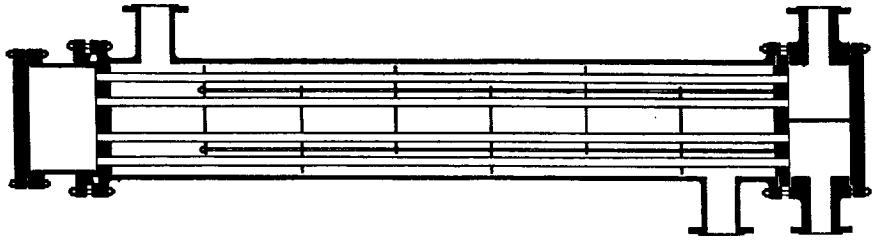


FIG. 7.15. Intercambiador 1-2 de cabeza flotante empacada. (*Patterson Foundry & Machine* Co.)

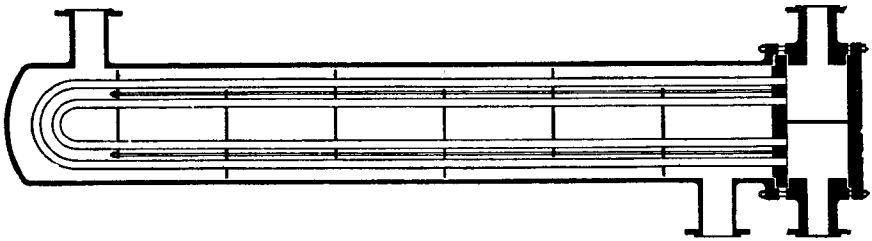


FIG. 7.16. Intercambiador 1-2 con tubos en U. (*Patterson Foundry & Machine Co.)*

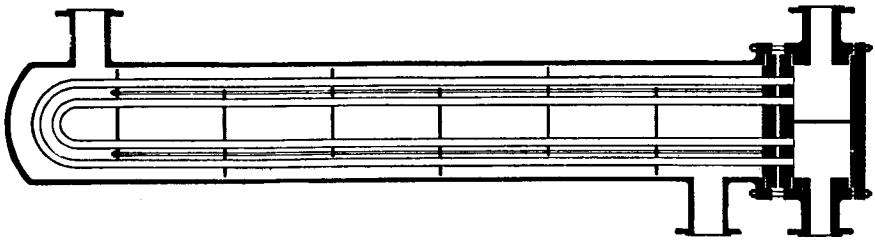


FIG. 7.17. Intercambiador de tubos en U con doble cabezal. (*Patterson Foundry & Machine* Co.)

Los tubos pueden dilatarse libremente, eliminando la necesidad del cabezal de tubos flotante, la tapa del cabezal, la brida de la coraza y la tapa removible de esta última. Se pueden instalar deflectores de la manera convencional en arreglos tubulares cuadrados o triangulares. El diámetro más pequeño al cual se puede doblar un tubo sin deformar el diámetro exterior en un doblez en U, es de tres a cuatro veces el diámetro exterior del tubo. Esto significa que de ordi-

nario es necesario omitir algunos tubos en el centro del haz, dependiendo de la distribución.

Una modificación interesante del intercambiador con tubos en U se muestra en la Fig. 7.17. Emplea un doble cabezal de tubos estacionarios y se usa cuando la fuga del líquido por uno de los cabezales al unirse con el otro fluido puede ocasionar serios daños por corrosión. Usando dos cabezales de tubos con una franja de aire entre ellos, cualquier fluido que se escape a través de los espejos tiene salida a la atmósfera. De esta manera, ninguna de las corrientes puede contaminar la otra como resultado de fuga, excepto cuando se corroe el tubo mismo. Aun la falla de los tubos puede prevenirse aplicando una prueba de presión periódicamente.

CALCULO DE LOS INTERCAMBIADORES DE TUBO Y CORAZA

Coeficientes de película del: lado de la coraza. Los coeficientes de transferencia de calor fuera del haz de tubos se refieren como coeficientes del lado de la coraza. Cuando el haz de tubos emplea deflectores para dirigir el flujo del fluido de la coraza a través de los tubos, desde la parte superior a la parte inferior, los coeficientes de transferencia de calor son mayores que para el flujo libre a lo largo de los ejes de los tubos. Los mayores coeficientes de transferencia se originan por un aumento en la turbulencia. En un arreglo cuadrado, como se ve en la Fig. 7.18, la velocidad del fluido está sometida

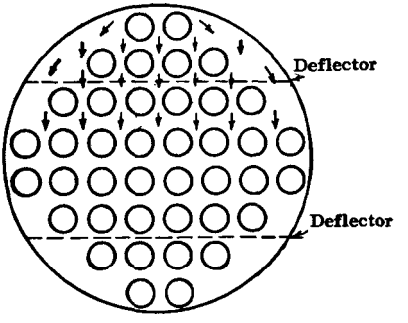


FIG. 7.18. Flujo a través de un haz de tubos

a continuas fluctuaciones debido a la reducción en área entre los tubos adyacentes comparada con el área de flujo entre las hileras sucesivas. En los arreglos triangulares hay todavía mayor turbulencia debido a que el fluido que fluye entre los tubos adyacentes a alta velocidad golpea directamente en la hilera siguiente. Esto indicaría

que, cuando la caída de presión y limpieza son de pocas consecuencias, el arreglo triangular es superior para alcanzar valores altos del coeficiente de película en el lado de la coraza. Este es actualmente el caso, y bajo condiciones comparables de flujo y tamaño de tubos, los arreglos triangulares dan coeficientes cercanos al 25% mayores que el arreglo en cuadro.

Algunos factores no tratados en los capítulos precedentes tienen influencia en la razón de transferencia de calor en el lado de la coraza. Suponga que la longitud del haz está dividida por seis deflectores. Todo el fluido viaja a través del haz siete veces. Si se instalaran diez deflectores en la misma longitud del haz, se requeriría que el haz fuera cruzado un total de once, veces, los espaciados más cerrados causan mayor turbulencia. Además de los efectos del espaciado de los deflectores, los coeficientes del lado de la coraza son también afectados por el espaciado de los tubos, tamaño de ellos, tolerancias y características del flujo del fluido. Aún más, no hay verdadera área de flujo mediante la cual la masa velocidad pueda ser computada puesto que el área de flujo varía *a través* del diámetro del haz de tubos con las diferentes tolerancias para los tubos en cada hilera longitudinal de ellos. La *correlación obtenida para los fluidos que fluyen dentro de los tubos obviamente no es aplicable a los fluidos fluyendo sobre un banco de tubos con de ftectores segmentados,* de hecho, esto se comprueba por experimentos. Sin embargo, al establecer un método de correlación se retuvo el factor de transferencia de calor $j_H = (hD/k)\ (c\mu/k)^{-1/3}(\ \mu/\mu\omega)^{-0.14}$ vs. DG/μ, de acuerdo con la sugestión de McAdams,[2] pero usando valores ficticios para el diámetro equivalente D_e y la masa velocidad G_s según la discusión siguiente.

La Fig. 28 en el Apéndice es una correlación de datos industriales que da resultados satisfactorios para los hidrocarburos, compuestos orgánicos, agua, soluciónes acuosas y gases, cuando el banco de tubos emplea deflectores con espaciados aceptables entre deflectores y tubos y entre deflectores y corazas.[3] Esta no es la curva promedio a través de los datos, pero es una curva segura, tal, que la desviación de los puntos de prueba de la curva varía de 0 a aproximadamente 20% arriba. Ya que la línea que expresa la ecuación posee curvatura, no puede evaluarse en la forma simple de la Ec. (3.42), puesto que la constante de proporcionalidad y el exponente del número de Reynolds varían en la práctica. Sm embargo, para valores de *Re*

[2] McAdams, W . H.,"Heat Transmission" 2a. ed., Pág. 217, McGraw-Hill Book Company Inc., New York, 1942.

[3] Para detalles mecánicos y estándares véase *Standards* of *the Tubular Exchanger. Manufacturers' Association,* New York (1949).

de 2 000 a 1 000 000, los datos se representan con bastante exactitud por la ecuación

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu}\right)^{0.55} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

donde h_o, D_e y G_s se definen después. Los cálculos usando la Fig. 28 concuerdan muy bien con los métodos de Colburn [4] y Short [5] y los datos experimentales de Breidenbach [6] y O'Connell sobre cierto número de intercambiadores de calor comerciales. Se observará en la Fig. 28 que no hay descontinuidad a un número de Reynolds de 2 100 como ocurre con fluidos dentro de tubos. El diferente diámetro equivalente usado en la correlación de datos de coraza y tubo, excluye la comparación entre los fluidos que fluyen en tubos y los que lo hacen a través de los tubos basándose **solamente** en el número de Reynolds. Todos los datos de la Fig. 28 se refieren a flujo turbulento.

Masa-velocidad lado de la coraza. La velocidad lineal y de mesa del fluido cambian continuamente a través del haz de tubos, ya que el ancho de la coraza y el número de tubos varía de cero en la parte superior y en el fondo a un máximo en el centro de la coraza. La amplitud del área de flujo en la correlación representada por la Fig. 28, se tomó en la hilera hipotética de tubos que poseen la máxima área de flujo y que corresponde al centro de la coraza. La longitud del área de flujo se tomó igual al espaciado de los deflectores B. El paso de los tubos es la suma del diámetro del tubo y el claro C'. Si el diámetro interior de la coraza se divide por el paso del tubo, se obtiene un número ficticio, pero *no* necesariamente entero de tubos que debe suponerse existen en el centro de la coraza. Actualmente en muchas distribuciones no hay hileras de tubos en el centro de la coraza, sino que en su lugar existen dos hileras con máximas en ambos lados de la línea media y que tienen algunos tubos más que los computados para el centro. Estas desviaciones se desprecian. Para cada tubo o fracción se considera que hay C' **X** 1 plg² de área transversal de flujo por pulgada de espacio de deflector. El área transversal de fluio para el lado de la coraza a_s está dada por

$$a_s = \frac{\text{DI, } \times C' B}{PT \times 144} \quad \text{pies}^* \qquad (7.1,$$

[4] Colburn, A. P., *Trans., AIChE, 29,* 174-210 (1933).
[5] Short, B. E., *Univ.* Texas Pub. 3319 (1936).
[6] Breidenbach, E. P., y H. E. O'Connell, *Trans. AIChE,* 42, 761-776 (1946).

y como antes, la masa velocidad es

$$G_s = \frac{W}{a_s} \qquad \text{lb/(h)(pie}^2\text{)} \tag{7.2}$$

Diámetro equivalente lado de la coraza. Por definición, el radio hidráulico corresponde al área de un círculo equivalente al área de un canal no circular y consecuentemente en un plano a ángulos rectos a la dirección del flujo. El radio hidráulico empleado para correlacionar los coeficientes de la coraza para un haz que tiene deflectores, no es el verdadero radio hidráulico. La dirección del flujo en la coraza es en parte a lo largo y en parte a ángulo recto al eje mayor de los tubos del haz. El área de flujo a ángulos rectos respecto al eje mayor es variable de hilera a hilera. Un radio hidráulico basado en el área de flujo a través de cualquier hilera, no podría distinguir entre un arreglo en cuadro o un arreglo triangular. Para poder obtener correlaciones simples combinando tanto el tamaño como la cercanía de los tubos y su tipo de arreglo, se logra una excelente correlación si el radio hidráulico se calcula a lo largo en lugar de a través del eje mayor de los tubos. El diámetro equivalente para la coraza se toma entonces, como cuatro veces el radio hidráulico obtenido por el arreglo dispuesto en el cabezal de tubos. Refiriéndonos a la Fig. 7.19, donde el achurado cubre el área [1] libre, para *arreglo* en *cuadro*

$$D_e = \frac{4 \times \text{área libre}}{\text{perímetro húmedo}} \text{ pies} \tag{7.3}$$

o

$$d_e = \frac{4 \times (P_T^2 - \pi d_0^2/4)}{\pi d_0} \qquad \text{plg} \tag{7.4}$$

donde P_T es el espaciado de los tubos, d_o es el diámetro exterior del tubo, ambos en pulgadas. Para el arreglo en triángulo mostrado en la Fig. 7.19 el perímetro húmedo del elemento corresponde a medio tubo.

$$d_e = \frac{4 \times (\frac{1}{2} P_T \times 0.86 P_T - \frac{1}{2}\pi d_0^2/4)}{\frac{1}{2}\pi d_0} \qquad \text{plg} \tag{7.5}$$

Los diámetros equivalentes para los arreglos comunes se incluyen en la Fig. 28.

[1] La expresión área libre, se usa para evitar confusión con el término Ama de flujo libre, entidad real en el radio hidráulico.

Podría aparecer que este método de evaluar el radio hidráulico y el diámetro equivalente, no distingue entre los porcentajes relativos de flujo a ángulo recto al flujo axial, esta apreciación es correcta. Es posible, usando la misma coraza, tener igual masa velocidad, diámetros equivalentes, y números de Reynolds, usando una cantidad de fluido mayor y un espaciado también mayor de los deflectores o una cantidad pequeña de fluido y menor espaciado en los deflectores, aun cuando las proporciones de flujo a ángulo recto a flujo axial

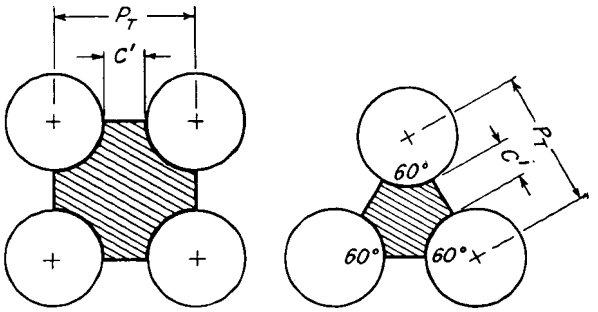


FIG. 7.19. Diámetro equivalente

difieran. Aparentemente, donde el rango de espaciado de los deflectores está restringido entre el diámetro interior y un quinto del diámetro interior de la coraza, la importancia del error no es tan grande que permita su correlación.

EJEMPLO 7.1. Compute el diámetro equivalente de lado de la coraza para tubos de ¾ plg DE en un arreglo en cuadro de 1 plg. De la Ec. (7.4)

$$d_e = \frac{4(1^2 - 3.14 \times 0.75^2/4)}{3.14 \times 0.75} = 0.95 \text{ plg}$$

$$D_e = \frac{0.95}{12} = 0.079 \text{ pies}$$

La diferencia verdadera de temperatura At en un intercambiador 1-2. Una gráfica típica de temperatura VS longitud para un intercambiador que tiene un paso en la coraza y dos en los tubos, se muestra en la Fig. 7.20 para el arreglo de tobera indicado. Respecto al fluido de la coraza, un paso en los tubos está en contracorriente y el otro en paralelo. En el Cap. 5 se encontraron mayores diferencias de temperatura. cuando las corrientes de proceso están en contracorriente y menores diferencias para flujo en paralelo. El intercambiador 1-2 es una combinación de ambos, y la MLDT para contracorriente o flujo paralelo no puede ser la diferencia verdadera de

temperatura para un arreglo contracorriente-paralelo. Así que es necesario desarrollar una nueva ecuación para el cálculo de la diferencia verdadera de temperatura efectiva At que reemplace la MLDT en contracorriente. El método empleado aquí es una modificación de la derivación de Underwood [8] y se presenta en la forma final propuesta por Nagle [9] y Bowman, Mueller y Nagle.[10]

La temperatura del fluido en la coraza puede sufrir cualquiera de dos variaciones cuando se desplaza de la entrada a la salida cruzando el haz de tubos varias veces en su trayectoria: (1) Se induce

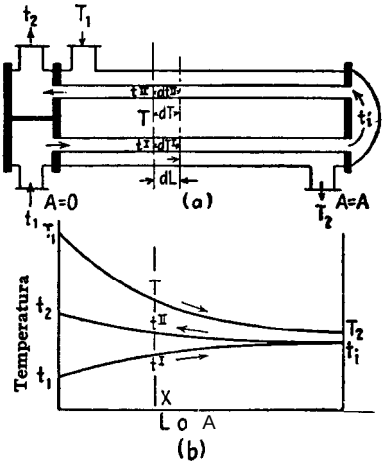


FIG. 7.20. Relaciones de temperatura en un intercambiador 1-2

tal turbulencia que el fluido de la coraza se encuentra completamente mezclado a cualquier longitud X de la tobera de entrada, o (2) se induce tan poca turbulencia que hay una atmósfera de temperatura selectiva alrededor de los tubos en cada paso de tubos individualmente. Los deflectores y la naturaleza turbulenta del flujo a través del haz de tubos parece eliminar (2) de manera que (1) se toma como la primera de las suposiciones para derivar la diferencia verdadera de temperatura en un intercambiador 1-2. Las suposiciones son:

1. La temperatura del fluido en la coraza está a una temperatura isotérmica promedio en cualquier sección transversal.
2. El área de calentamiento en cada paso es igual.
3. El coeficiente total de transferencia de calor es constante.

[8] Underwood, A. J. V., J. *Inst. Petroleum Technol.*, *20*, 145-158 (1934).
[9] Nagle, W. M., *bd. Eng. Chem.*, *25*, 604-608 (1933).
[10] Bowman, R. A., A. C. Mueller, y W. M. Nagle. *Trans. ASME.*, 62, 263-294 (1940).

4. La razón de flujo de cada uno de los fluidos es constante.
5. El calor específico de cada fluido es constante.
6. No hay cambios de fase de evaporación o condensación en una parte del intercambiador.
7. Las pérdidas de calor son despreciables.

El balance total de calor, siendo **At** la diferencia verdadera de temperatura, es

$$Q = UA \text{ At} = WC(T_1 - T_2) = wc(t_2 - t_1) \qquad (7.6)$$

de la cual

$$\Delta t = \left(\frac{T_1 - T_2}{UA/WC}\right)_{\text{real}} = \left(\frac{t_2 - t_1}{UA/wc}\right)_{\text{real}} \qquad (7.7)$$

En la Fig. 7.20*a* sea T la temperatura del fluido de la coraza a cualquier sección transversal de la misma L = X entre $L = 0$ y $L = L$. Sea t^{I} y t^{II} las temperaturas en el primero y segundo paso de los tubos, respectivamente, y a la misma sección transversal T. Sea a'' la superficie externa por pie de longitud. En el incremento de superficie $dA = a''dL$ la temperatura de la coraza cambia por $-dT$. Sobre el área dA

$$-WC\,dT = U\frac{dA}{2}(T - t^{I}) + U\frac{dA}{2}(T - t^{II}) \qquad (7.8)$$

$$-WC\,dT = U\,dA\left(T - \frac{t^{I} + t^{II}}{2}\right) \qquad (7.9)$$

$$-\int \frac{U\,dA}{WC} = \int \frac{dT}{T - (t^{I} + t^{II})/2} \qquad (7.10)$$

Pero en esta ecuación T, t^{I} y t^{II} son variables dependientes. El balance de calor de L = X a la entrada del fluido caliente es

$$WC(T - T_1) = wc(t^{II} - t') \qquad (7.11)$$

y el balance de calor por paso

$$wc\,dt^{I} = U\frac{dA}{2}(T - t^{I}) \qquad (7.12)$$

$$WC\,dt^{II} = -U\frac{dA}{2}(T - t'') \qquad (7.13)$$

Dividiendo Ec. (7.13) por (7.12)

$$\frac{dt^{II}}{dt^{I}} = -\frac{T - t^{II}}{T - t^{I}} \qquad (7.14)$$

Eliminar t^{II} y dt^{II} de Ec. (7.11) y (7.13)

$$t^{II} = \frac{WC}{wc}(T_2 - T) + t^{I} \tag{7.15}$$

Diferenciando Ec. (7.15) con la entrada de fluido caliente, T_1 constante,

$$dt^{II} = -\frac{WC}{wc}dT + dt' \tag{7.16}$$

Sustituyendo en Ec. (7.14) y acomodando,

$$\frac{WC}{wc}\frac{dT}{dt'} = 1 + \frac{T - t^{I} - (WC/wc)(T_2 - T)}{T - t^{I}} \tag{7.17}$$

El numero de variables en la Ec. (7.15) ha sido reducido de tres (T, t^{I}, t^{II}) a dos (T y t^{I}). Para una solución es necesario eliminar ya sea T o t^{I}. Simplificando por el uso de parámetros como en el caso del intercambiador de doble tubo, téngase

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{wc}{WC} \qquad \text{y} \qquad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

Reacomodando la Ec. (7.8),

$$WC\frac{dT}{dA} + \frac{U}{2}(T - t') + \frac{U}{2}(T - t'') = 0 \tag{7.18}$$

Simplificando y sustituyendo WC = wc/R,

$$\frac{dT}{dA} + \frac{URT}{wc} - \frac{UR}{2wc}(t^{I} + t^{II}) = 0 \tag{7.19}$$

Diferenciando con respecto a A,

$$\frac{d^2T}{dA^2} + \frac{UR}{wc}\frac{dT}{dA} - \frac{UR}{2wc}\left(\frac{dt^{I}}{dA} + \frac{dt^{II}}{dA}\right) = 0 \tag{7.20}$$

Sustituyendo las Ecs. (7.12) y (7.13),

$$\frac{d^2T}{dA^2} + \frac{UR}{wc}\frac{dT}{dA} - \frac{U^2R}{(2wc)^2}(t^{II} - t^{I}) = 0 \tag{7.21}$$

Puesto que el cambio de calor es sensible, existe una proporcionalidad directa entre el porcentaje de aumento o disminución de temperatura y Q.

$$\frac{T - T_2}{T_1 - T_2} = \frac{t^{I} - t^{II}}{t_1 - t_2} \tag{7.22}$$

$$t^{II} - t^{I} = \frac{T - T_2}{R} \tag{7.23}$$

$$\frac{d^2T}{dA^2} + \frac{UR}{wc}\frac{dT}{dA} - \frac{U^2T}{(2wc)^2} = -\frac{U^2T_2}{(2wc)^2} \tag{7.24}$$

Diferenciando de nuevo respecto a A,

$$\frac{d^3T}{dA^3} + \frac{UR}{wc}\frac{d^2T}{dA^2} - \frac{U^2\,dT}{(2wc)^2\,dA} = 0 \tag{7.25}$$

La solución de esta ecuación puede encontrarse en cualquier texto de ecuaciones diferenciales. La ecuación es

$$T = K_1 + K_2e^{-(UA/2wc)(R+\sqrt{R^2+1})} + K_3e^{-(UA/2wc)(R-\sqrt{R^2+1})} \tag{7.26}$$

Donde T = T_2, A deberá aumentarse de 0 a A, y de la solución de la Ec. (7.24) $K_1 = T_2$ de manera que la Ec. (7.26) se transforma en

$$-K_2e^{-(UA/2wc)(R+\sqrt{R^2+1})} = K_3e^{-(UA/2wc)(R-\sqrt{R^2+1})} \tag{7.27}$$

Tomando logaritmos en ambos lados y simplificando,

$$\frac{UA}{wc} = \frac{1}{\sqrt{R^2+1}} \ln\left(-\frac{K_2}{K_3}\right) \tag{7.28}$$

Diferenciando la Ec. (7.26):

$$\frac{dT}{dA} = -K_2\frac{U}{2wc}(R + \sqrt{R^2+1})e^{-(UA/2wc)(R+\sqrt{R^2+1})} - K_3\frac{U}{2wc}(R - \sqrt{R^2+1})e^{-(UA/2wc)(R-\sqrt{R^2+1})} \tag{7.29}$$

Sustituyendo el valor de dT/dA de la Ec. (7.19) y puesto que A = 0, $t^I = t_1$, $t^{II} = t_2$, y $T = T_1$, $t^I + t^{II} = t_1 + t_2$.

$$R(t_1 + t_2) - 2RT_1 = -K_2(R + \sqrt{R^2+1}) - K_3(R - \sqrt{R^2+1}) \tag{7.30}$$

De la Ec. (7.26) a $A = 0$ y $T = T_1$ y $K_1 = T_2$

$$T_1 - T_2 = K_2 + K_3 \tag{7.31}$$

Multiplicando los dos lados de la Ec. (7.13) por $(R + \sqrt{R^2+1})$,

$$(R + \sqrt{R^2+1})(T_1 \quad T_2) = K_2(R + \sqrt{R^2+1}) + \mathrm{Ka}(R + \sqrt{R^2+1}) \tag{7.32}$$

Sumando las, Ecs. (7.31) y (7.32) y despejando K_3,

$$K_3 = \frac{R(t_1 + t_2) + (T_1 - T_2)(R + \sqrt{R^2 + 1}) - 2RT_1}{2\sqrt{R^2 + 1}} \quad (7\ 33)$$

Volviendo a la Ec. (7.3 1),

$$-K_2 = K_3 - (T_1 - T_2) = \frac{(R + \sqrt{R^2 + 1})(T_1 - T_2) - 2\sqrt{R^2 + 1}(T_1 - T_2) - 2RT_1 + R(t_1 + t_2)}{2\sqrt{R^2 + 1}} \quad (7.34)$$

Puesto que $R = (T_1 - T_2)/(t_2 - t_1)$,

$$-\frac{K_2}{K_3} = \frac{(R - \sqrt{R^2 + 1})(t_1 - t_2) - (T_1 - t_1)(T_1 - t_2)}{(R + \sqrt{R^2 + 1})(t_1 - t_2) - (T_1 - t_1) - (T_1 - t_2)} \quad (7,35)$$

Dividiendo por $T_1 - t_1$ y sustituyendo S = ($t_2 - t_1$)/($T_1 - t_1$) y 1 - S = ($T_1 - t_2$)/($T_1 - t_1$),

$$-\frac{K_2}{K_3} = \frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \quad (7.36)$$

Sustituyendo en la Ec. (7.28)

$$\left(\frac{UA}{wc}\right)_{real} = \frac{1}{\sqrt{R^2 + 1}} \ln \frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \quad (7.37)$$

La Ec. (7.37) es la expresión para la diferencia verdadera de temperatura en un intercambiador 1-2 de flujo paralelo-contracorriente. ¿Cómo compara con la MLDT para contracorriente, empleando las mismas temperaturas de proceso? Para contracorriente

$$Q = wc(t_2 - t_1) = UA\frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln (T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)} \quad (7.38)$$

de la que

$$\left(\frac{UA}{wc}\right)_{\text{Contra-corriente}} = \frac{t_2 - t_1}{\dfrac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln (T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)}} = \frac{\ln (1 - S)/(1 - RS)}{R - 1} \quad (7\ 39)$$

La razón de la diferencia real de la temperatura a la MLDT es

$$\frac{t_2 - t_1}{(UA/wc)_{real}} \Big/ \frac{t_2 - t_1}{(UA/wc)_{contracorriente}} = \frac{(UA/wc)_{contracorriente}}{(UA/wc)_{real}} \quad (7,40)$$

Llamando a la relación fraccionaria entre la diferencia verdadera de temperatura y la MLDT F_T,

$$F_T = \frac{\sqrt{R^2+1}\,\ln(1-S)/(1-RS)}{(R-1)\,\ln\dfrac{2-S(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-S(R+1+\sqrt{R^2+1})}} \qquad (7.41)$$

La ecuación de Fourier para un intercambiador 1-2 puede escribirse ahora :

$$Q = UA\,\Delta t = UAF_T(\text{MLDT}) \qquad (7.42)$$

Para reducir la necesidad de resolver las Ecs. (7.37) o (7.41), en la Fig. 18 del Apéndice, se encuentran graficados factores de corrección F_T para la MLDT como funciones de S con R como parámetro. Cuando el valor de S y R se acerca a la posición vertical de la curva, es difícil leer el dato y F_T deberá computarse de la Ec. (7.41) directamente. Cuando un intercambiador tiene un paso en la coraza y cuatro, seis, ocho, o más pasos pares en los tubos, tal como un intercambiador 1-4, 1-6 o 1-8, la Ec. (7.10) para un intercambiador 1-4 es

$$-\int \frac{U\,dA}{WC} = \int \frac{dT}{T-(t^{I}+t^{II}+t^{III}+t^{IV})/4}$$

para un intercambiador 1-6

$$-\int \frac{U\,dA}{WC} = \int \frac{dT}{T-(t^{I}+t^{II}+t^{III}+t^{IV}+t^{V}+t^{VI})/6} \cdots$$

Se puede demostrar que los valores de F_T para intercambiadores 1-2 y 1-8 son menores de 2% aparte en los casos extremos y en general considerablemente menores. Es por lo mismo, costumbre describir cualquier intercambiador que tenga un paso en la coraza y *dos* o *más* números pares de pasos en los tubos en flujo paralelo-contracorriente como un intercambiador 1-2 y usar los valores de F_T obtenidos de la Ec. (7.41). La razón de que F_T sea menor que 1.0 se debe naturalmente al hecho de que el paso de los tubos en paralelo con el fluido de la coraza, no contribuye de manera efectiva a la diferencia de temperatura como sucede con el flujo a contracorriente.

Hay una limitación importante al uso de la Fig. 18. Aun cuando cualquier intercambiador que tenga valor de F_T arriba de cero puede teóricamente operar, esto no es prácticamente cierto. La imposibilidad en la práctica de llenar todas las suposiciones empleadas en la derivación, y particularmente 1, 3 y 7, pueden causar serias discre-

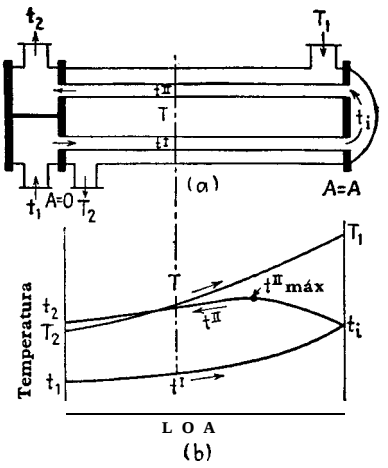


FIG. 7.21. Relaciones de temperatura en un intercambiador 1-2 con arreglo convencional de boquillas

pancias en el cálculo de Δt. A resultas de estas discrepancias, si el valor de t_i en la Fig. 7.20*a* al final del paso en paralelo, se requiere que se aproxime a T_2 más cercanamente que el valor derivado de t_i, esto será una violación a las reglas del flujo paralelo, es decir, la salida de una de las corrientes t_i no puede alcanzar la salida de la otra, T_2, sino mediante un área infinita. De acuerdo con esto, no es aconsejable o práctico usar un intercambiador 1-2 cuando el factor de corrección F_T, calculado, sea menor de 0.75. En lugar de él, se requiere algún otro arreglo que asemeje más al flujo en contracorriente.

Las relaciones de temperatura para el caso donde la orientación de las boquillas de la coraza se han invertido, se muestra en la Fig. 7.21 para las mismas temperaturas de entrada y salida graficadas en la Fig. 7.20. Underwood [11] ha mostrado que los valores de F_T para ambos son idénticos.[12] Ya que un intercambiador 1-2 es una combinación de pasos en paralelo y contracorriente, puede esperarse que la salida de una de las corrientes de proceso no pueda aproximar la entrada de la otra muy cercanamente. De hecho, es costumbre en equipo paralelo-contracorriente llamar a $T_2 - t_2$ la *aproximación*, y si $t_2 > T_2$, entonces $t_2 - T_2$ se llama la *temperatura de cruce*.

Es útil investigar varias temperaturas de proceso típicas y notar la influencia de diferentes aproximaciones y cruces sobre el valor de F_T. Para un servicio dado la reducción de F_T a menos de la unidad

[11] Underwood, op. cit.

[12] Sin embargo, los valores de t_i difieren en ambos casos.

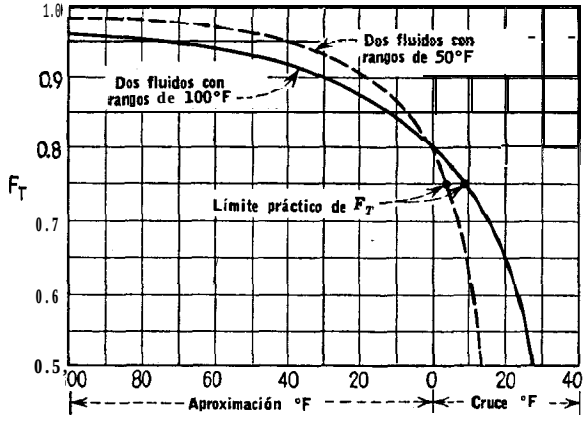


FIG. 7.22. Influencia de la temperatura de aproximación en F_T con fluidos que tienen igual rango, en un intercambiador 1-2

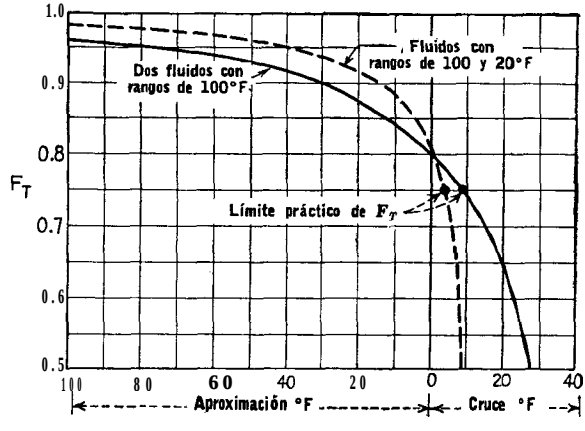


FIG. 7.23. Influencia de la temperatura de aproximación en F_T con fluidos que tienen rango desigual, en un intercambiador 1-2

en la Ec. (7.42) se compensa aumentando la superficie. Así, si las temperaturas de proceso se fijan, es aconsejable emplear un intercambiador paralelo-contracorriente contra un intercambiador a contracorriente, puesto que esto aumenta el costo del equipo más allá del valor de sus ventajas mecánicas. En la Fig. 7.22 dos pares de fluidos con iguales rangos de 100 y 50°F son estudiados. Las temperaturas de operación del fluido frío se fijan, mientras que las temperaturas del fluido caliente son variables, por lo tanto, cambia la aproximación en cada caso. Note las condiciones bajo las que F_T rápidamente disminuye, particularmente al acercarse al mínimo

práctico F_T = 0.75 y la influencia de las relaciones entre T_2 y t_2. Se demuestra el calculo para varios puntos.

EJEMPLO 7.2. **Cálculo de F_T para fluidos con rangos iguales.**

Punto:	**(a) Aproximación 50°**	**(b) Aproximación cero**	**(c) Cruce 20°**
	(T_1) 350 200 (t_2)	(T_1) 300 200 (t_2)	(T_1) 280 200 (t_2)
	(T_2) 250 100 (t_1)	(T_2) 200 100 (t_1)	(T_2) 180 100 (t_1)
	100 100	100 100	100 100
	$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{100}{100} = 1.0$	$R = 1.0$	$R = 1.0$
	$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{100}{350 - 100} = 0.40$	$S = 0.50$	$S = 0.555$
	$F_T = 0.925$ (Fig 18)	$F_T = 0.80$	$F_T = 0.64$

En la Fig. 7.23 se muestran los resultados de los cálculos cuando un fluido tiene un rango cinco veces mayor que el otro.

Caída de presión lado de la coraza. La caída de presión a través de la coraza de un intercambiador es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz entre los deflectores. También es proporcional a la distancia a través del haz, cada vez que lo cruza. Usando una modificación de la Ec. (3.44) se ha obtenido una correlación usando el producto de la distancia a través del haz, tomando D_s en pies como el diámetro interior de la coraza y el número de veces que el haz se cruza como $N + 1$, donde N es el número de deflectores. Si L es la longitud del tubo en pies,

Número de cruces, $N + 1$ = longitud del tubo, plg/espaciado de los deflectores, plg = 12 X L/B **(7.43)**

Si la longitud del tubo es 16'0" y los deflectores se espacian 18 plg habrá ll cruces o 10 deflectores. Siempre habrá un número impar de cruces si las dos boquillas de la coraza están en lados opuestos de la misma, y un número par si las dos boquillas están en el mismo lado de la coraza. Con un espaciado de los deflectores estrecho, a intervalos convenientes como de 6 plg o menores, se puede omitir un deflector si el número de cruces no es un número entero. El diámetro equivalente usado para calcular la caída de presión es el mismo que para la transferencia de calor, se desprecia la fricción adicional de la coraza. La ecuación isotérmica para la caída de presión para fluidos que se calientan o enfrían y que incluye las perdidas de entrada y salida es

$$\Delta P_s = \frac{fG_s^2 D_s (N+1)}{2g\rho D_e \phi_s} \simeq \frac{fG_s^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi_s} \text{ lb/pie}^2 \qquad (7.44)$$

donde s es la gravedad específica del fluido. La Ec. (7.44) da la caída de presión en libras por pie cuadrado. La unidad común en ingeniería es libras por pulgada cuadrada. Para permitir la solución directa de ΔP_s en lb/plg², se han graficado en la Fig. 29 factores de fricción dimensionales para el lado de la coraza, pie cuadrado por pulgada cuadrada. Para obtener la caída de presión en unidades consistentes mediante la Ec. (7.44) multiplique f de la Fig. 20 por 144.

Caída de presión en los tubos. La Ec. (3.44) puede usarse para obtener la caída de presión en los tubos, pero se aplica principalmente a un fluido isotérmico. Sieder y Tate han correlacionado los factores de fricción para fluidos que se calientan o enfrían en tubos. Esas correlaciones graficadas en forma dimensional aparecen en la Fig. 26 y se usan en la ecuación

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi_t} \quad \text{lb/pie}^2 \tag{7.45}$$

donde n es el número de pasos, L la longitud del tubo, y Ln es la longitud total de la trayectoria en pies. No se dan las desviaciones, pero la curva ha sido aceptada por la Tubular Exchanger Manufacturers Association. Al fluir de un paso al otro, pasando por el carrete y el cabezal flotante, el fluido cambia de dirección bruscamente por 1800, aun cuando el área de flujo en el carrete y la cubierta del cabezal flotante no deberá ser menor que el área de flujo combinada de todos los tubos en un solo paso. El cambio de dirección introduce una caída de presión adicional ΔP_r, llamada pérdida de regreso y se consideran cuatro cabezas de velocidad por paso como pérdida. La cabeza velocidad $V^2/2g'$ ha sido graficada en la Fig. 27 contra la masa velocidad para un fluido con gravedad específica de 1, y la pérdida de regreso para cualquier fluido será

$$\Delta P_r = \frac{4n}{s} \frac{V^2}{2g'} \quad \text{lb/plg}^2 \tag{7.46}$$

donde V = velocidad, (pie/seg)
s = gravedad específica
g' = aceleración de la gravedad, pie/plg²
La caída de presión total del lado de los tubos ΔP_T será

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad \text{lb/plg}^2 \tag{7.47}$$

Análisis del rendimiento de un intercambiador 1-2 existente. Cuando todas las ecuaciones pertinentes se usan para calcular la adaptabilidad de un intercarnbiador existente para ciertas condiciones de proceso, esta investigación se llama *apreciación* de un inter-

cambiador. Hay tres puntos de significación en la apreciación de la adaptabilidad de un intercambiador existente para un nuevo uso.

1. ¿Qué coeficiente U_C puede "lograrse" por los dos fluidos como resultado de su flujo y sus coeficientes de película individuales h_{io} y h_o?

2. Del balance de calor Q = $WC(T_1 - T_2) = wc(t_2 - t_1)$, del área conocida A, y de la diferencia verdadera de temperatura para las temperaturas de proceso, se obtiene un valor de diseño o coeficiente de obstrucción U_D. U_C debe exceder a U_D suficientemente, de manera que el factor de obstrucción, que es una medida del exceso de superficie, permita la operación del intercambiador por un periodo de servicio razonable.

3. La caída de presión permitida para las dos corrientes no debe excederse.

Cuando estas condiciones han sido alcanzadas, el intercambiador en existencia es apropiado para condiciones de proceso, para las que ha sido apreciado. Al iniciar los cálculos el primer punto a atacar es determinar si el flujo caliente o frío deberá pasar por la coraza. No hay una regla rápida para esto. Una corriente puede ser grande y la otra pequeña, el espaciado de los deflectores puede ser tal que en cierta vez el área de flujo del lado de la coraza a_s sea grande. Afortunadamente cualquier selección se puede corroborar intercambiando las dos corrientes y viendo qué arreglo da los mayores valores de U_C sin exceder la caída de presión permitida. Particularmente y en preparación para métodos posteriores hay alguna ventaja, sin embargo. de empezar los cálculos por el lado de los tubos, y será conveniente establecer este hábito. Los pasos detallados para apreciar un intercambiador se bosquejan en seguida. Los suscritos s y t se usan para distinguir entre coraza y tubos, y para este bosquejo se supone que el flujo caliente está en la coraza. Colocando como siempre el flujo caliente a la izquierda, se retiene el método común de computar la MLDT.

Cálculo de un intercambiador **1-2** existente. Condiciones de proceso requeridas.

Fluido caliente: T_1, T_2, W, c, s, μ, k, R_d, ΔP
Fluido frío: t_1, t_2, w, c, s, μ, k, R_d, ΔP

Para el intercambiador se deben conocer los siguientes datos:

Lado de la coraza	Lado de los tubos
DI	Número y longitud
Espaciado de los deflectores	DE, BWG, y arreglo
Pasos	Pasos

(1) Balance de calor $Q = WC(T_1 - T_2) = wc(t_2 - t_1)$

(2) Diferencia verdadera de temperatura At:

$$\text{MLDT}, \qquad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}, \qquad S = \frac{t^* - t_1}{T_1 - t_1} \tag{5.14}$$

Δt = MLDT $\times$ F_T (F_T de la Fig. 18) ***(7.42)***

(3 Temperatura calórica T_c y t_c:[13] (5.28), ***(5.29)***

Fluido ***caliente:*** lado de la ***coraza***	***Fluido frío: lado de los tubos***
(4') **Area** de flujo, $a_s = \text{DI} \times C'B/144P_T$, pies* [Ec. (7.1)]	(4) **Area** de flujo a,: **Area** de flujo por tubo a'_t de la Tabla **10, plg²** $a_t = \frac{\text{No. de tubos} \times \text{área de flujo/tubo}}{\text{No. de pasos}} = N_t a'_t/144n$, pies* [Ec. (7.48)]
(5') Masa vel, $G_s = W/a_s$, lb(h) (pie²) [Ec. (7.2);	(5) Masa vel, $G_t = w/a_t$, lb/(h) (pie").
(6') Obtenga D_e de la Fig. 28 o **calcu** le de **Ec.** (7.4).	(6) Obtenga D de la Tabla 10, pies.
Obtenga μ a T_c, **lb/(pie)(h)** = cp $\times$ 2.42	Obtenga μ a t_c, **lb/(pie)** (h) = cp $\times$ 2.42
$Re_s = D_e G_s/\mu$	Re, = DG_t/μ.
(7') Obtener j,, de Fig. 28	(7) Obtener j,, de Fig. 24.
(8') A T_c obtener c, **Btu/(lb)** ("F) **y** k, **Btu/(h)(pie²)(°F/pie).** Compute* $(c\mu/k)^{1/3}$.	(8) A t_c obtener c, **Btu/(lb) (°F) y** k, **Btu/(h)(pie²)(°F/pie).** Compute* $(c\mu/k)^{1/3}$.
(9') $h_o = j_H \frac{k}{D}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}\phi_s$ [Ec. (6.15*b*)]	(9) $h_i = j_H \frac{k}{D_0}\frac{c\mu}{k}^{1/3}\phi_t$ [Ec. (6.15*a*)]
(10') Temperatura de la pared del **tubo,** t_w $t_w = t_c + \frac{h_o/\phi_s}{h_{io}/\phi_t + h_o/\phi_s}(T_c - t_c)$ [Ec. (5.31)]	(10) $\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} \times \frac{\text{DI}}{\text{DE}}$ [Ec. (6.5)]
(11') Obtenga μ_w y $\phi_s = (\mu/\mu_w)^{0.14}$. [Fig. 24]	(11) Obtenga t_w de (10'). Obtenga μ_w y $\phi_t = (\mu/\mu_w)^{0.14}$ [Fig. 24]
(12') Coeficiente corregido, $h_o = \frac{h_o\phi_s}{\phi_s}$ [Ec. (6.36)]	(12) Coeficiente corregido, [Ec. (6.37)]

[13] **El uso de las temperaturas calóricas está en contradicción parcial con la derivación de la diferencia de temperatura para un intercambiador 1-2 en flujo paralelo-contracorriente en el cual se supuso U constante. El uso de las temperaturas calóricas presume que una variación lineal de** U **con respecto a** t **puede considerarse en el cálculo del** producto $U_{\text{calórica}}$ **At, donde** At **es la diferencia verdadera de temperatura en el proceso flujo paralelo-contracorriente cuando** U **es constante.**

* **Una gráfica conveniente de** $k(c\mu/k)^{1/3}$ **vs.** μ **para fracciones de petróleo se da en la Fig. 16**

(13) Coeficiente total limpio U_C:

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} \qquad (6.38)$$

(14) Coeficiente total de diseño U_D: Obtenga la superficie extema/pie lin a'' de la Tabla 10 del Apéndice.
Area de transferencia de calor, A = $a''LN_t$, pie².

$$U_D = \frac{Q}{A\,\Delta t} \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)}$$

(15) Factor de obstrucción R_d:

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} \quad \text{(h)(pie²)(°F)/Btu} \qquad (6.13)$$

Si R_d iguala o excede al factor de obstrucción requerido, siga con la caída de presión.

Caída de Presión

(1') Para Re, en (6') obtenga f, pie²/ plg² [Fig. 29]

(2') Nº. de cruces, N + 1 = 12L/B [Ec. (7.4311

(3') $\Delta P_s = \frac{fG_s^2 D_s(N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi_s}$ lb/plg² Ec. (7.44,'

(1) Para Re, en (6) obtenga f, pie*/ plg² [Fig. 261

(2) $\Delta P_t = \frac{fG_t^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} Ds\phi_t}$ [Ec. (7.45)]

(3) $\Delta P_r = \frac{4n}{s}\frac{V^2}{2g'}\frac{62.5}{144}$ lb/plg² [Ec. (7.46)]

[Ec. (7.47)]

$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$ lb/plg²

EJEMPLO 7.3. Cálculo de un intercambiador de kerosena-aceite crudo. 43 800 lb/h de una kerosena de **42°API** salen del fondo de la columna de destilación a 390°F y deben enfriarse a 200°F mediante 149 000 **lb/h** de un crudo de **34°API** que viene del tanque de almacenamiento a 100°F y se calienta a 170°F. Se permite una **caída** de presión de 10 **lb/plg²** en las dos corrientes y de acuerdo con la Tabla 12, un factor de obstrucción combinado de 0.003 debe considerarse.

Se dispone para este servicio un intercambiador de **21¼** plg DI que tiene 158 tubos de 1 plg DE, 13 BWG y **16'0"** de largo y están arreglados en cuadro de **1¼** plg de paso. El haz de tubos está arreglado para cuatro **pasos y los** deflectores están espaciados a 5 plg.

Será adecuado el intercambiador; **¿cuál** es el factor de obstrucción?

Solución:

Intercambiador:

Coraza	**Tubos**
DI = 21¼ plg	Número y longitud = 158, 16'0"
Espaciado de los deflectores = 5 plg	**DE, BWG, paso** = 1 plg, 13 BWG, **1¼ plg** en cuadro
pesos = 1	**Pasos = 4**

(1) Balance de calor:
Kerosena, Q = 43 800 × 0.605(390 − 200) = 5 100 000 Btu/h
Crudo. Q = 149 000 × 0.49(170 − 100) = 5 100 000 Btu/h

(2) At:

Fluido caliente		Fluido frio	Dif.	
390	Alta Temp.	170	220	
200	Baja Temp.	100	100	
190	Diferencias	70	120	$(\Delta t_2 - \Delta t_1)$
$(T_1 - T_2)$		$(t_2 - t_1)$		

MLDT = 152.5°F (5.14)
$R = \frac{190}{70} = 2.71$
$S = \frac{70}{390 - 100} = 0.241$
$F_T = 0.905$ (Fig. 18)
At = 0.905 × 152.5 = 138°F (7.42)

(3) T_c y t_c:
$\frac{\Delta t_c}{\Delta t_h} = 0.455$ (Fig. 17)
$K_c = 0.20$ (el crudo controla)
$F_c = 0.42$
$T_c = 200 + 0.42 \times 190 = 280°F$ (5.28)
$t_c = 100 + 0.42 \times 70 = 129°F$ (5.29)

Puesto que el área de flujo tanto del lado de la coraza como de los tubos será casi igual, suponga que la corriente mayor fluye dentro de los tubos Y empiece el cálculo en el lado de los tubos.

Fluido caliente: lado de la coraza, kerosena

(4') Arena de flujo, $a_s = \frac{ID \times C'B}{144P_T}$ [Ec. (7.1)]
$= \frac{21.25 \times 0.25 \times 5}{144 \times 1.25} = 0.1475$ pie2

(5') Masa vel, $G_s = W/a_s$ [Ec. (7.2)]
= 43 800/0.1475 = 297 000 lb/(h)(pie²)

(6') $Re_s = D_e G_s/\mu$ [Ec. (7.3)]
A T_c = 280°F, μ = 0.40 × 2.42 = 0.97 lb/(pie)(h) [Fig. 14]
$D_e = 0.99/12 = 0.0825$ pie [Fig. 28]
$Re_s = 0.0825 \times 297\,000/0.97 = 25\,300$

(7') j_H = 93 [Fig. 281

(8') A T_c = 280°F, c = 0.59 Btu/(lb)(°F) [Fig. 41

Fluido frío: lado ***de*** los ***tubos, crudo rosena***

(4) Area de flujo, a'_t = 0.515 plg² [Tabla 10]
$a_t = N_t a'_t/144n$ [Ec. (7.48)]
= 158 x 0.5151144 x 4 = 0.141 pie²

(5) lb/(h)(pie²) Masa vel, $G_t = w/a_t$
= 149 000/0.141 = 1060 000

(6) $Re_t = DG_t/\mu$
A t_c = 129°F, μ = 3.6 × 2.42 = 8.7 lb/(pie)(h) [Fig. 14]
D = 0.81/12 = 0.0675 pie [Tabla 10]
Re_t = 0.0675 x 1 060 000/8.7 = 8220

(7) $L/D = 16/0.0675 = 237$
j_H = 31 [Fig. 24]

(8) A t_c = 129°F.
c = 0.49 Btu/(lb)(°F) [Fig. 4]

$k = 0.0765$ Btu/(h)(pie²)(°F/pie) [Fig. 1]

$(c\mu/k)^{1/3} = (0.59 \times 0.97/0.0765)^{1/3} = 1.95$

(9') $h_o = j_H \frac{k}{D_e}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}\phi_s$ [Ec. (6.15b)]

$\frac{h_o}{\phi_s} = 93 \times \frac{0.0765}{0.0825} \times 1.95 = 169$

(10') Temperatura de la pared del tubo :

$$t_w = t_c + \frac{h_o/\phi_s}{h_{io}/\phi_t + h_o/\phi_s}(Tc - t_c)$$ [Ec. (5.31)]

$$= 129 + \frac{169}{109 + 169}(280 - 129)$$

$= 221°F$

(ll') A $t_w = 221$ °F, $\mu_w = 0.56 \times 2.42 = 1.36$ lb/(pie)(h) [Fig. 141

$\phi_s = (\mu/\mu_w)^{0.14} = (0.97/1.36)^{0.14} = 0.96$ [Fig. 24, inserto]

(12') Coeficiente corregido, $h_o = \frac{h_o}{\phi_s}\phi_s = 169 \times 0.96 = 162$ Btu/(h)(pie²)(°F) [Ec. (6.36)]

$k = 0.077$ Btu/(h)(pie²)(°F/pie) [Fig. 1]

$(c\mu/k)^{1/3} = (0.49 \times 8.7/0.077)^{1/3} = 3.81$

(9) $h_i = j_H\left(\frac{k}{D}\right)\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}\phi_t$ [Ec. (6.15a)]

$\frac{h_i}{\phi_t} = 31 \times \frac{0.077}{0.0675} \times 3.81 = 135$

(10) $h_{io} = \frac{h_i}{\phi_t} \times \frac{DI}{DE} = 135 \times \frac{0.81}{1.0} = 109$ [Ec. (6.5)]

(11) A $t_w = 221$°F, $\mu_w = 1.5 \times 2.42 = 3.63$ lb/(pie)(h) [Fig. 14]

$\phi_t = (\mu/\mu_w)^{0.14} = (8.7/3.63)^{0.14} = 1.11$ [Fig 24, inserto1

(12) Coeficiente corregido, $h_{io} = \frac{h_{io}}{\phi_t}\phi_t = 109 \times 1.11 = 121$ Btu/(h)(pie²)(°F) [Ec. (6.37)]

(13') Coeficiente total U_C:

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{121 \times 162}{121 + 162} = 69.3 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)} \quad (6.38)$$

(14) Coeficiente total de diseño U_D:

a'' = 0.2618 pie²/pie lin (Tabla 10)

Superficie total, A = 158 × 16'0" × 0.2616 = 662 pies*

$$U_D = \frac{Q}{A\Delta t} = \frac{5\,100\,000}{662 \times 138} = 55.8 \text{ Btu/(h)(pies²)(°F)}$$

(15) Factor de obstrucción R_d:

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{69.3 - 55.8}{69.3 \times 55.8} = 0.00348 \text{ (h) (pies²) (°F)/Btu} \quad (6.13)$$

Sumario

162	h exterior	121
U_C	69.3	
U_D	55.8	
R_d Calculado	0.00348	
R_d Requerido	0.00300	

Caída de Presión

(1') **Para** Re, = 25 300,
f = 0.00175 **pies²/plg²** [Fig. **29**]
s = 0.73 [Fig. **6**]
D_s = **21.25/12 = 1.77** pie

(2') No. de cruces, $N + 1 = 12L/B$ **[Ec. (7.43)]**
= 12 × **16/5** = 39

(3') $\Delta P_s = \dfrac{fG_s^2 D_s(N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi_s}$ **[Ec. (7.44)]**

$= \dfrac{0.00175 \times 297\ 000^2 \times 1.77 \times 39}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0825 \times 0.73 \times 0.96}$

ΔP_s = **3.5 lb/plg²**
ΔP_s permitida = 10.0 **lb/plg²**

(1) Para Re, = 8220,
f = 0.000285 **pies²/plg²** [Fig. **26**]
s = 0.83 [Fig. **6**]

(2) $\Delta P_t = \dfrac{fG_t^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t}$ **[Ec. (7.45)]**

$= \dfrac{0.000285 \times 1\,060\,000^2 \times 16 \times 4}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0675 \times 0.83 \times 1.11}$

= 6.3 **lb/plg²**

(3) G_t = 1060 000 $\dfrac{V^2}{2g'}$ = 0.15 [Fig. **27**]

$\Delta P_r = \dfrac{4n}{s}\dfrac{V^2}{2g'}$ **[Ec. (7.46)]**

$= 4 \times \dfrac{4}{0.83}^{0.15} = 2.9$ **lb/plg²**

(4) AP, = ΔP_t + AP,
= 6.3 + 2.9 = 9.2 **lb/plg²**
[Ec. (7.47)]
AP, permitida = 10.0 **lb/plg²**

Se notará que se obtiene un factor de obstrucción de 0.00348 aun cuando solamente **se** requieran 0.003 para lograr un periodo de mantenimiento razonable. La caída de presión no se ha excedido y el **intercambiador** es satisfactorio vara el servicio.

Intercambiadores que usan agua. Operaciones de enfriamiento que usan agua en equipo tubular son bastante comunes. A pesar de su abundancia las características de **transferencia** de calor del **agua** la separan de todos los demás fluidos. Es corrosiva al acero, particularmente cuando la temperatura de la pared de los tubos es alta y además está presente aire disuelto, muchas plantas industriales usan tubos de materiales no ferrosos exclusivamente en los servicios de transferencia de calor en los que está involucrada el agua. Los tubos no ferrosos más comunes son de admiralty, latón rojo y cobre, aun cuando en ciertas localidades hay preferencia por el metal Muntz. aluminio al bronce y aluminio. Puesto que las corazas usualmente se fabrican de acero, el agua se maneja mejor dentro de los tubos. Cuando el agua fluye dentro de los tubos, no hay problema serio de corrosión. del carrete o en la tapa de la cabeza flotante, puesto que estas partes se hacen muy a menudo de hierro vaciado o acero vaciado. Los vaciados son relativamente pasivos al agua, y se pueden permitir grandes tolerancias para la corrosión sobre los requerimientos estructurales a un costo bastante bajo haciendo los vaciados más gruesos. Los cabezales de tubo o espejos se pueden hacer de placa

gruesa de acero con una tolerancia de cerca de ⅛ de plg sobre los requerimientos estructurales para efectos de corrosión, o se pueden fabricar de latón o aluminio sin tolerancia para la corrosión.

Cuando el agua se mueve a baja velocidad a través de los tubos, el lodo y la lama que resultan de la acción microbiana se adhieren a los tubos y serían arrastrados si hubiera alta turbulencia. Como una práctica común, deben evitarse velocidades menores de 3 pies/seg en agua de enfriamiento, aun cuando en ciertas localidades se requieren velocidades mínimas de 4 pies/seg para una operación continua. Otro factor de considerable importancia es la depositación de incrustación mineral. Cuando el agua con un contenido promedio de minerales y aire se lleva a una temperatura en exceso de los 120°F, se encuentra que el movimiento de los tubos se hace excesivo, y por esta razón deben evitarse temperaturas de agua a la salida mayores de 120°F.

El agua de enfriamiento raramente es abundante o se puede disponer sin costo. Uno de los problemas más serios que confrontan las industrias químicas y de generación de fuerza, resulta de la disminución gradual de agua superficial del subsuelo en áreas de concentración industrial. Esto puede parcialmente resolverse mediante el uso de torres de enfriamiento (Cap. 17), las que rehúsan el agua de enfriamiento y reducen los requerimientos a únicamente el 2% de la cantidad de agua requerida si ésta se usara una sola vez. El agua de río puede ser una solución parcial de la deficiencia de agua en el subsuelo, pero esto es costoso y presupone la proximidad de un río. El agua de río usualmente debe filtrarse a través de mallas movibles y bombearse a distancias considerables, y en algunas localidades el agua de río de áreas industriales congestionadas requiere enfriamiento en torres antes de que se pueda usar.

Muchas municipalidades (de EE.UU.), han legislado en contra del uso del agua pública para propósitos de enfriamiento en gran escala y no permiten más que el uso de ella para propósitos de compensación en sistemas de torres de enfriamiento o estanques enfriadores. Donde está disponible, el agua municipal corresponde a un promedio de costo de 1 centavo por 1000 galones, aun cuando tiene la ventaja de estar disponible de 30 a 60 lb/plg² de presión, lo que es adecuado para muchas condiciones de proceso incluyendo la caída de presión en los intercambiadores. Cuando se usan torres de enfriamiento, el costo del agua se determina por el del agua fresca, bombeo, gasto de los abanicos y depreciación.

La curva de transferencia de calor para el lado de la coraza (Fig. 28) correlaciona muy bien para el flujo de -agua a través del

banco de tubos. La alta conductividad térmica del agua tiene como resultado coeficientes de película de valor relativamente elevado comparados con los fluidos orgánicos. Sin embargo, el uso de la curva (Fig. 24) para el lado de los tubos, da coeficientes que son generalmente altos. En su lugar, se recomiendan los datos de Eagle y Ferguson [14] para agua sola (Fig. 25) fluyendo dentro de tubos. Puesto que esta gráfica es solamente para agua, ha sido posible graficar coeficientes de película contra velocidad en pies por segundo con la temperatura como parámetro. Los datos se han graficado con tubo de ¾ de plg y 16 BWG como tubo base, y el factor de corrección obtenido del inserto en la Fig. 25 deberá aplicarse cuando se use cualquier otro diámetro interior.

En los intercambiadores agua con agua, con coeficientes de película individuales que varían de 500 a 1 500, tanto para la coraza como para los tubos, la selección del factor de obstrucción amerita una seria meditación. Como ejemplo, si se obtienen coeficientes de película de 1 000 para la coraza y los tubos, la resistencia combinada es 0.002, o U_C = 500. Si se requiere un factor de obstrucción de 0.004, este factor se transforma en la resistencia controlante. Cuando el factor de obstrucción es 0.004, U_D debe ser menor que 1/0.004 o 250. Siempre que existan coeficientes mayores en ambos lados del intercambiador, deben evitarse los factores de obstrucción innecesariamente grandes.

El siguiente problema es de ocurrencia común en casos de fuerza, relacionado con recuperación de calor. Aun cuando involucra un intercambio de tamaño moderado, la recuperación de calor es equivalente a casi 1 500 lb/h de vapor, lo que representa una economía considerable en el curso del año.

EJEMPLO 7.4. **Cálculo de un intercambiador agua destilada-agua cruda.** 175 000 lb/h de agua destilada entran a un intercambiador a 93°F y salen a 85°F. El calor debe ser transferido a 280 000 lb/h de agua cruda provenientes de una fuente de suministro a 75°F y salen del intercambiador a 80°F. Se permite una caída de presión de 10 lb/plg² en ambas corrientes y se prevé un factor de obstrucción de 0.0005 para el agua destilada y 0.0015 para agua cruda cuando la velocidad en los tubos excede a los 6 pie/seg.

Se dispone para este servicio de un intercambiador de 15¼ plg DI que tiene 160 tubos de ¾ de plg; DE, de 18 BWG y 16'0" de largo, arreglados en forma triangular con paso de 15/16 plg. El haz de tubos está arreglado en dos pasos, y los deflectores están espaciados a 12 plg.

¿Es adecuado este intercambiador?

[14] Eagle, A., y R. M. Ferguson, *Pro. Roy. Soc.*, A127, 540–566 (1930).

Solución:

Intercambiador:

Lado de la coraza	Lado de los tubos
DI = 15¼ plg	Número y longitud = 160, 16'0"
Espaciado de los deflectores = 12 plg	DE, BWG, paso = ¾ plg, 18 BWG, 15/16 de plg en triángulo
	Paso = 2

Paso = 1

(1) Balance de calor:
Agua destilada, Q = 175 000 × 1(93 − 85) = 1400 000 Btu/h
Agua cruda, Q = 280 000 × 1(80 − 75) = 1400 000 Btu/h

(2) At:

Fluido caliente		Fluido frío	Dif.
93	Alta temp.	80	13
85	Baja Temp.	75	10
8	Diferencias	5	3

MLDT = 11.4°F (5.14)

$$R = \frac{8}{5} = 1.6 \qquad S = \frac{5}{93 - 75} = 0.278$$

F_T = 0.945 (Fig. 18)
At = 0.945 X 11.4 = 10.75°F (7.42)

(3) T_c y t_c:

El promedio de temperaturas T_a y t_a de 89 y 77.5°F será satisfactorio para los rangos reducidos y ϕ_s y ϕ_t tomadas como 1.0. Probar el fluido caliente dentro de la coraza como experimento, puesto que es el más pequeño de los dos.

Fluido caliente: coraza, agua destilada

(4') a_s = ID × $C'B/144P_T$ [Ec. (7.1)]
= 15.25 × 0.1875 × 12/144 × 0.9375 = 0.254 pie²

(5') G_s = W/a_s [Ec. (7.2)]
= 175 000/0.254
= 690 000 lb/(h)(pies²)

(6') A T_a = 89°F,
μ = 0.81 × 2.42
= 1.96 lb/(pie)(h) [Fig. 14]
D_e = 0.55/12 = 0.0458 pie [Fig. 28]

Fluido frío: ***Tubos, agua cruda***

(4) a_t' = 0.334 plg² [Tabla 10]
$a_t = N_t a_t'/144n$ [Ec. (7.48)]
= 160 × 0.334/144 X 2 = 0.186 pie²

(5) $G_t = w/a_t$
= 280 000/0.186
= 1505 000 lb/(h)(pie²)

Vel, $V = G_t/3600\rho$
= 1 505 000/3600 × 62.5
= 6.70 pies/seg

(6) A t_a = 77.5°F,
μ = 0.92 × 2.42
= 2.23 lb/(pie)(h) [Fig. 14]

Re, = $D_e G_s/\mu$ **[Ec. (7.3)]**
= 0.0458 × 690 **000/1.96**
= 16 200

(7') j_H = 73 [Fig. **28]**

(8') A T_a = **89°F,** c = 1.0 **Btu/**(lb)(**°F)**
k = 0.36 **Btu/(h)(pie²)(°F/pie)** [Tabla **4]**
$(c\mu/k)^{1/3}$ = (1.0 × **1.96/0.36)**$^{1/3}$ = 1.76

(9') $h_o = j_H \frac{k}{D_e}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \times 1$ **[Ec. (6.15*b*)]**
= 73 × 0.36 X **1.76/0.0458 = 1010**

(10') (ll') (12') Las pequeñas diferencias entre las temperaturas promedio eliminan la necesidad de corrección en **la** pared del tubo, y ϕ_s = 1.

D = **0.65/12** = 0.054 pie *(Re, es* **únicamente** para caída de presión) [Tabla **10]**

Re, = DG_t/μ
= 0.054 × 1 505 **000/2.23**
= 36 400

(9) h_i = 1350 × 0.99 = 1335 **[Fig.** 251

h_{io} = h_i × **ID/OD** = 1335 × **0.65/0.75** = 1 155 **[Ec. (6.5)]**

(13) Coeficiente total U_C:

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{1155 \times 1010}{1155 + 1010} = 537 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)} \quad (6.38)$$

Cuando ambos coeficientes de película son altos, la resistencia térmica **del** tubo metálico no necesariamente es insignificante como se supuso en la derivación de la **Ec.** (6.38). Para tubo de 18 BWG, R_m = 0.00017 y para cobre R_m = 0.000017.

(14) Coeficiente total de diseño U_D:

Superficie **externa/pie,** a'' = 0.1963 **pie²/pie**
A = 160 × **16'0"** × 0.1963 = 502 pies*

$$U_D = \frac{Q}{A\Delta t} = \frac{1\,400\,000}{502 \times 10.75} = 259 \quad (5.3)$$

(15) Factor de obstrucción R_d:

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C \times U_D} = \frac{537 - 259}{537 \times 259} = 0.0020 \text{(h) (pie²) (°F)/Btu} \quad (6.13)$$

Sumario

1010 h exterior, **1155**	
U_C	537
UD	259
R_d Calculada	0.0020
R_d Requerida	0.0020

Caída de Presión

(1') Para *Re,* = 16 200,
f = 0.0019 **pie²/plg²** **[Fig. 29]**

(1) Para *Re,* = *36 400,*
f = 0.00019 **pie²/plg²** **[Fig. 26]**

Caída de Presión

(2') No. de cruces,
$N + 1 = 12L/B$ [Ec. (7.43)]
$= 12 \times 16/12 = 16$
$D_s = 15.25/12 = 1.27$ pie

(3') $\Delta P_s = \dfrac{fG_s^2 D_s(N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi_t}$ [Ec. (7.44)]

$= \dfrac{0.0019 \times 690\,000^2 \times 1.27 \times 16}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0458 \times 1.0 \times 1.0}$

$= 7.7$ lb/plg²

ΔP_s permitida = 10.0 lb/plg²

(2) $\Delta P_t = \dfrac{fG_t^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t}$ [Ec. (7.45)]

$= \dfrac{0.00019 \times 1505000^2 \times 16 \times 2}{5.22 \times 10^{10} \times 0.054 \times 1.0 \times 1.0}$

$= 4.9$ lb/plg²

(3) AP, $G_t = 1\,505\,000$, $V^2/2g'$
$= 0.33$ [Fig. 27]
AP, $= (4n/s)(V^2/2g')$ [Ec. (7.46)]
$= \frac{4 \times 2}{1} \times 0.33 = 2.6$ lb/plg²

(4) $\Delta P_T = P_t + P_r$ [Ec. (7.47)]
$= 4.9 + 2.6 = 7.5$ lb/plg²
ΔP_T Permitida $= 10.0$ lb/plg²

Se ha visto que el coeficiente total para este problema es cinco veces el del Ej. 7.3 de intercambiador kerosena-gasolina, la principal diferencia se debe a las excelentes propiedades térmicas del agua. El intercambiador es satisfactorio para el servicio.

Agua de salida; temperatura óptima Al usar agua como medio de enfriamiento para una aplicación dada, es posible circular una gran cantidad dentro de un margen pequeño de temperatura o una cantidad pequeña con un margen grande de temperatura. Naturalmente, el rango de temperaturas del agua afecta la MLDT. Si se usa una cantidad grande, t_2 estará más alejada de T_1 y se necesitará menos superficie a resultas de una mayor MLDT. Aun cuando esto reducirá la inversión inicial y los cargos fijos, puesto que la depreciación y mantenimiento será también menor, los costos de operación aumentarán debido a la mayor cantidad de agua. Es claro que debe haber un óptimo entre las dos condiciones: mucha agua y poca superficie o poca agua y mucha superficie.

En seguida se supone que la presión del agua en la línea es suficiente para vencer la caída de presión del intercambiador y que el costo de aquella se relaciona únicamente con la cantidad que se usa. También se supone que el enfriador trabaja a contracorriente verdadera, de manera que At = MLDT. Si la aproximación es pequeña o si hay un cruce de temperatura, la derivación siguiente requiere una estimación de F_T por la que la MLDT se multiplica.

El costo anual total del intercambiador a la planta será la suma del costo anual del agua y de los cargos fijos, que incluyen mantenimiento y depreciación.

Si C_T es el costo total anual,

C_T = (costo de agua/lb) (lb/h) (horas anuales)
+ (cargos fijos anuales/pie²) (pie*)

$$Q = wc(t_2 - t_1) = UA(\text{MLDT}) \qquad (7.49)$$

Sustituyendo los términos del balance de calor en la Ec. (7.49), donde $w = Q/[c(t_2 - t_1)]$ y la superficie $A = Q/U(\text{MLDT})$

$$C_T = \frac{Q\theta C_W}{c(t_2 - t_1)} + \frac{C_F Q}{U(\text{MLDT})}$$

donde θ = horas de operación anuales
C_W = costo del agua/lb
C_F = cargos fijos anuales/pie²

Suponiendo U constante

$$\text{MLDT} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2/\Delta t_1}$$

Manteniendo todos los factores constantes excepto la temperatura de agua a la salida y consecuentemente Δt_2,

$$C_T = \frac{Q\theta C_W}{c(t_2 - t_1)} + \frac{C_F Q}{U\left[\dfrac{T_1 - t_2 - \Delta t_1}{\ln (T_1 - t_2)/\Delta t_1}\right]} \tag{7.50}$$

Las condiciones óptimas ocurrirán cuando el costo total anual sea un mínimo, esto es, cuando $dC_T/dt_2 = 0$.

Diferenciando e igualando las respectivas partes,

$$\frac{U\theta C_W}{C_F c}\left(\frac{T_1 - t_2 - \Delta t_1}{t_2 - t_1}\right)^2 = \ln \frac{T_1 - t_2}{\Delta t_1} - \left[1 - \frac{1}{(T_1 - t_2)/\Delta t_1}\right] \tag{7.51}$$

La Ec. (7.51) ha sido graficada por Colburn y se reproduce en la Fig. 7.24.

EJEMPLO 7.5. Cálculo de la temperatura óptica del agua de salida. Un fluido viscoso se enfría de 175 a 150°F con agua disponible a 85°F. ¿Cuál es la temperatura óptima en el agua de salida?

$$175 - x = \Delta t_2$$
$$150 - 85 = \Delta t_1 = 65$$

Será necesario primero suponer un valor de U. Puesto que el material es viscoso, suponga $U = 15$. Para evaluar el grupo $U\theta C_W/C_F c$:

θ = 8 000 h de operación anuales

C_W = calculado a \$0.01/1 000 gal = 0.01/8 300, dólares/lb.

Para los cargos anuales suponga 20% de reparación y mantenimiento y 10% de depreciación. A un costo unitario de 4 dls por pie², el cargo fijo anual es

$$\$4 \times 0.30 = \$1.20$$

El calor específico del agua se toma como 1.0.

$$\frac{U\theta C_W}{\text{CFC}} = \frac{15 \times 3000}{1.20 \times 1.0}\left(\frac{0.01}{8300}\right) = 0.1205$$

$$\frac{T_1 - T_2}{\Delta t_1} = \frac{175 - 150}{150 - 85} = 0.39$$

De la Fig. 7.24

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = 0.96$$

$$\Delta t_2 = T_1 - t_2 = 0.96 \times 65 = 62.3°F$$

$$t_2 = 175 - 62.3 = 112.7°F$$

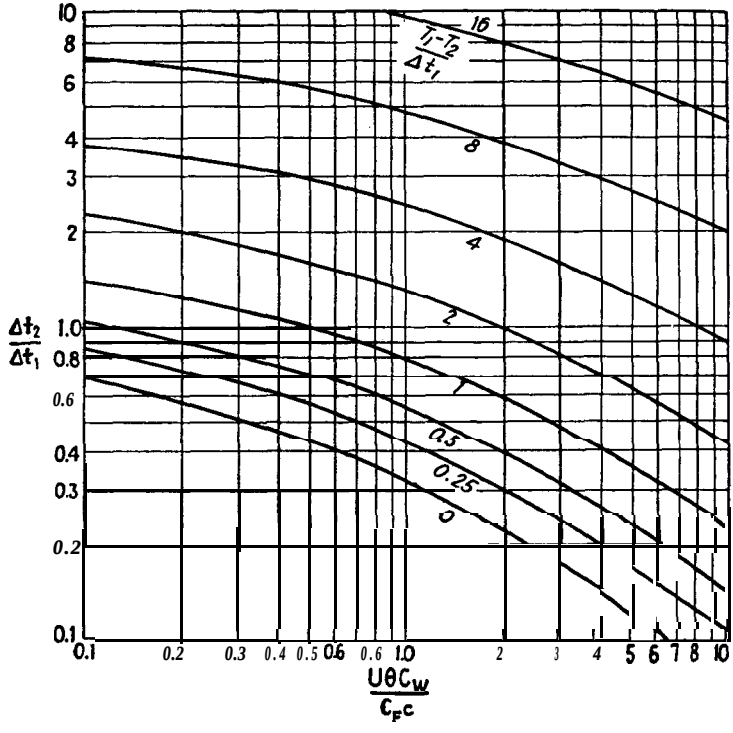


FIG. 7.24. Temperaturas óptimas de agua de salida. (*Perry, Chemical Engineers' Handbook, McGraw-Hill Book Company, Inc.,* New York, 1950)

Cuando el valor de U es alto o hay amplios márgenes de temperatura en el fluido caliente, la temperatura óptima del agua de salida puede estar considerablemente arriba del límite de 120°F. Esto no es completamente correcto, puesto que el costo de mantenimiento subirá probablemente de una manera considerable sobre el 20% del costo inicial cuando la temperatura suba arriba de 120°F. Usualmente no se dispone de esta información, aumento de costo de mantenimiento con el aumento de la temperatura de salida, ya que tales datos involucran no solamente pruebas destructivas sino que los records pueden llevarse por periodos de tiempo bastante largos.

Intercambiadores para soluciones. Una de las clases más comunes de intercambiadores comprende el enfriamiento o calentamiento

de soluciones para las que hay escasez de datos físicos. Esto es comprensible, ya que se requieren esquemas de propiedad VS temperatura tanto para las combinaciones de soluto y solvente como para las diferentes concentraciones. Algunos de los datos disponibles en la literatura y otros estudios, permiten la formulación de reglas para estimar las propiedades de transferencia de calor de soluciones, cuando estas reglas se usan con considerable precaución. Las reglas son las siguientes:

Conductividad térmica:

Soluciones de ***líquidos orgánicos:*** Usese conductividad por peso.

Soluciones de líquidos orgánicos y agua:úsese 0.9 veces la conductividad por peso.

Soluciones de sales y agua circuladas a través de la coraza: úsese 0.9 veces la conductividad del agua hasta concentraciones de 30%.

Soluciones de sales y agua circulando a través de los tubos y que no excede a 30% : úsese la Fig. 24 con conductividad de 0.8 veces la del agua.

Dispersiones coloidales : úsese 0.9 veces la conductividad del líquido dispersor.

Emulsiones : úsese 0.9 veces la conductividad del líquido que rodea las gotitas.

Calor específico:

Soluciones orgánicas: úsese calor específico por peso.

Soluciones orgánicas en agua: úsese calor específico por peso.

Sales fusibles en agua: úsese el calor específico por peso donde el calor específico en la sal está referido al estado cristalino.

Viscosidad:

Sustancias orgánicas en líquidos orgánicos: Usese el recíproco de la suma de los términos, (fracción peso/viscosidad) para cada componente.

Líquidos orgánicos en agua: úsese el recíproco de la suma de los términos, (fracción peso/viscosidad) para cada componente

Sales en agua donde la concentración no excede a 30% y donde se conoce que no resulta una solución siruposa: úsese el doble de la viscosidad del agua. Una solución de hidróxido de sodio en agua aun a muy bajas concentraciones deberá considerarse siruposa y no se puede estimar.

Siempre que se disponga de datos de laboratorio o éstos puedan ser obtenidos, serán preferibles a cualquiera de las reglas anteriores. En seguida se demuestra la solución de un problema que involucra una solución acuosa :

EJEMPLO 7.6. **Cálculo** de un enfriador de **solución** de fosfato. 20 160 **lb/h** de una solución de K_3PO_4 al **30%**, de gravedad específica a 120°F = 1.30, debe enfriarse de 150 a **90°F** usando agua de pozo de 68 a **90°F.** Se permiten caídas de presión de 10 **lb/plg²** en las dos corrientes, y se requiere un factor total de obstrucción de 0.002.

Se dispone para este servicio de un intercambiador 1-2 de 10.02 plg DI que tiene 52 tubos de ¾ plg DE, de 16 BWG y **16'0"** de largo arreglados en cuadro de 1 plg de paso. El haz de tubos está arreglado para dos pasos, y los deflectores espaciados a 2 plg.

¿ Será adecuado el intercambiador?

Solución:

Intercambiador:

coraza	*tubos*
DI = 10.02 plg	Número y longitud = 52, **16'0"**
Espaciado de los deflectores = 2 plg	DE, BWG, paso = ¾ plg, 16 BWG, **cuadro** de una plg
Pasos = 1	Pasos = 2

(1) Balance de calor:

Calor específico de la solución de fosfato = $0.3 \times 0.19 + 0.7 \times 1$ = 0.757 **Btu/(lb)(°F)**

30% solución K_3PO_4, Q = 20 160 × **0.757**(150 − 90) = 915 000 **Btu/h**

Agua, Q = 41600 × **1.0(90** − 68) = 915 000 **Btu/h**

(2) At:

Fluido caliente		Fluido frío	Dif.
150	**Alta Temp.**	90	60
90	**Baja Temp.**	68	22
60	**Diferencias**	22	38

MLDT = **37.9°F** (5.14)

$$R = \frac{60}{22} = 2.73 \qquad S = \frac{22}{150 - 68} = 0.268$$

F_T = **0.81** **(Fig. 18)**

At = 0.81 X 37.9 = **30.7°F** (7.42)

(3) T_c Y t_c . Las temperaturas promedio T_a y t_a de 120 y 79°F serán satisfactorias.

Fluido caliente: coraza solución de fosfato | *Fluido frío: tubos, agua* (6.13)

(4') $a_s = DI \times C'B/144P_T$ [Ec. (7.1)]
$= 10.02 \times 0.25 \times 2/144 \times 1$
$= 0.0347$ pie*

(5') $G_s = w/a_s$
$= 20\,160/0.0347$
$= 578\,000$ lb/(h)(pie²)

(6') A $T_a = 120°F$,
$\mu = 2\mu_{agua} = 1.20 \times 2.42$
$= 2.90$ lb/(pie)(h) [Fig. 14]
$D_e = 0.95/12 = 0.079$ pie [Fig. 261
$Re_s = D_eG_s/\mu$ [Ec. (7.3)]
$= 0.079 \times 578\,000/2.90 = 15\,750$

(7') $j_H = 71$ [Fig. 28]

(8') A $T_a = 120°F$, $k = 0.9k_{agua}$
$= 0.9 \times 0.37$
$= 0.33$ Btu/(h)(pie*)(°F/pie)
$(c\mu/k)^{1/3} = (0.757 \times 2.90/0.33)^{1/3} = 1.88$

(9') $h_o = j_H \frac{k}{D_e}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \times 1$ [Ec. (6.15b)]
$= 71 \times 0.33 \times 1.88/0.079$
$= 558$ Btu/(h)(pie²)(°F)

(10') (11') (12') ϕ_s y $\phi_t = 1$

(4) $a'_t = 0.302$ plg² [Tabla 10]
$a_t = N_t a'_t/144n$
$= 52 \times 0.302/144 \times 2 = 0.0545$ pie*

(5) $G_t = w/a_t$
$= 41\,600/0.0545$
$= 762\,000$ lb/(h)(pie²)
$V = G_t/3600\rho = 762\,000/3600 \times 62.5$
$= 3.40$ pies/seg

(6) A $t_a = 79°F$, $\mu = 0.91 \times 2.42$
$= 2.20$ lb/(pie)(h) [Tabla 14]
$D = 0.62/12 = 0.0517$ pie [Tabla 101
(Re, es para caída de presión solamente)
$Re_t = DG_t/\mu$
$= 0.0517 \times 762\,000/2.20$
$= 17900$

(9) h_i 800 $\times$ 1.0 = 800 [Fig. 25]
$h_{io} = h_i \times DI/DE = 800 \times 0.62/0.75$
$= 662$ Btu/(h)(pie²)(°F) [Ec. (6.5)]

(13) Coeficiente total U_C:

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{662 \times 558}{662 + 558} = 363 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)(°F)} \quad (6.38)$$

(14) Coeficiente total de diseño U_D:

Superficie extema/pie, a" = 0.1963 pie (Tabla 10)
$A = 52 \times 16'0" \times 0.1963 = 163$ pie²

$$U_D = \frac{Q}{A\Delta t} = \frac{915\,000}{163 \times 30.7} = 133 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)(°F)}$$

(15) Factor de obstrucción R_d:

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{303 - 183}{303 \times 183} = 0.00216 \text{(h)(pie}^2\text{)(°F) Btu} \quad (6.13)$$

Sumario

558	*h* exterior	662
U_C	303	
U_D	183	
R_d Calculada	0.00216	
R_d Requerida	0.0020	

Caída de Presión

(1′) Para $Re_s = 15\,750$ $f = 0.0019$ pie²/plg² [Fig. 29]

(1) Para $Re_t = 17\,900$, $f = 0.00023$ pie²/plg² [Fig. 26]

(2′) No. de cruces, $N + 1 = 12L/B$ [Ec. (7.43)]
$= 12 \times 16\frac{1}{2}$
$= 96$

$D_s = 10.02/12 = 0.833$ pie

(3′) $\Delta P_s = \dfrac{fG_s^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi}$ [Ec. (7.44)]

$= \dfrac{0.0019 \times 578\,000^2 \times 0.833 \times 96}{5.22 \times 10^{10} \times 0.079 \times 1.30 \times 1.6}$

$= 9.5$ lb/plg²

ΔP_s Permitida $= 10.0$ lb/plg²

(2) $\Delta P_t = \dfrac{fG_t^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t}$ [Ec. (7.45)]

$= \dfrac{0.00023 \times 762\,000^2 \times 16 \times 2}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0517 \times 1.0 \times 1.0}$

$= 1.6$ lb/plg²

(3) $G_t = 762\,000$, $\dfrac{V^2}{2g'} = 0.08$ [Fig. 27]

$\Delta P_r = \dfrac{4n}{s} \dfrac{V^2}{2g'}$ [Ec. (7.46)]

$= \dfrac{4 \times 2}{1} \times 0.08 = 0.7$ lb/plg²

$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$ [Ec. (7.47)]

$= 1.6 + 0.7 = 2.3$ lb/plg²

AP, Permitida = 10.0 lb/plg²

El intercambiador es satisfactorio para el servicio.

Vapor como medio de calentamiento. Hasta aquí ninguno de los servicios de transferencia de calor estudiados ha empleado vapor, aun cuando es por mucho, el más común de los medios de calentamiento. Como medio de calentamiento el vapor introduce algunas dificultades: (1) El condensado caliente es muy corrosivo, y se debe tener cuidado para evitar que el condensado se acumule dentro del intercambiador donde el contacto con las partes metálicas causa danos. (2) Las líneas de condensado deben conectarse con bastante cuidado. Suponga que se usa vapor de escape a 5 lb/plg²g y 228°F para calentar un fluido frío a una temperatura de entrada de 100°F. La temperatura de la pared del tubo estará entre las dos, pero más cerca a la del vapor, digamos, 180°F, lo que corresponde a una presión de saturación de solamente 7.5 lb/plg²a para el condensado en la pared del tubo. Aun cuando el vapor entró a 5 lb/plg²g, la presión en el lado de vapor puede descender localmente a una presión menor que la atmosférica, de manera que el condensado *no* saldrá del calentador. En lugar de esto, se acumulará dentro del intercambiador hasta bloquear toda la superficie disponible para la transferencia de calor. Sin superficie, el vapor continúa sin condensarse y mantendrá su presión de entrada lo suficiente para expeler algo o todo el condensado acumulado, restituyendo la superficie, dependiendo del diseño. La operación de calentamiento se hará cíclica y para vencer esta dificultad y obtener un flujo uniforme será necesario emplear una trampa 0 succión para las cuales el arreglo de la tubería se discutirá en el Cap. 21.

Los coeficientes de transferencia de calor asociados con la condensación de vapor, son muy altos comparados con cualquiera de los que hemos estudiado hasta ahora. Es costumbre adoptar un valor

conservador convencional para el coeficiente de película, puesto que éste nunca es la película controlante, en lugar de obtenerlo por cálculo. En este libro para todos los servicios de calentamiento que empleen vapor de agua relativamente libre de aire, se usará un valor de 1 500 Btu/(h)(pie²)(°F) para la condensación de vapor sin considerar su localización. Así, $h_i = h_o = h_{io} = 1\ 500$.

Es ventajoso en el calentamiento conectar el vapor a los tubos del calentador en lugar de a la coraza. En esta forma, puesto que el condensado puede, ser corrosivo, la acción se confina al lado de los tubos solamente, mientras que si el vapor se introduce en la coraza, pueden dañarse ambos. Cuando el vapor fluye a través de los tubos de un intercambiador 1-2, no hay necesidad de más de dos pasos en los tubos. Puesto que el vapor es un fluido que se condensa isotérmicamente, la diferencia verdadera de temperatura At y la MLDT son idénticas.

Cuando se usa vapor sobrecalentado como medio de calentamiento, excepto en los desobrecalentadores, es costumbre despreciar el rango de temperatura de sobrecalentamiento, y considerar todo el calor cedido a temperatura de saturación correspondiente a la presión de operación. Un análisis más intensivo de la condensación del vapor, se efectuará en los capítulos que tratan con la condensación.

Caída de presión para vapor. Cuando el vapor se emplea en dos pasos del lado de los tubos, la caída de presión permitida deberá ser muy pequeña, menos de 1.0 lb/plg², particularmente si el condensado regresa por gravedad a la caldera. En un sistema de regreso de condensados por gravedad, éstos fluyen hacia la caldera debido a la diferencia en carga estática entre la columna vertical de vapor y la columna vertical de condensado. La caída de presión, incluyendo las pérdidas de entrada y de salida a través de un intercambiador, deben calcularse tomando la mitad de la caída de presión para el vapor, calculada en la forma usual por la Ec. (7.45) para las condiciones de entrada de vapor. La masa velocidad se calcula por el gasto de vapor de entrada y el área de flujo del primer paso (que no necesariamente es igual al primer paso). El número de Reynoids se basa en la masa velocidad y la viscosidad del vapor como se encuentra en la Fig. 15. La gravedad específica usada en la Ec. (7.45) es la densidad del vapor obtenida de la Tabla 7 para la presión de entrada dividida por la densidad del agua tomada a 62.5 lb/pie³.

Es claro que este calculo es una aproximación. Sin embargo, es conservador ya que la caída de presión por pie de longitud disminuye sucesivamente con el cuadrado de la masa velocidad, mien-

tras que la aproximación anterior supone un valor más cercano a la media de la entrada y salida.

Uso óptimo de vapor de escape y de proceso. Muchas plantas obtienen su fuerza de turbinas o máquinas no condensantes. En tales lugares, puede haber una abundancia de **vapor de** escape a presiones bajas de 5 a 25 lb/plg²g, que se considera como subproducto de los ciclos de potencia de la planta. Aunque presenta aspectos arbitrarios el método de estimar el costo del vapor de escape, éste será de 1 cuarto a 1 octavo el costo del vapor de proceso o vapor vivo. Aun cuando posee un alto calor latente, el vapor de escape tiene un valor limitado en el proceso, ya que la temperatura de saturación se encuentra usualmente entre 215 y 230°F. Si un líquido se debe calentar a 250 o 275°F, es necesario usar vapor de proceso a 100 o 200 lb/plg² generado en la planta de vapor especialmente para este uso.

Cuando un fluido debe calentarse a temperatura cercana o superior a la del vapor de escape, todo el calentamiento puede hacerse en una sola coraza usando únicamente el vapor de proceso. Como una alternativa, la carga de calor puede ser dividida en dos corazas, una que utilice tanto vapor de escape como sea posible y la otra usando el menor vapor de proceso posible. Esto conduce a un óptimo: si la temperatura de salida del fluido frío en el primer intercambiador se hace aproximar a la temperatura del vapor de escape lo más cercanamente posible, resultará un **At** pequeño y el intercambiador resultará grande. Por otra parte, si la aproximación no es tan cercana, el costo de operación debido a las cantidades mayores de vapor de proceso requeridas en el segundo calentador, aumentaran de manera que el costo inicial de las dos corazas no se justifique.

En **el** siguiente análisis se supone que la caída de presión, costo de bombeo y coeficientes totales son idénticos en un arreglo para un intercambiador simple y uno doble. Se supone también que los cargos fijos por pie cuadrado de superficie son constantes, aun cuando esto no es estrictamente cierto. La ecuación **del** costo se toma como la suma del vapor y cargos fijos y debido a que el vapor condensa isotérmicamente, **At** = MLDT.

$$C_T = wc(t - t_1)\theta C_E + A_1 C_F + wc(t_2 - t)\theta C_P + A_2 C_F \quad (7.52)$$

donde C_T = costo total anual, dólares
C_F = cargos fijos anuales, dólares/pie²
C_E = costo del vapor de escape, dólares/Btu
C_P = costo del vapor de proceso, dólares/Btu
T_E = temperatura del vapor de escape, °F

T_P = temperatura del vapor de proceso, °F
t = temperatura intermedia entre las corazas
θ = total de horas de operación anuales

$$A_1 = \frac{Q_1}{U\,\Delta t_1} = \frac{wc}{U} \ln \frac{T_E - t_1}{T_E - t} \qquad \text{y} \qquad A_2 = \frac{Q_2}{U\,\Delta t_2} = \frac{wc}{U} \ln \frac{T_P - t}{T_P - t_2}$$

Sustituyendo, diferenciando Ec. (7.52) con respecto a t, e igualando a cero

$$(T_P - t)(T_E - t) = \frac{C_F(T_P - T_B)}{(C_P - C_E)U\theta} \qquad (7.53)$$

EJEMPLO 7.7. Uso óptimo de vapor de escape y de proceso. Para calentar un líquido de 150 a 200°F se dispone de vapor de escape a 5 lb/plg² (≈228°F) y vapor de proceso a 85 lb/plg² (≈328°F). El costo del vapor de escape es de 5 cts por 1 000 lb, y el vapor de proceso a 30 cts por 1 000 lb. De la experiencia se puede esperar una transferencia de 50Btu/(h)(pie²)(°F). La suposición puede comprobarse después. Use como cargo fijo $1.20 por pie², 8 000 h anuales de trabajo, calor latente de 960.1 Btu/lb para el vapor de escape y 888.8 Btu/lb para el vapor de proceso.

Solución :

$$(328 - t)(228 - t) = \frac{1.20(328 - 228)}{(0.30/1000 \times 888.8 - 0.05/1000 \times 960)50 \times 8000} \qquad (7.53)$$

$$t = 218°F$$

Intercambiadores 1-2 sin deflectores. No todos los intercambiadores 1-2 tienen el 25% de deflectores segmentados. Cuando se desea que el fluido pase a través de la coraza con una caída de presión extremadamente pequeña, es posible apartarse. del uso de los deflectores segmentados y usar solamente placas de soporte. Estas son usualmente medios círculos, placas a las que se les corta el 50% y que proveen rigidez y previenen que los tubos se flexionen. Sucesivas placas de soporte se sobreponen en el diámetro de la coraza, de manera que todo el haz puede soportarse por dos semicírculos que sostienen una o dos hileras de tubos en común. Estos pueden espaciarse a mayor distancia que el diámetro de la coraza, pero cuando se emplean, se considera que el fluido de la coraza fluye a lo largo de los ejes en lugar de a través de los tubos. Cuando el fluido de la coraza fluye a lo *largo* de los tubos o los deflectores se cortan más del 25%, no se aplica a la Fig. 28. El flujo entonces es análogo al del ánulo en un intercambiador de dos tubos y puede ser tratado de una manera similar, usando un diámetro equivalente, basado en la distribución del área de flujo y el perímetro húmedo total de la coraza. El cálculo de la caída de presión en el lado de la coraza, será similar al del ánulo.

EJEMPLO 7.8. **Cálculo de un calentador sin** deflectores **para una solución de azúcar.** 200000 lb/h de una solución de azúcar al 20% de concentración (s = 1.08) deben calentarse de 100 a 122°F usando vapor a 5 lb/plg² de presión.

Se dispone para este servicio de un intercambiador 1-2 sin deflectores, de 12 plg DI, teniendo 76 tubos de ¾ plg DE, 16 BWG y 16'0" de largo, arreglados en cuadro con pasos de 1 plg. El haz de tubos está arreglado en dos pasos.

¿Puede este intercambiador proporcionar un factor de obstrucción de 0.003 sin que la caída de presión exceda a 10 lb/plg²?

***Solución*:**

Intercambiador:

Coraza	*Tubos*
DI = 12 plg	Número y longitud = 76, 16'0"
Espaciado de los deflectores = medios círculos	DE, BWG, paso = ¾ plg, 16 BWG, 1 plg en cuadro
Pasos = 1	Pasos = 2

(1) Balance de calor:
Calor específico para azúcar al 20% a 1 ll °F = 0.2 × 0.30 + 0.8 × 1 = 0.86 Btu/(lb)(°F)
Solución de azúcar, Q = 200 000 × 0.86(122 − 100) = 3 790 000 Btu/h
Vapor Q = 3 950 × 960.1 = 3 790 000 Btu/h

(2) **At:** Tabla 7

Fluido caliente		Fluido frío	Dif.
228	Alta Temp.	122	106
228	Baja Temp.	100	128
0	Diferencias	22	22

Cuando $R = 0$, At = MLDT = 116.5°F (5.14)

(3) T_c Y t_c: El coeficiente de vapor será demasiado grande comparado con aquel de la solución de azúcar, y las paredes de los tubos están considerablemente más cerca de los 228°F que de la temperatura calórica del fluido. Obtenga F_c de U_1 y U_2. Sin embargo, la omisión de corregir para los efectos de pared mantendrá al cálculo del calentador en el lado seguro. Usese 111 °F como el promedio t_a.

Fluido *caliente: tubos, vapor*

(4) $a_t' = 0.302$ plg² [Tabla 10]
$a_t = N_t a_t'/144n$ [Ec. (7.48)]
$= 76 \times 0.302/144 \times 2 = 0.0797$ pie²

(5) G_t (Para caída de presión solamente) $= W/a_t = 3\,950/0.0797 = 49\,500$ lb/(h)(pie²)

Fluido frío: coraza, solución de azúcar

(4') a_s = (área de coraza) − (área tubos)
$= \frac{1}{144}(\pi 12^2/4 - 76 \times \pi \times 0.75^2/4)$
$= 0.55$ pie2

(5') $G_s = w/a_s$ [Ec. (7.2)]
$= 200\,000/0.55 = 364\,000$ lb/(h)(pie²)

Fluido caliente: tubos, vapor

(6) A T_a = 228°F,

$\mu_{vapor} = 0.0128 \times 2.42$

$= 0.031$ lb/(pie)(h) [Fig. 15]

D = 0.62/12 = 0.0517 pie [Tabla 10]

Re, = DG_t/μ [Ec. (3.6)]

$= 0.0517 \times 49\,500/0.031$

= 82 500

Re, es para la caída de presión

(9) Condensación de vapor:

$h_{io} = 1500$ Btu/(h)(pie²)(°F)

(10) t_w:*

$$t_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o}(T_a - t_a) \text{ [Ec. (5.31a)]}$$

$$= 111 + \frac{1500}{1500 + 278}(228 - 111)$$

= 210°F

Fluido frío: coraza, solución de azúcar

(6') A t_a = 111°F, $\mu = 2\mu_{agua}$

= 1.30 X 2.42 = 3.14 lb/(pie) (h)

3, = [Fig. 141

$4a_s$/(perímetro húmedo) [Ec. (6.3)]

$= 4 \times 0.55/(76 \times \pi \times 0.75/12)$

= 0.148 pie

Re, = D_eG_s/μ [Ec. (7.3)]

$= 0.148 \times 364\,000/3.14 = 17\,100$

(7') De Fig. 24 (lado tubos)

$j_H = 61.5$

(8') A t_a = 111°F,

$k = 0.9 \times 0.37$

= 0.333 Btu/(h)(pie²)(°F/pie)

$(c\mu/k)^{1/3} = (0.86 \times 3.14/0.333)^{1/3} = 2.0$

$$(9')\ h_o = j_H \frac{k}{D_e}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}\phi_s \text{ [Ec. (6.15b)]}$$

$\frac{h_o}{\phi_s} = 61.5 \times 0.333 \times 2.0/0.148 = 278$

(11') A $t_w = 210$°F, $\mu_w = 2\mu_{agua}$

$= 0.51 \times 2.42 = 1.26$ lb/(pie)(h)

[Fig. 141

$\phi_s = (\mu/\mu_w)^{0.14} = (3.14/1.26)^{0.14} = 1.12$

(12') Coeficiente corregido, $h_o = \frac{h_o\phi_s}{\phi_s}$ [Ec. (6.36)]

$= 278 \times 1.12 = 311$ Btu/(h) (pie²) (°F)

(13) Coeficiente total U_C:

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{1500 \times 311}{1500 + 311} = 257 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)} \quad (6.38)$$

(14) Coeficiente de diseño U_D:

$a'' = 0.1963$ pie²/pie lin (Tabla 10)

$A = 76 \times 16'0'' \times 0.1963 = 238$ pie²

$$U_D = \frac{Q}{A\Delta t} = \frac{3\,790\,000}{238 \times 116.5} = 137 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)}$$

(15) Factor de obstrucción R_d:

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_CU_D} = \frac{257 - 137}{257 \times 137} = 0.0034 \text{ (h)(pie²)(°F)/Btu} \quad (6.13)$$

* Nota h_{io} está en el numerador.

Sumario

1500	h exterior	311
U_C	257	
U_d	137	
R_d Calculada 0.0034		
R_d Requerida 0.003		

Caída de **Presión**

(1) **Volumen** específico del vapor Tabla 7:

$v = 20.0$ pie³/lb

$s = \frac{1/20.0}{62.5} = 0.00080$

$Re_t = 82500$ $f = 0.000155$ pie²/plg²

Fig. 261

$$\Delta P_t = \frac{1}{2} \times \frac{fG_t^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t} \quad \text{[Ec. (7.45)]}$$

$$= \frac{1}{2} \times \frac{0.000155 \times 49{,}500^2 \times 16 \times 2}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0517} \times 0.0008 \times 1.0$$

$= 2.8$ lb/plg²

Esta es una caída de presión relativamente alta para vapor con retorno de condensados por gravedad. El intercambiador es satisfactorio.

(1') D_e = 4 × área de flujo/perímetro húmedo fricional [Ec. (6.4)]

$= 4 \times 0.55/(76 \times 3.14 \times 0.75/12 + 3.14 \times 1\frac{2}{12}) = 0.122$ pie

$Re_s' = D_e G_s/\mu$ [Ec. (7.3)]

$= 0.122 \times 364\,000/3.14 = 14\,100$

f (de Fig. 26 para tubos) $= 0.00025$ pie²/plg²

(2') $$\Delta P_s = \frac{fG_s^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi_s}$$ [Ec. (7.45)]

$$= \frac{0.00025 \times 364\,000^2 \times 16 \times 1}{5.22 \times 10^{10} \times 0.122 \times 1.08} \times 1.12$$

$= 0.07$ lb/plg²

Recuperación de calor en un intercambiador 1-2. Cuando un intercambiador está limpio, la temperatura de salida del fluido caliente es menor que la temperatura de salida de proceso, y la temperatura de salida del fluido frío es mayor que la temperatura de salida de proceso. Para flujo a contracorriente fue posible obtener el valor de T_2 y t_2 para un intercambiador limpio, de la Ec. (5.18) empezando con

$$wc(t_2 - t_1) = UA \times \text{MLDT}$$

Para un intercambiador 1-2 las temperaturas de salida pueden obtenerse empezando con la expresión $wc(t_2 - t_1) = UAF_T \times$ MLDT, donde MLDT se define en términos de parámetros R y S por la Ec. (7.39) y F_T está definida por la Ec. (7.41).

Reconociendo que F_T puede eliminarse cuando UA/wc en la Ec. (7.37) se grafica contra S, Ten Broeck [15] desarrolló la gráfica que se muestra en la Fig. 7.25. En un intercambiador 1-2, tanto A como WC se conocen. U puede ser calculada partiendo de los flujos

---

[15] Ten Broeck H., *Ind. Eng. Chem.*, 30. 1041–1042 (1938).

y temperaturas, y R puede ser evaluada de wc/WC. Esto permite que S se lea directamente de la gráfica. Puesto que $S = (t_2 - t_1)/(T_1 - t_1)$ y que T_1 y t_1 son conocidas, es posible entonces obtener t_2 y del balance de calor $wc(t_2 - t_1) = WC(T_1 - T_2)$. La línea designada como *punto de partida* representa los puntos iniciales a los cuales ocurren cruces de temperatura. Los valores en esta línea corresponden a $T_2 = t_2$.

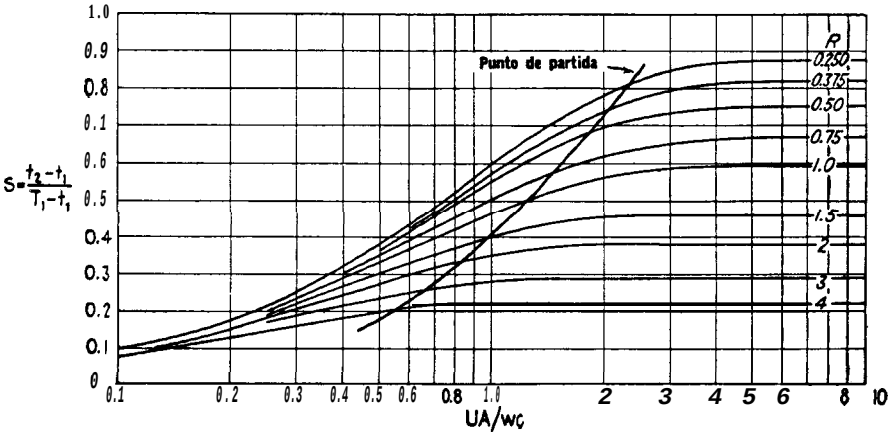


FIG. 7.25. **Gráfica de** Ten Broeck para determinar t_2 **cuando** T_1 y t_1 se conocen en un intercambiador 1-2. *(Industrial & Engineering Chemistry)*

EJEMPLO 7.9. **Temperaturas de salida para un intercambiador 1-2 limpio.** Para el intercambiador del Ej. 7.3 **kerosena-petróleo** crudo, ¿cuáles serán las temperaturas de salida, cuando el intercambiador está recién puesto en servicio?

Solución:

$$U_C = 69.3 \qquad A = 662 \qquad w = 149{,}000 \qquad c = 0.49$$
$$W = 43{,}800 \qquad C = 0.60$$

$$\frac{UA}{wc} = \frac{69.3 \times 662}{149{,}000 \times 0.49} = 0.63$$

$$R = \frac{wc}{WC} = \frac{149{,}009 \times 0.60}{43{,}806} = 2.78$$

De la Fig. 7.25

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = 0.265$$

$$t_2 = t_1 + 0.265(T_1 - t_1) = 100 + 0.265(390 - 100) = 177°F$$

$$T_2 = T_1 - R(t_2 - t_1) = 390 - 2.78(177 - 100) = 176°F$$

Eficiencia de un intercambiador. En el diseño de muchos tipos de aparatos frecuentemente es deseable establecer un estándar de máximo rendimiento. La eficiencia se define entonces como el **rendi-**

miento fracciona1 de un aparato que desarrolle menos que el estándar. Dodge [16] da la definición de eficiencia para un intercambiador como la razón de la cantidad de calor removido a un fluido a la máxima que puede ser removida. Empleando la nomenclatura usual,

$$e = \frac{wc(t_2 - t_1)}{wc(T_1 - t_1)} = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \qquad (7.54)$$

lo que es idéntico con el grupo de temperatura S y presumiendo que $t_2 = T_1$. Dependiendo de si la terminal caliente o fría se aproxima a cero, la eficiencia puede ser también expresada por

$$e = \frac{WC(T_1 - T_2)}{WC(T_1 - t_1)} \qquad (7.55)$$

Aun cuando esta definición tiene su mérito desde el punto de vista termodinámico, hay una falta de realismo en la definición de eficiencia, que involucra una diferencia terminal y una diferencia de temperatura de cero. Es lo mismo que definir la eficiencia como la razón del calor transferido por un cambiador real, a un cambiador con superficie infinita.

En los procesos de transferencia de calor hay otra definición que es útil. Las temperaturas de proceso son capaces de proveer una máxima diferencia de temperatura si se arreglan en contracorriente. Parece entonces que es de algún valor considerar la eficiencia de un intercambiador como la razón de la diferencia de temperatura alcanzada por cualquier intercambiador a la alcanzada por el verdadero flujo a contracorriente. Esto es idéntico con F_T, que proporcionalmente tiene influencia sobre los requerimientos de superficie. Se verá en el siguiente y otros capítulos, que además del flujo paralelo-contracorriente 1-2 pueden lograrse otros arreglos en equipo tubular, en los cuales el valor de F_T puede aumentarse para unas temperaturas de proceso dadas. Estos obviamente están vinculados a esquemas de flujo que se aproximan a la verdadera contracorriente más cercanamente que en los intercambiadores 1-2.

PROBLEMAS

7.1. Se usará un intercambiador 1-2 para calentar 50.000 lb/h de metiletilcetona de 100 a 200°F, usando alcohol amílico caliente a 250°F. (*a*) ¿Qué cantidad mínima de alcohol amílico se requiere para proporcionar la carga

[16] Dodge, B. F.. "Chemical Engineering Thermodynamics" McGraw-Hill Book Company Inc., New York, 1944.

de calor deseado en un intercambiador 1-2? (b) Si el alcohol amüico se dispone a 275°F, ¿cómo afecta esto a la cantidad requerida?

7.2. Un intercambiador 1-2 tiene un paso en la coraza y dos en los tubos. Los pasos no tienen igual superficie. $X\%$ de los tubos están en el primer paso y $(1 - X)\%$ en el segundo, pero si el coeficiente de película de los tubos no controla, se justifica la suposición de U constante. (a) Desarrolle una expresión para la diferencia verdadera de temperatura cuando $X\%$ de los tubos están en el lado más frio de los dos pasos de tubos. (b) Cuál es la diferencia verdadera de temperatura cuando el fluido caliente se enfría de 435 a 225°F por un medio enfriador no controlante que circula en los tubos y que se calienta de 100 a 150°F cuando el 60% de los tubos están en el paso Mo y (c) cuando el 40% de los tubos están en el paso frío? ¿Cómo se compara esto con la diferencia verdadera de temperatura en un intercambiador 1-2 con igual superficie en cada paso?

7.3. Se ha diseñado un intercambiador de doble tubo con el arreglo de boquillas mostrado en la Fig. 7.26. Si la corriente caliente se enfria de 275 a 205°F mientras que la corriente fría entra a 125°F y se, calienta a $t_2 = 190°F$, ¿cuál es la diferencia verdadera de temperatura? (Orientación. Establezca una ecuación para la diferencia de temperatura con el arreglo de

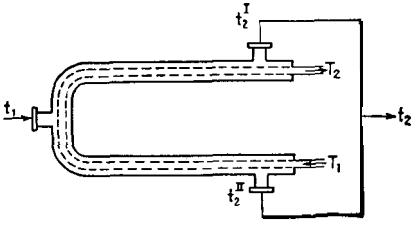


FIG. 7.26. Ilustración para el Prob. 7.3

boquillas mostrado, y suficiente para permitir una solución de prueba y error). ¿Cómo se compara con la MLDT para contracorriente?

7.4. 43 800 lb/h de kerosena de 42° API entre 390 y 200°F se usan para calentar 149 000 lb/h de crudo de 34° API de 100 a 170°F en un intercambiador de 662 pies² (Ej. 7.3). El coeficiente limpio es 69.3 Btu/(h)(pie²)(°F). Cuando el intercambiador 1-2 está limpio, ¿qué temperaturas de salida se obtendrán? Calcule la temperatura de salida directamente de F_T. ¿Cómo compara la carga total de calor con la que podría ser entregada por un intercambiador en contracorriente verdadera, suponiendo que se pudiera obtener el mismo U?

7.5. En una nueva instalación es necesario precalentar 149 000 lb/h de aceite crudo de 34° API de 170 a 285°F, correspondiente al plato de alimentación de una torre fraccionadora. Hay una línea de gasoil de 33° API que pasa cerca de la torre a 530°F, disponible en cantidades relativamente ilimitadas. Debido a que el costo de bombeo de gasoil frío es prohibitivo, la temperatura de gasoil del intercambiador, de regreso a la línea, no deberá ser menor de 300°F.

Se dispone de un intercambiador 1-2 de 25 plg DI con 252 tubos de 1 plg DE, 13 BWG y 16′0″ largo, arreglados en seis pasos en arreglo triangular de 1¼ plg de paso. Los deflectores de la coraza están espaciados a 5 plg de los

centros. Se permite una caída de presión de 10 lb/plg² en el gasoil y de 15 lb/plg² en la línea de alimentación. Será el intercambiador aceptable si se limpia, y si es así, ¿cuál será el factor de obstrucción? Para el gasoil las viscosidades son 0.4 centipoises a 530°F y 0.7 centipoises a 300°F. Para el crudo, las viscosidades son 0.9 centipoises a 285°F y 2.1 centipoises a 170°F. (Interpólese graficando °F vs. centipoises en un papel logarítmico).

7.6. 96 000 lb/h de aceite de absorción de 35°API se enfrían de 400 a 200°F y se usan para calentar un destilado de 35°API de 100 a 200°F. Se dispone para este servicio de un intercambiador 1-2 de 29 plg DI de 338 tubos de 1 plg DE, 14 BWG y 16'0" en arreglo triangular de 1¼ plp de paso. Los deflectores están espaciados a 10 plg, el haz de tubos se arregla para cuatro pasos. ¿Qué arreglo dan las caídas de presión más balanceadas, y cuál es el factor de obstrucción? La viscosidad del aceite de absorción es 2.6 centipoises a 100°F y 1.15 centipoises a 210°F. (Grafíquese en papel logarítmico °F vs. viscosidad en centipoises, y haga la extrapolación en línea recta). La viscosidad del destilado es 3.1 centipoises a 100°F y 1.3 centipoises a 210°F.

7.7. 43200 lb/h de un destilado de 35°API es enfriado de 250 a 120°F usando agua de enfriamiento de 85 a 120°F. Se dispone para este servicio de un intercambiador 1-2 de 19¼ plg DI que tiene 204 tubos de ¾ plg DE, 16 BWG y 16'0" arreglados en cuadro con 1 plg de paso. Los deflectores se espacían 5 plg y el haz está arreglado para cuatro pasos. ¿Qué arreglo dan las caídas de presión más balanceadas y cuál es el factor de obstrucción? ¿Cuál es la temperatura óptima de salida del agua? Las viscosidades del destilado se dan en el Prob. 7.6.

7.8. 75 000 lb/h de etilenglicol se calientan de 100 a 200°F usando vapor a 250°F. Se dispone para este servicio de un mtercambiador 1-2 de 17¼ plg DI, que tiene 224 tubos de ¾ plg DE, 14 BWG y 16'0" en arreglo triangular de 15/16 plg de paso. Los deflectores están espaciados 7 plg y hay dos pasos en los tubos para dar cabida al vapor. ¿Cuáles son las caídas de presión y cuál el factor de obstrucción?

7.9. 100 000 lb/h de una solución de yoduro de potasio al 20% deben calentarse de 80 a 200°F, usando vapor a 15 lb/plg²g. Se dispone para este servicio de un intercambiador 1-2 de 10 plg DI, sin deflectores, que tiene 50 tubos de ¾ plg DE, 16 BWG y 16'0" largo, arreglados para dos pasos en arreglo triangular de 15/16 plg de paso. ¿Cuáles son las caídas de presión y cuál es el factor de obstrucción?

7.10. 78 359 lb/h de isobutano (118°API) se enfrían de 203 a 180°F por el calentamiento de butano (111.5°API) de 154 a 177°F. Para este servicio se dispone de un intercambiador 1-2 de 17¼ plg DI que tiene 178 tubos de ¾ plg DE, 14 BWG y 12'0" largo, en arreglo triangular de 1 plg de paso. Los deflectores están espaciados a 6 plg, y el haz de tubos está arreglado para cuatro pasos. ¿Cuáles son las caídas de presión y cuál el factor de obstrucción?

7.11. Un intercambiador 1-2 recupera calor de 10 000 lb/h de la purga de una caldera a 135 lb/plg²g calentando agua cruda de 70 a 96°F. El agua cruda fluye dentro de los tubos. Se dispone para este servicio de un intercambiador 1-2 de 10.02 plg DI que tiene 52 tubos de ¾ plg DE, 16 BWG y 8'0" largo. Los deflectores están colocados a 2 plg y el haz de tubos se arregla para dos pasos. ¿Cuáles son las caídas de presión y los factores de obstrucción?

7.12. 60000 lb/h de una solución de NaCl al 25% se enfría de 150 a 100°F usando agua con una temperatura de entrada de 80°F. ¿Qué temperatura de salida del agua debe usarse? Se dispone para el servicio de un intercam-

biador 1-2 de 21¼ DI, que tiene 302 tubos de ¾ plg DE, 14 BWG, 1'60" largo. Los defiectores están espaciados 5 plg, y el haz de tubos está arreglado para dos pasos. ¿Cuáles son las caídas de presión y factor de obstrucción?

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO 7

A	Superficie de transferencia de calor, pies*
a	Area de flujo, pies²
a''	Superficie externa por pie lineal, pies
B	Espaciado de los deflectores, plg
C	Calor específico del fluido caliente, en derivaciones, Btu/(lb)(°F)
C	Sección libre entre tubos, plg
c	Calor específico del fluido, Btu/(lb) (°F)
C_E	Costo del vapor de escape, dólares/Btu
C_F	Cargos fijos anuales, dólares/pie²
C_P	Costo de vapor vivo, dólares/Btu
C_T	Costos anuales, total, dólares/año
C_W	Costo del agua, dólares/lb
D	Diámetro interior de los tubos, pies
d_o	Diámetro exterior de los tubos, plg
D_e, D'_e	Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión, pies
d_e, d'_e	Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión, plg
D_s	Diámetro interno de la coraza, pies
e	Eficiencia, adimensional
F_c	Fracción calórica, adimensional
F_T	Factor de diferencia de temperatura, $\Delta t = F_T \times$ MLDT, adimensional
f	Factor de fricción, adimensional; para AP en lb/plg², pies²/plg²
G	Masa velocidad, lb/(h)(pie²)
g	Aceleración de la gravedad, pie/h²
g'	Aceleración de la gravedad, pie/seg²
h, h_i, h_o	Coeficiente de transferencia de calor, en forma general, fluido interior y fluido exterior, respectivamente, Btu/(h)(pie²)(°F)
h_{io}	Valor de h_i cuando se refiere al diámetro exterior del tubo Btu/(h)(pie²)(°F)
DI	Diámetro interior, plg
J_H	Factor para transferencia de calor, adimensional
K_c	Constante calórica, adimensional
K_1, K_2	Constantes numéricas
k	Conductividad térmica, Btu/(h)(pie²)(°F/pie)
L	Longitud de tubo, pie
MLDT	Media logarítmica de la diferencia de temperaturas, °F
N	Número de deflectores en la coraza
N_t	Número de tubos
n	Número de pasos en los tubos
P_T	Espaciado de los tubos, plg
$\Delta P_T, \Delta P_t, \Delta P_r$	Caídas totales de presión, lado de los tubos y de retorno, respectivamente, lb/plg²
Q	Flujo de calor, Btu/h

R	Grupo temperatura, $(T_1 - T_2)/(t_2 - t_1)$, adimensional
R_d, R_i, R_o	Factores de obstrucción, combinados, interior y exterior, respectivamente, (h)(pie²)(°F)/Btu
Re, Re'	Número de Reynolds para transferencia de calor y caída de presión, adimensional
S	Grupo temperatura, $(t_2 - t_1)/(T_1 - t_1)$, adimensional
s	Gravedad específica
T, T_1, T_2	Temperatura en general, entrada y salida de fluido caliente, °F
T_E, T_P	Temperaturas de saturación del vapor de escape y vapor vivo, °F
T_a	Temperatura promedio. del fluido caliente, °F
T_c	Temperatura calórica del fluido caliente, °F
t, t_1, t_2	Temperatura en general, o salida del primero de dos calentadores, entrada y salida del fluido frío, °F
t^I, t^{II}	Temperaturas en el primero y segundo pasos, °F
t_a	Temperatura promedio del fluido frío, °F
t_i	Temperatura al final del primer paso, °F
t_c	Temperatura calórica del fluido frío, °F
t_w	Temperatura de la pared del tubo, °F
At	Diferencia verdadera de temperatura en $Q = U_D A \Delta t$, °F
Δt_c, Δt_h	Diferencia de temperatura en las terminales frías y calientes, °F
U, U_C, U_D	Coeficiente total de transferencia de calor, coeficiente limpio, coeficiente de diseño, Btu/(h) (pie*) (“F)
V	Velocidad, pps (pie/seg)
v	Volumen específico, pie³/lb
W	Peso del flujo en general, peso del flujo del fluido caliente, lb/h
w	Peso del flujo del fluido frío, lb/h
X	Longitud, pies
z	Altura, pies
ϕ	Razón de viscosidad, $(\mu/\mu_w)^{0.14}$
μ	Viscosidad, centipoises × 2.42 = lb/ (pie) (h)
μ_w	Viscosidad a la temperatura de la pared del tubo, centipoises × 2.42 = lb/(pie)(h)
ρ	Densidad, lb/pie³

Suscritos <excepto los anotados arriba)

s	Coraza
t	Tubos

CAPITULO 8

DISPOSICION DE FLUJOS PARA AUMENTAR LA RECUPERACION DE CALOR

Déficit de recuperación de calor en intercambiadores. La limitación más importante de los intercambiadores 1-2 tratados en el Cap. 7, es su inherente inhabilidad de efectuar una recuperación de calor efectiva. Las ventajas de los intercambiadores 1-2 ya se han discutido. Cuando en un intercambiador 1-2 ocurre un cruce de temperatura, el valor de F_T disminuye bruscamente, y el pequeño rango al cual la temperatura de salida de la coraza puede descender abajo de la temperatura de salida de los tubos, los elimina de consideraciones relativas a altos niveles de recuperación de calor. Supónganse condiciones en las cuales el fluido de la coraza se reduce de 200 a 140°F mientras que el fluido en los tubos aumenta de 80 a 160°F. Todo el calor del fluido caliente de 140 a 80°F se pierde necesariamente en un intercambiador 1-2 debido a que se requiere una aproximación muy cercana entre el fluido de los tubos al final del paso paralelo y la salida del fluido de la coraza T_2, como se muestra en las Figs. 7.20 y 7.21.

Este capítulo trata con equipo de tubo y coraza y de los métodos mediante los cuales el cruce de temperatura de las dos corrientes $t_2 - T_2$ puede aumentarse con el consiguiente aumento en la recuperación de calor. Considérese un intercambiador similar al 1-2, excepto de que está equipado con un deflector longitudinal (línea gruesa) como se muestra en la Fig. 8.1. En este intercambiador el fluido entra a la coraza a través de una de las boquillas adyacentes al cabezal de tubos y atraviesa toda la longitud de la coraza antes de cambiar de dirección con respecto al deflector longitudinal y regresar a la boquilla de salida junto al cabezal de tubos. Supóngase que el haz de tubos contiene cuatro o más pasos con igual superficie en cada uno de ellos. Un intercambiador así *es* un *intercambiador 2-4.* Un bosquejo generalizado de temperatura contra longitud para un intercambiador 2-4 se muestra en la Fig. 8.2*a*. En un intercambiador

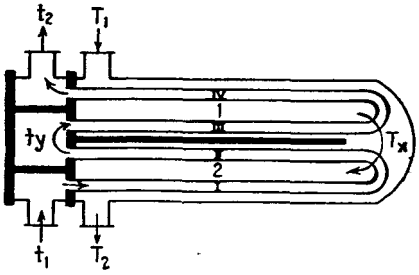


FIG. 8.1. Arreglo de pasos en un intercambiador 2-4

1-2 operando con idénticas temperaturas y mostrado en la Fig. **8.2*b***, se puede apreciar que existe un cruce de manera que el fluido caliente que abandona la coraza a **140°F** es forzado a pasar sobre tubos que llevan fluido frío calentado a temperatura de 160°F. Así que el fluido de la coraza puede enfriarse en algún punto a menor temperatura que a su salida, y el fluido en los tubos puede calentarse a temperatura superior a la de su salida. Cuando dos fluidos están cerca de sus salidas, el fluido de la coraza, que se enfría, en realidad se calienta y el fluido de los tubos se enfría. En intercambiadores esto se llama ***recalentar***.

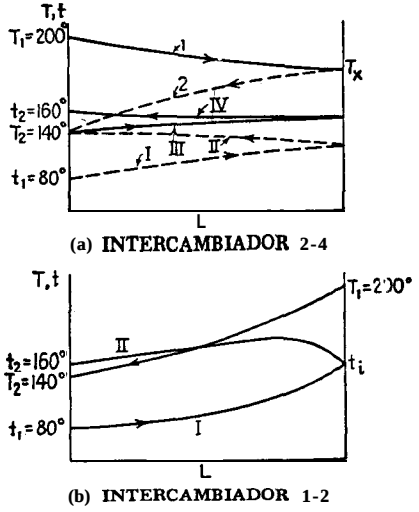


FIG. 8.2. Relación de temperaturas en intercambiadores 1-2 y **2-4**

La diferencia verdadera de temperatura Δt en un intercambiador 2-4. En un intercambiador 2-4 el **deflector** longitudinal reduce el

recalentamiento, como se muestra en la Fig. 8.2*a*, de manera que el fluido de la coraza a 140°F nunca está en contacto con el fluido a la salida de los tubos que está a 160°F. Los pasos 1 y II están en contacto únicamente con 2, y los pasos III y IV únicamente con 1. Si hay dos pasos en la coraza y solamente dos pasos en los tubos, pueden arreglarse en verdadera contracorriente como se muestra en la Fig. 8.3. Sin embargo, donde la coraza contiene dos pasos y el haz de tubos contiene cuatro o más, las trayectorias de flujo difieren de cualesquiera encontradas hasta ahora. La derivación del factor F_T para el intercambiador 2-4 puede establecerse fácilmente.

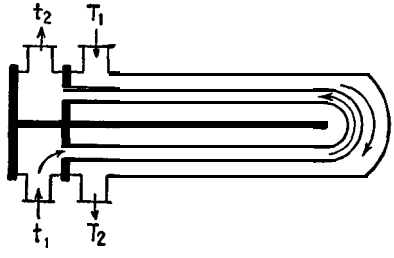


FIG. 8.3. **Intercambiador** 2-2 de contracorriente verdadera

Se supone en el intercambiador 2-4 que no hay fugas entre el deflector longitudinal de la coraza y esta última, y que no se transfiere calor a través del deflector, aun cuando esto puede llevar a un error de 10 a 15% cuando exista gran diferencia de temperatura entre la temperatura promedio del fluido de la coraza en los dos pasos. También se aplican las suposiciones para el intercambiador 1-2. Refiriéndonos al intercambiador 2-4 en la Fig. 8.1, la temperatura del fluido en la coraza es T_x donde cambia dirección después de recorrer el primer paso de la coraza y la temperatura de los tubos es t_y donde cambian de dirección después del segundo paso en los tubos. El intercambiador 2-4 puede entonces considerarse como dos intercambiadores 1-2 en serie como se muestran en la Fig. 8.4 con temperaturas intermedias T_x y t_y. Llamando a estos intercambiadores I y II en la Fig. 8.4, los balances de calor son, respectivamente,

I. $$WC(T_1 - T_x) = wc(t_2 - t_y) \tag{8.1}$$

Y

II. $$WC(T_x - T_2) = wc(t_y - t_1) \tag{8.2}$$

Las cantidades de calor transferidas en 1 y II obviamente no son

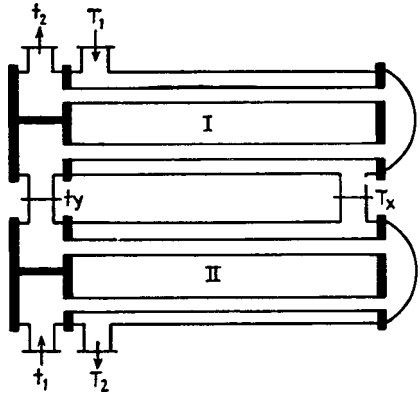


FIG. 8.4. Dos intercambiadores 1-2 conectados en serie

las mismas. La Ec. (7.37) puede escribirse para cada uno de los intercambiadores :

$$\text{I} \qquad \frac{UA}{WC} = \frac{1}{2\sqrt{R^2+1}} \ln \frac{T_1 + T_x - t_y - t_2 + (T_1 - T_x)\sqrt{R^2+1}}{T_1 + T_x - t_y - t_2 - (T_1 - T_x)\sqrt{R^2+1}} \tag{8.3}$$

$$\text{II} \qquad \frac{UA}{WC} = \frac{1}{2\sqrt{R^2+1}} \ln \frac{T_x + T_2 - t_1 - t_y + (T_x - T_2)\sqrt{R^2+1}}{T_x + T_2 - t_1 - t_y - (T_x - T_2)\sqrt{R^2+1}} \tag{8.4}$$

Eliminando algebraicamente T_x y t_y en las Ecs. (8.3) y (8.4) mediante el uso de S y de los balances de calor en las Ecs. (8.1) y (8.2), F_T está dado por

$$F_T = \frac{[\sqrt{R^2+1}/2(R-1)] \ln (1-S)/(1-RS)}{\ln \dfrac{2/S - 1 - R + (2/S)\sqrt{(1-S)(1-RS)} + \sqrt{R^2+1}}{2/S - 1 - R + (2/S)\sqrt{(1-S)(1-RS)} - \sqrt{R^2+1}}} \tag{8.5}$$

La Ec. (8.5) ha sido graficada en la Fig. 19 y se usará para intercambiadores 2-4 según la ecuación de Fourier $Q = UA\,\Delta t = UAF_T\,X$ MLDT. Se ha hecho una comparación entre los valores de F_T en intercambiadores 1-2 y 2-4 como se muestra en la Fig. 8.5, donde ambos intercambiadores emplean fluidos que operan con idénticos rangos de temperatura. Las ventajas del arreglo 2-4 son notorias por los mayores cruces de temperatura permisibles. En la Fig. 8.6 el fluido caliente tiene en cada punto 100° de rango con un acercamiento variable y el fluido frío un rango fijo de 20° con un acercamiento de 180 a 200°F. Con un cruce de 5° el intercambiador 1-2 tiene un valor de $F_T = 0.70$ comparado con $F_T = 0.945$ para un intercambiador 2-4. De una manera general se puede decir que a mayor número de pasos en la coraza mayor será el número de cruces o mayor también la recuperación de calor que puede obtenerse. Sin

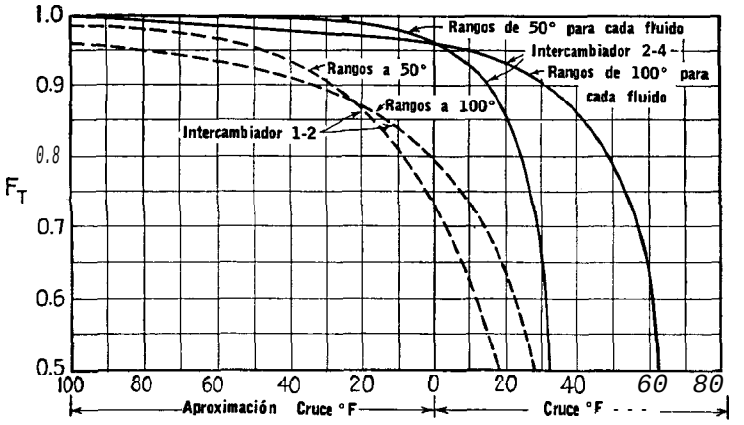


FIG. 8.5. Comparación de eficiencia en intercambiadores 2-4 y 1-2 con iguales rangos de temperatura en los fluidos

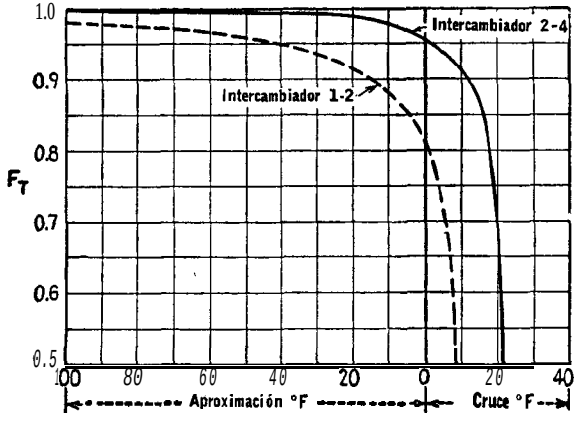


FIG. 8.6. Influencia de la temperatura de aproximación sobre F_T para rangos desiguales de temperatura en los fluidos

embargo, mecánicamente es impráctico diseñar una sola pieza de equipo de transferencia de calor con haz removible que tenga más de dos pasos en la coraza, aun cuando se ha visto que el intercambiador 2-4 es térmicamente idéntico con dos intercambiadores 1-2 en serie. Mayores cruces que aquellos que se pueden obtener en un intercambiador 2-4 pueden lograrse usando tres intercambiadores 1-2 en serie (arreglo 3-6) o dos intercambiadores 2-4 en serie (arreglo 4-8). En las Figs. 18 a 23 se han graficado valores de F_T para arreglos hasta de seis pasos en la coraza y doce en los tubos. En la Fig. 8.7 se da una gráfica de Ten Broeck para cálculos de recupe-

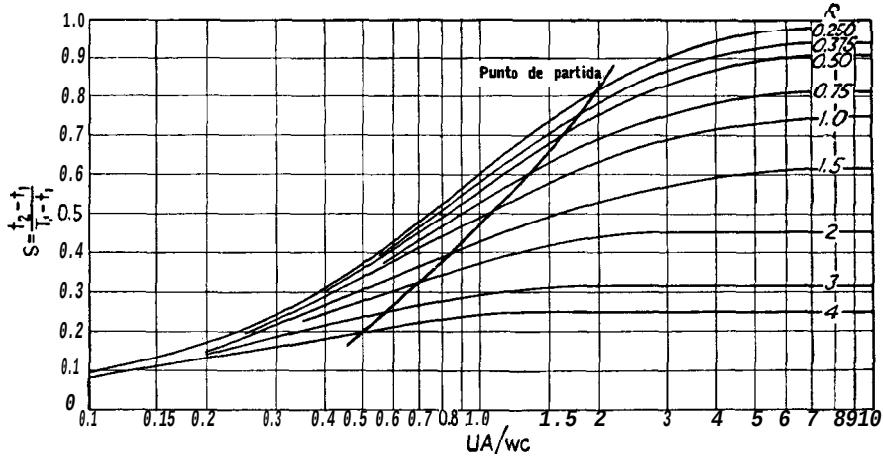


FIG. 8.7. Gráfica de Ten Broeck para determinar t_2 en un intercambiador 2-4. *(Industrial and Engineering Chemistry)*

ración de calor en intercambiadores 2-4, y su uso es similar al de la Fig. 7.25.

No se han tratado aquí intercambiadores que tienen número impar de pasos en los tubos debido a que crean problemas mecánicos en los cabezales estacionarios y no son empleados muy a menudo. Fisher [1] ha calculado y graficado valores de F_T para varios arreglos de pasos de tubos nones. Naturalmente, para un valor máximo de F_T los arreglos de pasos de tubos nones deben hacerse de tal manera que la mayoría de los pasos en los tubos estén en contracorriente con el fluido de la coraza en lugar de en flujo paralelo.

Intercambiadores tubulares 2-4. Los dos métodos por los que los arreglos de temperatura se alcanzan en intercambiadores 2-4 se muestran en las Figs. 8.8 y 8.9. El intercambiador de la Fig. 8.8

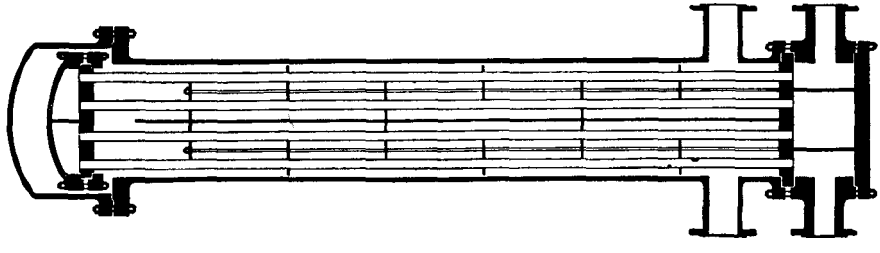


FIG. 8.8. Intercambiador 2-4 de cabezal flotante y deflector removible. *(Patterson Foundry & Machine Co.)*

* Fischer, F. K., *Ind. Eng. Chem.*, 30, 377-383 (1938).

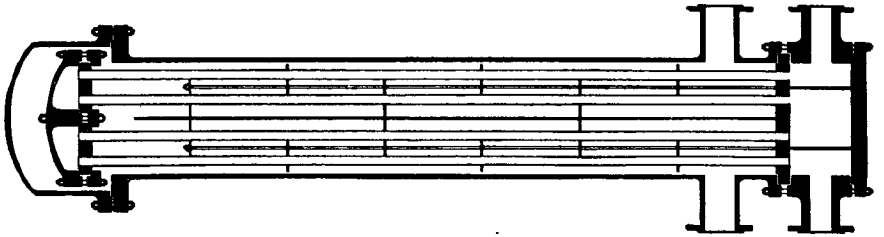


FIG. 8.9. Intercambiador 2-4 de cabezal flotante con deflector fijo. (*Patterson Foundry & Machine Co.*)

es similar a un intercambjador ordinario 1-2, excepto en que las dos boquillas de la coraza se localizan adyacentes al cabezal de tubos fijo. Mediante el uso de deflectores segmentados se inserta un deflector longitudinal ***removible*** en el haz de tubos. Usualmente se provee de cierto tipo de sello entre el deflector longitudinal y la coraza, ya que cualquier fuga apreciable entre los dos pasos de la coraza invalida los valores calculados de F_T para un intercambiador 2-4.

Una forma más cara pero más positiva del intercambiador 2-4 se muestra en la Fig. 8.9. En este intercambiador el deflector se suelda a la coraza. Esto requiere que se corten por mitad las corazas con un diámetro poco menor y soldar el deflector desde el diámetro exterior de la coraza. En las corazas de gran diámetro, el deflector se instala internamente. Además, para que el haz de tubos sea removible, es necesario construir el cabezal de tubos flotante en dos mitades que se unen por una tapa y una contratapa para evitar que haya fugas en la línea central. El espacio ocupado por el deflector longitudinal ocasiona que se puedan colocar menos tubos en el cabezal que en un intercambiador del tipo 1-2.

Para permitir la introducción del deflector longitudinal, los deflectores verticales segmentados pueden ser de cualquiera de las dos formas mostradas en las Figs. 8.10 y 8.11. Aquellos de la Fig. 8.10 son deflectores que tienen cortes ***verticales*** y son similares a los deflectores segmentados usados en los intercambiadores 1-2. El área hachurada es el área de flujo. La distribución de flujo es casi idéntica con la que existe en los intercambiadores 1-2 con la mitad de área de flujo por cada pulgada en el espaciado de los deflectores. Consecuentemente, la masa-velocidad para cualquier peso de fluido, W o w, será el doble que para un intercambiador 1-2 del mismo diámetro interior y espaciado en los deflectores. Los deflectores mostrados en la Fig. 8. ll son deflectores con ***cortes horizontales*** en los cuales las porciones cortadas son iguales a las de los deflectores

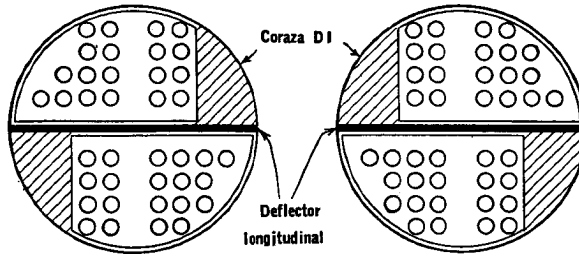


FIG. 8.10. Deflectores segmentados de corte vertical

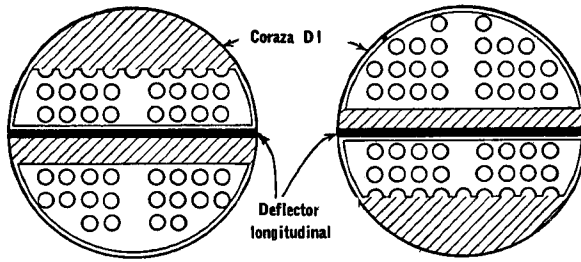


FIG. 8.11. Deflectores segmentados de corte horizontal

segmentados ordinarios. La masa-velocidad en este caso, es la misma por pulgada de espaciado que para los intercambiadores 1-2 para un peso dado de flujo, ya que el fluido atraviesa solamente la mitad del diámetro interior de la coraza. Los deflectores cortados horizontalmente se usan poco, puesto que muchos fluidos involucrados en cruces de temperatura grandes que necesitan intercambiadores 2-4 también tienen grandes rangos de temperatura y cantidades de flujo relativamente bajas. Las áreas de flujo reducidas, mayor masa-velocidad y los coeficientes de película obtenidos con deflectores con corte vertical, hacen a estos últimos preferibles.

Cálculo de un intercambiador 2-4. Un intercambiador 2-4 puede usarse cuando las temperaturas de proceso dan un factor de corrección F_T de menos de 0.75 para un intercambiador 1-2. Si el factor F_T obtenido de la Fig. 19 para un intercambiador 2-4 excede de 0.90 con un deflector longitudinal removible, o 0.85 con un deflector longitudinal fijo, será adecuado un intercambiador 2-4 simple. Si el valor de F_T está debajo de estos límites, será entonces necesario usar un número mayor de pasos en la coraza hasta que se encuentre un arreglo para los que F_T se aproxime a esos valores.

El cálculo de un intercambiador 2-4 difiere únicamente en tres aspectos menores del cálculo de un intercambiador, 1-2 que se bos-

quejó en el Cap. 7. (1) F_T se leerá de la Fig. 19, (2) el área de flujo para los deflectores de corte vertical será la mitad de los valores computados de la Ec. (7.44), y (3) el número de cruces para computar la caída de presión será el doble, puesto que una serie de deflectores está encima y otra debajo del deflector longitudinal.

EJEMPLO **8.1. Cálculo de un enfriador de aceite 2-4.** Un aceite de 33.5°API tiene una viscosidad de un centipoise a 180°F y 2.0 centipoises a 100°F. 49 600 lb/h de aceite salen de la columna de destilación a 358°F y es usado en un proceso de absorción a 100°F. El enfriamiento será alcanzado mediante agua de 90 a 120°F. La caída de presión permitida es de 10 lb/plg² en ambas corrientes con un factor de obstrucción combinado de 0.004.

Se dispone para este servicio de un intercambiador de 35 plg DI teniendo 454 tubos de 1 plg DE; ll BWG y 12'0" largo y están colocados en un arreglo en cuadro con 1¼ plg de paso. El haz de tubos está arreglado para seis pasos y los deflectores con corte vertical espaciados a 7 plg. El deflector longitudinal está soldado a la coraza. ¿Es necesario usar un intercambiador 2-4? ¿El intercambiador de que se dispone llena los requerimientos?

Solución:

Intercambiador:

Coraza	Tubos
DI = 35 plg	Número y longitud = 454, 12'0"
Espaciado de los deflectores = 7 plg	DE, BWG, paso = 1 plg, 11 BWG, 1¼ plg en cuadro
Pasos = 2	Pasos = 6

(1) Balance de calor:

Aceite, $Q = 49\,600 \times 0.545(358 - 100) = 6\,980\,000$ Btu
Agua, $Q = 233\,000 \times 1.0(120 - 90) = 6\,980\,000$ Btu

(2) At

Fluido caliente		Fluido frío	Dif.

MLDT = 72.0°F (5.14)

$$R = \frac{258}{30} = 8{,}6 \qquad S = \frac{30}{358 - 90} = 0.112$$

R y S no se intersectan en la Fig. 18, haciendo imperativo el uso de un intercambiador 2 4.

De la Fig. 19 para un intercambiador 2-4, $F_T = 0.93$

$$\text{At} = F_T \times \text{MLDT} = 0.93 \times 72.0 = 66.9°\text{F}. \quad (7.42)$$

(3) T_c y t_c:

$\frac{\Delta t_c}{\Delta t_h} = \frac{10}{238} = 0.042$ $K_c = 0.47$ $F_c = 0.25$ (Fig. 17)

$T_c = 100 + 0.25(258) = 165°\text{F}$ (5.28)

$t_c = 90 + 0.25(30) = 98°\text{F}$ (5.29)

El agua fluirá en los tubos para evitar corrosión en la coraza.

Fluido caliente: coraza, aceite 33.5°API

(4') $a_s = \frac{1}{2}(\text{DI} \times C'B)/144P_T$ (modificado para un intercambiador 2-4) [Ec. (7.1)]

$= \frac{1}{2} \times 35 \times 0.25 \times 7/144 \times 1.25 = 0.17$ pie2

(5') $G_s = w/a_s$ [Ec. (7.2)]

$= 49\,600/0.17 = 292\,000$ lb/(h)(pie2)

(6') A $T_c = 165°\text{F}$,

Por obtención de X y Y de la Fíg. 14 de los datos originales, $\mu = 1.12$ cp

$= 1.12 \times 2.42 = 2.71$ lb/(pie)(h)

$D_e = 0.99/12 = 0.0825$ pie [Fig. 28]

$Re_s = D_e G_s/\mu$ [Ec. (7.3)]

$= 0.0825 \times 292\,000/2.71 = 8900$

(7') $j_H = 52.5$ [Fig. 28]

(8') A $T_c = 165°\text{F}$, cuando $\mu = 1.12$ cp

$k(c\mu/k)^{1/3} = 0.20$ Btu/(h)(pie²)(°F) [Fig. 161

(9') $h_o = j_H \frac{k}{D_e}(c\mu/k)^{1/3}\phi_s$ [Ec. (6.15b)]

$\frac{h_o}{\phi_s} = 52.5 \times 0.20/0.0825 = 127$

(10') Temperatura-pared del tubo:

$t_w = t_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o}(T_c - t_c)$ [Ec. (5.31)]

$= 98 + \frac{127}{737 + 127}(165 - 98) = 108°\text{F}$

(11') A t_w,

$\mu_w = 1.95 \times 2.42 = 4.72$ lb/(pie)(h) [Fig. 14]

$\phi_s = (\mu/\mu_w)^{0.14} = (2.71/4.72)^{0.14} = 0.92$ [Fig. 24 inserto]

Fluido frío: tubos, agua

(4) $a'_t = 0.455$ plg² [Tabla 10]

$a_t = N_t a'_t/144n$

$= 454 \times 0.455/144 \times 6 = 0.239$ pie²

(5) $G_t = w/a_t$

$= 233\,000/0.239 = 975\,000$ lb/(h)(pie²)

$V = G_t/3\,600\rho = 975\,000/3\,600 \times 62.5 = 4.33$ pps

(6) A $t_c = 98°\text{F}$,

$\mu = 0.73 \times 2.42 = 1.77$ lb/(pie)(h) [Fig. 14]

D = 0.76/12 = 0.0633 pie [Tabla 10] (Be, para caída de presión solamente)

$\text{Re}_t = DG_t/\mu$

$= 0.0633 \times 975\,000/1.77 = 34\,900$

(9) $h_i = 1010 \times 0.96 = 970$ Btu/(h)(pie²)(°F) [Fig. 251

(lo) $h_{io} = h_i \times \text{DI/DE} = 970 \times 0.76/1.0 = 737$ [Ec. (6.5)]

(11) Corrección innecesaria para el agua.

(12') Coeficiente h_o corregido:

$h_o = 127 \times 0.92 = 117$ **Btu/(h)(pie²)(°F)** **[Ec. (6.36)]**

(13') Coeficiente limpio U_C:

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{737 \times 117}{737 + 117} = 101 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)(°F)} \quad (6.38)$$

(14') Coeficiente total de diseño U_D:

a'' = 0.2618 **pie²/pie** lineal (Tabla **10**)

Superficie total, A = 454 × 12'0" × 0.2618 = 1425 pies*

$$U_D = \frac{Q}{A\,\Delta t} = \frac{6\,980\,000}{1425 \times 66.9} = 73.3 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)(°F)}$$

(15) Factor de obstrucción R_d:

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{101 - 73.3}{101 \times 73.3} = 0.0038 \text{ (h)(pie}^2\text{)(°F)/Btu} \quad (6.13)$$

Sumario

117	h **exterior**	737
U_C	101	
U_D	73.3	
R_d **Calculada**	0.0038	
R_d **Requerida**	0.0040	

Caída de Presión

(1') Para Re, = 8 900,
$f = 0.00215$ **pie²/plg²** **[Fig. 29]**

(2') No. de cruces, N + 1 = **12L/B** **[Ec. (7.43)]**
= 12 × **12/7** = 20.1
Digamos 21 por paso o 42 por haz de tubos
$D_s = {}^{35}/_{12} = 2.92$ pie
$s = 0.82$ [Fig. **6**]

(3') $\Delta P_s = \dfrac{fG_s^2 D_s(N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_s s \phi_s}$ **[Ec.** (7.44)]

(1) Para Re, = 34 900,
$f = 0.000195$ **pie²/plg²** [Fig. **26**]

(2) $\Delta P_t = \dfrac{fG_t^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t}$ **[Ec. (7.45)]**

$= \dfrac{0.000195 \times 975\,000^2 \times 12 \times 6}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0633 \times 1.0 \times 1.0}$

$= 4.0$ **lb/plg²**

(3) $G_t = 975\,000 \dfrac{V^2}{2g'} = 0.13$ [Fig. **27**]

$\Delta P_r = \dfrac{4n}{s} \dfrac{V^2}{2g'}$ **[Ec. (7.46)]**

Caída de Presión

$$= \frac{0.00215 \times 292\,000^2 \times 2.92 \times 42}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0825 \times 0.82 \times 0.92}$$

$= 7.0$ lb/plg²

AP, permitida $=$ 10.0 lb/plg²

$$= \frac{4 \times 6}{1} \times 0.13 = 3.2 \text{ lb/plg}^2$$

(4) AP, = AP, + AP, [Ec. (7.47)]

$= 4.0 + 3.2 = 7.2$ lb/plg²

AP, permitida = 10.0 lb/plg²

El intercambiador tendrá un factor de obstrucción ligeramente menor, pero por lo demás es satisfactorio.

Intercambiadores en serie. En las plantas en que se usa gran número de intercambiadores, se establecen para los intercambiadores 1-2 ciertos tamaños estándar (número total de tubos, arreglo de pasos, espaciado de los deflectores), de manera que la mayoría de los servicios futuros pueda satisfacerse por un arreglo de los equipos existentes de tipo estándar, ya sea en serie o en paralelo. Aun cuando esto pueda algunas veces ofrecer dificultades debido a la imposibilidad de utilizar el equipo más eficientemente, tiene la gran ventaja de reducir el tipo y número de partes de repuesto, tuberías y herramientas. En estas plantas, cuando un proceso se ha hecho obsoleto, es costumbre tener un número de intercambiadores de idéntico tamaño disponibles para otros usos. Si al haz de tubos se le cambian simplemente los tubos, el intercambiador es tan servicial como nuevo Cuando dos intercambiadores se conectan en serie tanto la coraza como los tubos, forman un arreglo de temperatura tal que hemos visto que es idéntico con un intercambiador 2-4. Cuando un cruce de temperatura involucra un factor de corrección para un arreglo que se aproxime al verdadero contracorriente más cercanamente de lo que es posible con un intercambiador 1-2, esto se puede lograr mediante un arreglo en serie de intercambiadores 1-2. Los arreglos 2-4, 3-6 y 4-8 están basados todos en conexiones en serie entre carretes y corazas. Cualquier arreglo que sea un número par múltiple de dos pasos en la coraza, tal como 2-4, 4-8, etc., puede ser logrado mediante un número dado de intercambiadores 1-2 o por la mitad de éstos por intercambiadores 2-4.

Los cálculos para condiciones de proceso que requieran más de un paso en la coraza son similares al método usado para intercambiadores 1-2, excepto en que el grupo entero de intercambiadores se trata como una unidad.

EJEMPLO 8.2. **Cálculo de un intercambiador acetona-ácido acético.** Acetona ($s = 0.79$) a 250°F debe enviarse a almacenaje a 100°F a razón de 60000 lb/h. El calor será recibido por 185 000 lb/h de ácido acético de 100% ($s = 1.07$) que se calentará de 90 a 150°F. Se dispone de una caída de presión de 10.0 lb/plg² para ambos fluidos, y un factor de obstrucción combinado de 0.004.

Se dispone para este servicio de gran número de intercambiadores 1-2 que tienen 21¼ plg DI en la coraza con 270 tubos de ¾ plg DE, 14 BWG, y

16'0" de largo, colocados en cuadro con 1 plg de paso. Los haces de tubos están arreglados para dos pasos con deflectores segmentados espaciados a 5 plg. ¿Cuántos intercambiadores 1-2 deberán instalarse en serie?

Solución:

Intercambiador:

Coraza	*Tubos*
DI = 21¼ plg	Número y longitud = 270, 16'0"
Espaciado de los deflectores = 5 plg	DE, BWG, Paso = ¾ plg, 14 BWG, 1 plg en cuadro.
Pasos = 1	Pasos = 2

(1) Balance de calor:

Acetona, Q = 60 000 × 0.57(250 − 100) = 5 130 000 Btu/h (Fig. 2)
Acido acético, Q = 168 000 × 0.51(150 − 90) = 5 130 000 Btu/h (Fig. 2)

(2) **At:**

Fluido caliente		Fluido Mo	Dif.
250	Alta temp.	150	100
100	Baja temp.	90	10
150	Diferencia	60	90

MLDT = 39.1°F (5.14)
$R = {}^{150}/_{60} = 2.5$; S = 60/(250 − 90) = 0.375 (7.18)
F_T: intercambiador 1-2, F_T = imposible (Fig. 18)
intercambiador 2-4, F_T = 0.67 (muy bájo) (Fig. 19)
intercambiador 3-6, $F_T = 0.88$ (Fig. 20)
At = 0.88 × 39.1 = 34.4°F (7.42)

Para permitir la transferencia de calor con las temperaturas dadas por el proceso, se requiere un mínimo de tres pasos en la coraza. Si la suma de las superficies en las tres corazas es insuficiente, se requerirá un mayor número.

(3) T_c y t_c: Estos líquidos no son viscosos, y la corrección por viscosidad es despreciable, $\phi_s = \phi_t = 1$. Se pueden usar las temperaturas promedio.

Fluido caliente: coraza, acetona

(4') a_s = DI × $C'B/144P_T$ [Ec. (7.1)]
= 21.25 X 0.25 × 5/144 X 1.0
= 0.185 pie*

(5') $G_s = W/a_s$ [Ec. (7.2)]
= 60 000/0.185
= 324 000 lb/(h)(pie²)

Fluido frío: ***tubos ácido acético***

(4) $a'_t = 0.268$ plg² [Tabla 10]
$a_t = N_t a'_t/144n$ [Ec. (7.48)]
= 270 × 0.268/144 × 2
= 0.251 pie²

(5) $G_t = w/a_t$
= 168 000/0.251
= 670 000 lb/(h)(pie²)

Fluido caliente: coraza, acetona

(6') A t_a = 175°F,
$\mu = 0.20 \times 2.42 = 0.49$ lb/(pie)(h) [Fig. 14]
$D_e = 0.95/12 = 0.079$ pie [Fig. 28]
$Re_s = D_e G_s/\mu$ [Ec. (7.3)]
$= 0.079 \times 324\,000/0.49 = 52200$

(7') j_H = 137 [Fig. 28]
(8') A T_a = 175°F,
$c = 0.63$ Btu/(lb)(°F) [Fig. 2]
$k = 0.095$ Btu/(h)(pie²)(°F/pie) [Tabla 4]
$(c\mu/k)^{1/3} = (0.63 \times 0.49/0.095)^{1/3} = 1.47$

(9') $h_o = j_H \frac{k}{D_e}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \times 1$ [Ec. (6.15b)]
$= 137 \times 0.095 \times 1.47/0.079$
$= 242$ Btu/(h)(pie²)(°F)

(10') (11') (12') La corrección para viscosidad será muy pequeña.

Fluido frío: tubos, ácido acético

(6) A t_a = 120°F,
$\mu = 0.85 \times 2.42 = 2.06$ lb/(pie)(h) [Fig. 14]
$D = 0.584/12 = 0.0487$ pie
$Re_t = DG_t/\mu$
$= 0.0487 \times 670\,000/2.06$
$= 15\,800$

(7) j_H = 55 [Fig. 24]
(8) A t_a = 120°F,
$c = 0.51$ Btu/(lb)(°F) [Fig. 2]
$k = 0.098$ Btu/(h)(pie²)(°F/pie²) [Tabla 4]
$(c\mu/k)^{1/3} = (0.51 \times 2.06/0.098)^{1/3} = 2.21$

(9) $h_i = j_H \frac{k}{D}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \times 1$ [Ec. (7.6)]
$= 56 \times 0.098 \times 2.21/0.0487$
$= 249$ Btu/(h)(pie²)(°F)

(10) $h_{io} = h_i \times DI/DE$ [Ec. (6.5)]
$= 249 \times \frac{0.584}{0.75} = 194$

(13) Coeficiente total limpio U_C:

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{242 \times 194}{242 + 194} = 107.5 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)} \quad (6.38)$$

(14) Coeficiente total de diseño U_D:

$a'' = 0.1963$ pie²/pie lineal (Tabla 10)
Superficie total, $A = 3(270 \times 16'0'' \times 0.1963) = 2\,540$ pies²

$$U_D = \frac{Q}{A\,\Delta t} = \frac{5\,130\,000}{2540 \times 34.4} = 58.8 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)}$$

(15) Factor de obstrucción R_d

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{107.5 - 58.8}{107.5 \times 58.8} = 0.0077 \text{ (h)(pie²)(°F)/Btu} \quad (6.13)$$

Sumario

242	$h$externa	194
U_C	107.5	
U_D	58.8	
R_d Calculado	0.0077	
R_d Requerido	0.0040	

Caída de Presión

(1') Para Re, = 52 200,
f = 0.00155 pie²/plg² [Fig. 29]

(2') No. de cruces, $N + 1 = 12L/B$ [Ec. (7.43)]
$= 16 \times 12/5 = 39$
Total para 3 intercambiadores $= 39 \times 3 = 117$
$D_s = 21.25/12 = 1.78$ pies
s = 0.79 [Tabla 6]

$$(3')\ \Delta P_t = \frac{fG_s^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi_s}$$

$$= \frac{0.00155 \times 324\,000^2 \times 1.78 \times 117}{5.22 \times 10^{10} \times 0.079 \times 0.79 \times 1.0}$$

$= 10.4$ lb/plg²

AP, permitida = 10.0 lb/plg²

(1) Para Re_s = 158 000,
$f = 0.00024$ pie²/plg² [Fig. 26]
s = 1.07 [Tabla 61

$$(2)\ \Delta P_t = \frac{fG_t^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t}$$ [Ec. (7.45)]

$$= \frac{0.00024 \times 670\,000^2 \times 16 \times 2 \times 3}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0487 \times 1.07 \times 1.0}$$

$= 3.8$ lb/plg²

(3) $G_t = 670\,000$,
$V^2/2g' = 0.063$ [Fig. 27]
AP, = $3(4n/s)(V^2/2g')$ [Ec. (7.46)]

$$= \frac{3 \times 4 \times 2}{1.07} \times 0.063 = 1.4 \text{ lb/plg}^2$$

(4) AP, = AP, + AP, [Ec. (7.47)]
$= 3.8 + 1.4 = 5.2$ lb/plg²
AP, permitida = 10.0 lb/plg²

Los tres intercambiadores son más que adecuados para la transferencia de calor, aun cuando la caída de presión es insignificantemente más alta. Menos intercambiadores no pueden usarse.

Intercambiador l-l a contracorriente verdadera. Hay ocasiones en las que el cruce de temperatura es tan grande que la única solución es usar una contracorriente verdadera. Esto se logra fácilmente con equipo de cabezal de tubos fijos, pero con equipo de cabezal flotante es un poco más difícil. Se puede lograr, como se muestra en la **Fig.** 8.12. Una extensión formada por la boquilla de salida

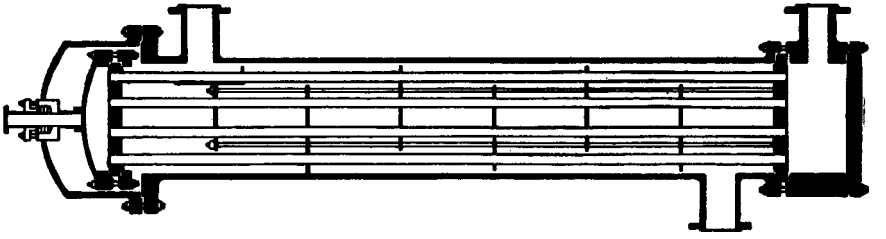


FIG. 8.12. Intercambiador l-l con cabezal flotante. (*Patterson Foundry & Machine co.*)

emerge por **la** tapa de la coraza y se sella mediante un estopero. Este tipo de intercambiador también se usa cuando la cantidad **de** fluido dentro de los tubos es muy grande.

PROBLEMAS

8.1. 33 114 lb/h de alcohol *n*-butílico a 210°F deben enfriarse a 105°F usando agua de 95 a 115°F. Se dispone para este propósito de un intercambiador de dos pasos en la coraza de 19¼ plg DI con 204 tubos de ¾ plg DE, 16 BWG, 16'0" de largo, en arreglo en cuadro de 1 plg de paso, distribuidos para cuatro pasos. Los deflectores con corte vertical están espaciados a 5 plg. Se permiten caídas de presión de 10 lb/plg². ¿Cuál es el factor de obstrucción?

8.2. 62 000 lb/h de aceite para templar de 26°API que tiene viscosidades equivalentes a la kerosena de 42°API (Fig. 14), se enfrían de 425 a 304°F por calentamiento de 27 200 lb/h de un destilado de 35°API (Fig. 14) con una temperatura de entrada de 100°F. Se dispone para este servicio de intercambiadores 1-2 de 15¼ plg DI con 108 tubos de ¾ plg DE, 16 BWG, 16'0" de largo, arreglados para seis pasos. Los deflectores están espaciados a 6 plg. Se dispone de 10 lb/plg² como caída de presión total. ¿Cuántos intercambiadores 1-2 se requieren, y cuál es el factor de obstrucción?

8.3. 36 000 lb/h de acetato de etilo se enfrían de 190 a 100°F usando agua de 80 a 120°F. Se dispone para este servicio de un intercambiador con dos pasos en la coraza y de 23¼ plg DI, con 292 tubos de ¾ plg DE, 14 BWG, 12'0" de largo arreglados para ocho pasos. Los deflectores de corte vertical están espaciados a 8 plg. ¿Qué caída de presión y factor de obstrucción se obtendrán?

8.4. 55 400 lb/h de nitrobenceno que provienen de un reactor bajo presion y a 365°F deben enfriarse a 150°F precalentando benceno bajo presión desde 100°F hasta la máxima temperatura de salida obtenible. Se dispone para este trabajo de dos intercambiadores de 25 plg DI, dos pasos en la coraza, con 356 tubos de ¾ plg DE, 13 BWG y 16'0" de largo, arreglados para seis pasos en los tubos. Los deflectores verticales están espaciados a 8 plg. ¿Cuáles son la caída de presión y el factor de obstrucción?

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO 8

A	Superficie de transferencia de calor, pies²
a''	Superficie externa por pie lineal, pies
a	Area de flujo, pies²
B	Espaciado de los deflectores, plg
C	Espaciado entre los tubos, plg
C	Calor específico del fluido caliente en las derivaciones, Btu, (lb)(°F)
c	Calor específico del fluido, Btu/(lb)(°F)
D	Diámetro interior de los tubos, pies
D_e	Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión, pies
D_s	Diámetro interior de la coraza, pies
d	Diámetro interior de los tubos, plg
d_e	Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión, plg
F_c	Fracción calórica, adimensional
F_T	Factor de diferencia de temperatura, adimensional, $A_t = F_T \times$ MLDT
f	Factor de fricción, pie²/plg²

G	Masa velocidad, lb/(h) (pie²)
g	Aceleración de la gravedad, pie/seg²
h_i, h_o	Coeficiente de transferencia de calor para fluidos dentro y fuera de los tubos, respectivamente, Btu/(h)(pie²)(°F)
h_{io}	Valor de h_i cuando se refiere al diámetro exterior del tubo, Btu/(h)(pie²)(°F)
DI	Diámetro interior, plg
j_H	Factor para transferencia de calor, adimensional,
K_c	Constante calórica, adimensional
k	Conductividad térmica, Btu/(h)(pie²)(°F/pie)
L	Longitud del tubo, pie
MLDT	Media logarítmica de la diferencia de temperatura, °F
N	Número de deflectores en la coraza
N_t	Número de tubos
n	Número de pasos en los tubos
DE	Diámetro exterior del tubo, plg
ΔP	Caída de presión, lb/plg²
ΔP_T, ΔP_t, ΔP_r	Caídas de presión total de los tubos y de regreso, lb/plg²
P_T	Paso en los tubos, plg
R	Grupo de temperatura (T, — T,) /(t_2 — t_1), adimensional
R_d	Factor de obstrucción combinado (h) (pie*) (°F)/Btu
Re	Número de Reynolds, adimensional
S	Grupo de temperatura (t_2 — t_1)/(T_1 — t_1), adimensional
s	Gravedad específica, adimensional
T, T_1, T_2	Temperatura en general, entrada y salida de fluido caliente, °F
T_a	Promedio de temperatura del fluido caliente, °F
T_c	Temperatura calórica del fluido caliente, °F
T_x	Temperatura del fluido en la coraza entre el primero y segundo pasos, °F
t_1, t_2	Temperaturas de entrada y de salida del fluido frío, °F
t_a	Temperatura promedio del fluido frío, °F
t_c	Temperatura calórica del fluido frío, °F
t_i	Temperatura al final del primer paso, °F
t_w	Temperatura de la pared del tubo, °F
t_y	Temperatura del fluido en los tubos entre el segundo y tercer pasos, °F
At	Diferencia verdadera de temperatura en Q = $U_D A\Delta t$, °F
At_1. Δ_h	Diferencia de temperatura en las terminales frías y calientes, °F
U_C, U_D	Coeficientes totales limpio y de diseño, Btu/(h)(pie²)(°F)
V	Velocidad, pps
W	Peso del fluido caliente, lb/h
w	Peso del fluido frío, lb/h
μ	Viscosidad, centipoises × 2.42 = lb/(pie)(h)
μ_w	Viscosidad a la temperatura de la pared del tubo, centipoises × 2.42 = lb/(pie)(h)
ρ	Densidad, lb/pie³
ϕ	$(\mu/\mu_w)^{0.14}$

Suscritos (excepto los anotados arriba)

s	Lado de la coraza
	Lado de los tubos

CAPITULO 9

GASES

Introducción. El cálculo del calentamiento y enfriamiento de gases difiere únicamente en aspectos menores de los procedimientos empleados en sistemas líquido-líquido, Las relaciones entre coeficientes de película para los gases y las caídas de presión permitidas, dependen críticamente de las presiones de operación del sistema mientras que para fluidos incomprensibles la presión de operación no es importante. Los valores de los coeficientes de película para los gases son, generalmente, menores que aquellos que se obtienen para líquidos a iguales valores de masa-velocidad, las diferencias son inherentes a las propiedades de los gases.

Propiedades de los gases. Las propiedades de los gases se comparan con aquellas de los líquidos para acentuar las mayores diferencias entre ellos. Las viscosidades de los gases varían desde 0.015 hasta 0.025 centipoises, o cerca de un décimo a un quinto de los valores obtenidos para los líquidos menos viscosos. Las viscosidades de los gases aumentan con la temperatura en contraste con la de los líquidos y el número de Reynolds es correspondientemente mayor aun cuando la masa-velocidad sea menor. Las conductividades térmicas de los gases, con la excepción del hidrógeno, son un quinto de los valores, usualmente obtenidos, para los líquidos orgánicos y cerca de un quinceavo de los valores para el agua y soluciones acuosas. Los calores específicos para gases orgánicos y vapores son ligeramente menores que aquellos de los líquidos orgánicos. Con la excepción del hidrógeno, el calor específico de los gases inorgánicos y vapores de hidrocarburos ligeros varían de 0.2 a 0.5 $\mathrm{Btu/(lb)(^\circ F)}$. Aun cuando el calor específico, viscosidad y conductividad térmica de un gas aumenten con la temperatura, el número de Prandtl c_μ/k tiene poca dependencia de la temperatura, excepto cuando ésta es cercana a la crítica. El valor de c_μ/k calculado a cualquier temperatura particular sirve suficientemente bien para soluciones de problemas que envuelvan el mismo gas a otra temperatura dentro de proximidad razonable. Los valores de c_μ/k están dados en la Tabla 9.1 para gases comunes.

TABLA 9.1. NUMEROS DE PRANDTL PARA GASES A 1 ATM Y 212°F

Gas	$\frac{c\mu}{k}$
Aire	0.74
Amoniaco	0.78
Bióxido de azufre	0.80
Bióxido de carbono	0.84
Etileno	0.83
Hidrógeno	0.74
Metano	0.79
Monóxido de carbono	0.74
Nitrógeno	0.74
Oxígeno	0.74
Sulfuro de hidrógeno	0.77
Vapor de agua	0.78

Mientras que la mayoría de los datos de viscosidad, calor específico y conductividad de los gases se tabulan a presión atmosférica, se pueden hacer correcciones a otras presiones mediante métodos ya establecidos. Las viscosidades pueden corregirse mediante la correlación de Comings y Egly [1] dada en la Fig. 13*b*, o mediante el empleo del método de Othmer y Josefowitz.[2] Los calores específicos pueden corregirse mediante el método de Watson y Smith.[3] Estas correcciones, sin embargo, no tendrán significado a menos que la presión del gas sea grande. Excepto a vacíos muy altos, las conductividades de los gases no se afectan por la presión. El cálculo de la densidad o volumen específico de un gas mediante el uso de la ley de los gases perfectos es permisible para presiones moderadas, pero puede tener error a altas presiones. Si se dispone de datos de compresión, es preferible su uso a altas presiones, o la ley de los gases perfectos puede reemplazarse por una ecuación de estado más aceptable como la de Van der Waals o Beattie- Bridgman.

Caída de presión. Las Ecs. (7.44) y (7.45) y los factores de fricción obtenidos de las Figs. 26 y 29, pueden usarse para el cálculo de la caída de presión en la coraza o en los tubos para calentadores o enfriadores de gas, cuando se usen valores de entrada y salida de la gravedad específica con relación *al agua.* Es obvio en el caso de cualquier gas, que la gravedad específica varía considerablemente con la ***presión de operación.*** La gravedad específica del aire en un intercambiador operado a 150 lb/plg²a, es casi diez veces la gravedad

[1] Comings, E. W., y R. S. Egly, *Ind. Eng.* Chem., 32, 714-718 (1940).
[2] Othmer, D. F., y S. Josefowitz, *Ind. Eng. Chem., 38,* 111-116 (1946).
[3] Watson. K. M., y R. L. Smith, *Natl. Petroleum News,* julio, 1936.

específica cuando se opera a presión atmosférica, y para una masa-velocidad dada la caída de presión será únicamente de un décimo más grande. Yendo en la otra dirección, el aire a 7½ lb/plg²a tiene una densidad de la mitad a presión atmosférica, y la caída de presión para una masa-velocidad dada se hace mayor a medida que la presión de operación disminuye; una consideración desfavorable en procesos al vacío. Sm embargo, cuando un gas se opera a altas presiones, se pueden usar valores de masa-velocidad relativamente grandes, sin obtener una caída de presión impráctica. Cuando se opera un gas al vacío, una caída de presión de 0.5 lb/plg² puede representar una porción muy grande de la carga disponible para mover el gas a través del intercambiador.

Coeficientes de película. Los coeficientes de película pueden ser evaluados con precisión mediante el uso de las ecuaciones para la coraza y tubos o de las Figs. 24 y 28. No se necesita hacer corrección para el cociente de viscosidad ϕ a menos de que el rango de temperatura sea excesivamente grande. Como se mencionó antes, la baja viscosidad de los gases da altos números de Reynolds, aun cuando se usen masas-velocidad pequeñas. Se obtienen valores de j_H altos, pero las correspondientes conductividades térmicas menores, dan coeficientes de película debajo de los obtenidos para líquidos a iguales masas-velocidad o a valores iguales de j_H. Las aplicaciones más comunes del enfriamiento de gases bajo presión se encuentran en el postenfriamiento e interenfriamiento de gases que se someten a compresiones adiabáticas o politrópicas en compresores de simple o múltiples pasos. La transferencia de calor de gas a líquido también se usa para la recuperación de calor de desperdicio de gases de combustión a presión cerca de la atmosférica, tal como en los *economizadores*, pero éstos emplean, comúnmente, una modificación conocida como ***superficies extendidas,*** que se tratarán en el Cap. 16. Cuando se calientan gases, el medio usual de calentamiento es el vapor de agua.

Muchos de los datos reportados en la literatura respecto a la transferencia de calor en régimen turbulento, hacen uso de la siguiente transformación :

$$\frac{hD}{k}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{-1/3}\frac{\mu}{DG}\frac{c}{c} = \frac{h}{cG}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{2/3} \tag{9.1}$$

Y se define un nuevo factor j_H como sigue

$$j_h = \frac{h}{cG}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{2/3} \tag{9.2}$$

y se grafica como función de Re. Todas las ecuaciones de convección dadas hasta aquí pueden graficarse como j_h vs. Re en lugar de j,, contra Re, simplemente dividiendo los valores de j_H dados en las Figs. 24 y 28 por sus respectivos valores de Re. Se obtienen ecuaciones en alternativa.

Al correlacionar gases, hay un mérito considerable al usar j_h en preferencia a j_H. Usando j_H, c_μ/k es constante, pero k en la Ec. (6.15a) y (6.15b) debe obtenerse a la temperatura de la masa para obtener h, y los datos de conductividad son bastante escasos para los gases. Usando j_h, c_μ/k es constante, pero en la Ec. (9.1) sólo se requiere c para obtener h, y esto es necesario también para determinar la carga de calor.

Cuando los gases entran en un compresor adiabático, sus isotermas siguen la ecuación pv^γ = constante, donde p es la presión absoluta del gas, v su volumen específico, y γ el cociente de los calores específicos de los gases a presión y volumen constantes. Aplicando la ley de los gases perfectos, la variación de presión absoluta de la *temperatura absoluta es*

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{abs} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \tag{9.3}$$

Los gases que deben enfriarse o calentarse a presiones moderadas, usualmente se hacen circular por la coraza de los intercambiadores para tener bajo control la corrosión que resulte por el uso de agua de enfriamiento o condensación de vapor. A presiones altas, sin embargo, es costumbre poner el gas dentro de los tubos, ya que la presión sólo actúa sobre ellos.

EJEMPLO 9.1. Cálculo de un postenfriador en un compresor de amoniaco. Amoniaco gas seco a 83 lb/plg²a y a un gasto de 9 872 lb/h se descarga de un compresor a 245°F y debe alimentarse a un reactor a 95°F usando agua de enfriamiento de 85 a 95°F. Se permite una caída de presión de 2.0 lb/plg² en el gas y de 10.0 lb/plg² en el agua.

Se dispone para este servicio de un intercambiador 1-2 de 23¼ plg DI, que tiene 364 tubos de ¾ plg, 16 BWG y 8'0" de largo, arreglados en paso triangular de $^{15}/_{16}$ plg. El haz de tubos está arreglado en ocho pasos y los deflectores espaciados a 12 plg.

¿Cuáles serán el factor de obstrucción y la caída de presión?

Solución:

Intercambiador:

Coraza	*Tubos*
DI = 23¼	Número y longitud = 364, 8'0"
Espaciado de los deflectores = 12 plg	DE, BWG, paso = ¾ plg, 16 BWG, $^{15}/_{16}$ plg en triángulo
Pasos = 1	Pasos = 8

(1) Balance de calor:

Gas amoniaco, $Q = 9\,872 \times 0.53(245 - 95) = 785\,000$ **Btu/h** (Fig.3)
Agua, Q = 78 500 $\times$ **1(95** − 85) = 785 000 **Btu/h**

(2) At:

Fluido caliente		Fluido **frío** Dif.	
245	**Alta temp.**	**95**	**150**
95	**Baja temp.**	**85**	**10**
150	**Diferencias**	**10**	**140**

MLDT = 51.8°F (5.14)

$R = \frac{150}{10} = 15$ $S = \frac{10}{245 - 85} = 0.0625$

$F_T = 0.837$ (Fig. 18)
$At = 0.837 \times 51.8 = 43.4°F$ (7.42)

(3) T_c **y** t_c: Las viscosidades **variarán** tau poco que no se requiere corrección. El agua fluye en los tubos para no corroer la coraza.

Fluido caliente: coraza, amoniaco

a 83 **lb/plg²**$_a$

(4') a_s = DI $\times$ $C'B/144P_T$ **[Ec. (7.1)]**
= 23.25 $\times$ 0.1875 $\times$ **12/144** $\times$ 0.937
= 0.388 **pie²**

(5') G_s = Wla, **[Ec. (7.2)]**
= **9 872/0.388**
= 25 400 **lb/(h)(pie²)**

(6') A T_a = **170°F,**
μ = 0.012 $\times$ 2.42 = 0.029 **lb/(pie)(h)**
[Fig. **15]**

D_e = **0.55/12** = 0.0458 pie
Re, = D_eG_s/μ **[Ec. (7.3)]**
= 0.0458 $\times$ **25 400/0.029**
= 40200

(7') j_H = 118 **[Fig. 28]**

(8') A T_a = **170°F,**
k = 0.017 **Btu/(h)(pie²)(°F/pie)**
[Tabla **5]**

$(c\mu/k)^{1/3}$ = (0.53 x **0.029/0.017**)$^{1/3}$ = 0.97

(9') $h_0 = j_H \frac{k}{D_e}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \times 1$ **[Ec.** (6.15*b*)]
= 118 x 0.017 x **0.97/0.0458**

Fluido frío: tubos, agua

(4) a'_t = 0.302 **plg²** (Tabla **10]**
$a_t = N_t a'_t/144n$
= 364 $\times$ **0.302/144** $\times$ 8
= 0.0954 pie*

(5) $G_t = w/a_t$
= **78 500/0.0954**
= 823 000 **lb/(h)(pie²)**
$V = G_t/3\,600\rho$ = 823 **000/3** 600 $\times$ 62.5 = **3.65 pps**

(6) A t_a = **90°F,**
μ = 0.82 $\times$ 2.42 = 1.99 **lb/(pie)(h)**
[Fig. **14]**

D = **0.62/12** = 0.0517 pie [Tabla 101
Be, = DG_t/μ *(Re,* es para la caída de presión solamente).
= 0.0517 $\times$ 823 **000/1.99**
= 21400

(9) h_i = 900 **Btu/(h)(pie²)(°F)**
[Fig. 251

Fluido caliente: coraza, amoniaco a 83 *psia*

$= 42.3$ **Btu/(h)(pie²)(°F)**

(10') (ll') (12') La corrección para viscosidad es innecesaria.

Fluido frío
Tubos, agua

(10) $h_{io} \times$ **DI/DE** **[Ec.** (6.5))
$=$ **900** $\times$ **0.62/0.75** $=$ **744**

(13) Coeficiente **total limpio** U_C:

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{744 \times 42.3}{744 + 42.3} = 40.1 \text{ Btu/(h)(pies²)(°F)} \quad (6.38)$$

(14) Coeficiente **total** de diseño U_D:

$a'' = 0.1963$ **pie²/pie lineal** (Tabla 10)

Superficie **total,** $A = 364 \times$ **8'0"** $\times 0.1963 = 575$ **pies²**

$$U_D = \frac{Q}{A\,\Delta t} = \frac{785\,000}{572 \times 43.4} = 31.7 \text{ Btu/(h)(pies²)(°F)}$$

(15) Factor de distracción, R_d **:**

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{\textbf{40.1 - 31.7}}{\textbf{40.1 x 31.7}} = 0.0070 \text{ (h)(pie²)(°F)/Btu} \quad (6.13)$$

Sumario

42.3	*h* exterior	744
U_C	40.1	
U_D	31.7	
R_d **Calculado** 0.0070		
R_d Requerido x		

Caída de Presión

(1') Para $Re_s = 40200$,
$f = 0.00162$ **pie²/plg²** [Fig. **29]**

(2') No. de cruces, $N + 1 = 12L/B$ **[Ec. (7.43)]**
$= 12 \times$ **8/12** $= 8$

$$s = \frac{\rho_{gas}}{\rho_{agua}}$$

$$pv = \frac{w'}{(MW)} \times 1545T_{abs}$$

$$\rho_{gas} = \frac{w'}{v} = \frac{p(MW)}{1545T_{abs}}$$

$$= \frac{(83 \text{ x } 144)(17.1)}{1545(460 + 170)} = 0.209 \text{ lb/pie³}$$

(1) Para $Re_s = 21400$,
$f = 0.000225$ **pie²/plg²** **[Fig. 26]**

(2) $\Delta P_t = \dfrac{fG_t^2Ln}{5.22 \text{ X } 10^{10}Ds\phi_t}$ **[Ec. (7.45)]**

$$= \frac{0.000225 \text{ 000'} \times 8 \times 8}{5.22 \times 10^{10} \text{ x } 0.0517 \times 1.0 \text{ x } 1.0}$$

$= 3.6$ **lb/plg²**

Caída de Presión

$s = \frac{0.209}{62.5} = 0.00335$

$D_s = 23.25/12 = 1.94$ pies

(3') $\Delta P_s = \frac{fG_s^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi_s}$

$= \frac{0.00162 \times 25\,400^2 \times 1.94 \times 8}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0458 \times 0.00335} \times 1.0$

AP, permitida = 2.0 lb/plg²

(3) $G_s = 823\,000$, $V^2/2g' = 0.090$ [Fig. 271

$AP_s = (4n/s)(V^2/2g')$ [Ec. (7.46)]

$= \frac{4 \times 8}{1.0} \times 0.090 = 2.9$ lb/plg²

(4) $\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$ [Ec. (7.47)]

$= 3.6 + 2.9 = 6.5$ lb/plg²

ΔP_T permitida = 10.0 lb/plg²

La habilidad para estar dentro de la caída **de presión permisible depende** directamente de la densidad del gas. Si el gas fuera aire a la misma **presión, la** densidad y **la** caída de presión serían 0.209 $\times$ 29/17 = 0.357 lb/pie³ y 1.2 **lb/plg².** Similarmente, un **intercambiador** puede usarse para gases a presión de vacío únicamente cuando se emplee masa velocidad muy pequeña. Esto último resulta en regímenes de transferencia muy bajos en servicios **al vacío, los** valores para U_D son del orden de 2 a 10 **Btu/(h)(pie²)(°F).**

Interenfriadores para compresores de aire. En la compresión de aire para servicios, es común sujetar el aire atmosférico a cuatro o más pasos de compresión. La caída de presión permitida en los interenfriadores que siguen a los pasos iniciales es extremadamente crítica. Suponiendo que un compresor opera con una razón de compresión de aproximadamente 2% : 1 o 2% : 1, una caída de presión de 1 lb/plg² en el interenfriador del primer paso representa una reducción en la presión total después del cuarto paso de 1 X 2.5 X 2.5 X 2.5 = 13.1 lb/plg² y casi 80 lb/plg² después del sexto paso. Además, la presencia de humedad en el aire de entrada hace imposible computar la carga de calor como un simple cambio en el calor sensible. Supóngase que el compresor toma aire a 95°F (durante una lluvia de verano), lo comprime y lo enfría a 95°F entre cada paso de compresión. El aire y el vapor de agua ocupan el mismo volumen total. La compresión de un gas saturado aumenta el punto de rocío sobre el valor inicial. El enfriamiento del gas comprimido hasta su temperatura original, requiere que se le enfríe debajo de este punto de rocio. Esto puede ocurrir solamente si el agua se condensa durante el enfriamiento. La razón es la siguiente: el vapor de agua original en el aire atmosférico saturado fue todo el que podía existir en el volumen de aire originalmente a 95°F. Su peso total puede obtenerse del volumen específico del vapor en pies cúbicos por libra para 95°F según la Tabla 7. Después de la compresión y su enfriamiento a 95°F, el volumen total del aire se reduce, pero el volumen específico del vapor a 95°F no ha cambiado. Se puede mantener el

mismo volumen específico en el volumen de gas reducido únicamente si se elimina algo del agua.

EJEMPLO *9.2.* **Cálculo de la carga de calor en un interenfriador de aire.** 4 870 pcm de aire saturado a 95°F entran a un compresor adiabático de cuatro pasos, que tiene una razón de compresión de 2.33 : 1 a presión atmosférica. (a) **¿Cuánto** calor debe eliminarse en el interenfriador del **primer paso?** *(b)* **¿Cuánto** calor debe eliminarse en el interenfriador del segundo paso?

Solución:

(a) Entrada 4 670 pcm :

Presión parcial de saturación del agua a 95°F = 0.8153 **lb/plg²** (Tabla 7)

Volumen especifico del agua de saturación a 95°F = 404.3 **pies³/lb** (Tabla 7)

El aire **y** el agua ocupan el mismo volumen a sus respectivas presiones **parciales.**

Lb **agua/h** entrando = 4 670 × 601404.3 = 692 **lb**

Primer ***paso:***

Después de la razón de **compresión** 2.33

$$p_2 = 14.7 \times 2.33 = 34.2 \text{ lb/plg}^2$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{abs} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (\gamma = 1.40 \text{ para aire*})$$

$$\frac{T_{2abs}}{460 + 95} = (2.33)^{(1.4-1)/1.4}$$

$$T_{2abs} = 705°\text{R o } 245°\text{F}$$

Interenfriador:

Volumen final del gas = 4 670 × 60 × **14.7/34.2** = 120 000 **pies³/h**

Agua remanente en el aire = 120 **000/404.3** = 297 **lb/h**

Condensación en el interenfriador = 692 -297 = 395 **lb/h**

Volumen específico del aire atmosférico = **(359/29) (555/492) 14.7**/(14.7 − 0.8153) = 14.8 **pies³/lb**

Aire en el gas de entrada = 4 670 × **60/14.8** = 18 900 **lb/h**

Carga de calor (245 a 95°F):

Calor sensible :

$$Q_{aire} = 18\,800 \times 0.25(245 - 95) = 708\,000 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{agua} = 692 \times 0.45(245 - 95) = 46\,700 \text{ Btu/h}$$

Calor latente:

$$Q_{agua} = 395 \times 1040.1 = 411\,000 \text{ Btu/h}$$

Total 1 165 700 **Btu/h**

Si no se hubiera considerado la condensación, se tendría un error de 33%. Debe también notarse que más de la mitad del agua se condensa en el primer interenfriador.

* **La corrección de γ debido a la presencia de vapor de agua** generalmente se **omite**

(b) Segundo paso: $p_3 = 34.2 \times 2.33 = 79.8$ **lb/plg²**
Volumen final del gas = $4\,670 \times 60 \times 14.7/79.8 = 51\,500$ **pies³/h**
Libras de agua remanentes en el agua = $51\,500/404.3 = 127.5$ **lb/h**
Condensación en el interenfriador = $297 - 127.5 = 169.5$ **lb/h**

Carga de calor (245 a 95°F) :

Calor sensible :

$Q_{aire} = 18\,900 \times 0.25(245 - 95) = 708\,000$ **Btu/h**
$Q_{agua} = 297 \times 0.44(245 - 95) = 19\,600$ **Btu/h**

Calor latente :

$Q_{agua} = 169.5 \times 1\,940.1 = 170\,700$ **Btu/h**

898 300 **Btu/h**

EJEMPLO 9.3. **Cálculo del punto de rocío después de** la compresión. El punto de rocío y la temperatura de saturación del aire saturado a la entrada, son los mismos. Después del primer paso **en** la compresión, el punto de rocío aumenta. **¿Cuál** es el punto de rocío cuando el aire saturado a 95°F y 14.7 **lb/plg²** se comprime a 34.2 **lb/plg²?**

Solución:

Entrada

Moles de aire = $18\,900/29 = 652$
Moles de agua = $692/18 = 38.4$

690.4

Después de la compresión:

Presión parcial del vapor de agua = $(38.4/690.4)34.2 = 1.90$ **lb/plg²**
De la Tabla 7, equivalente a 1.9 **lb/plg²,** el punto de rocio es = **124°F**
En otras palabras, el gas y el vapor de agua son enfriados sensiblemente de 245 a 124°F en el interenfriador del primer paso y el vapor de agua empezará a condensarse a 124°F.

Cálculo de enfriadores para gases húmedos. El cálculo de la carga de calor y los coeficientes de película en los interenfriadores de sistema de compresión adiabática, que empiezan con gases inicialmente secos, no ofrecen dificultad particular. La carga de calor es el requerimiento de calor sensible para enfriar el gas entre los pasos de compresión. El coeficiente de película es el del gas seco

Los enfriadores para enfriar gases húmedos presentan un número adicional de problemas. Si el gas húmedo debe enfriarse debajo de su punto de rocío, aparecerán dos zonas: (1) de la temperatura de entrada al punto de rocío en el cual tanto el gas como

el vapor se enfrían sensiblemente, y (2) del punto de rocío a la temperatura de salida en la cual el vapor y el gas se enfrían y parte del vapor se condensa. La primera zona puede calcularse fácilmente como gas seco, pero el calculo de la segunda zona es extremadamente tediosa. En el Cap. 13 se demostrará un proceso de calculo relativamente exacto como parte de un ejemplo de la condensación, en el cual se verá que tanto los coeficientes de película de condensación y el gas están cercanamente relacionados. El coeficiente de película para una mezcla varía considerablemente a partir del punto de rocío a la temperatura de salida y a medida que el vapor condensable disminuye. También se ve que, en cualquier servicio de enfriamiento de gas húmedo, si la temperatura de la pared del tubo está por debajo del punto de rocío del gas, aun cuando el gas no se enfríe bajo su punto de rocío, la pared del tubo estará mojada con condensado. A medida que las gotas del condensado se desprenden del tubo, volverán a gasificarse y una fracción de ellas puede drenar del enfriador si la temperatura desciende de su punto de rocío. Sin embargo, la película del líquido en el tubo introduce una resistencia a través de la que el calor debe transferirse. Si el vapor condensable es agua, la resistencia puede omitirse debido a la alta conductividad de la película. Si es un vapor cuyo condensado es un fluido viscoso, puede ser necesario calcular la resistencia media de la película haciendo uso de los métodos del Cap. 13, basados en las propiedades del condensado. Es también aconsejable considerar que los gases que no son particularmente corrosivos, cuando contienen una pequeña concentración de vapor de agua, pueden ser corrosivos cuando se disuelvan en el agua que se condensa en la pared fría del tubo. Los desupercalentadores, que son simplemente enfriadores de gases, frecuentemente operan con parte de superficie húmeda aun cuando no drena condensado del sistema.

El comportamiento de los interenfriadores comerciales para gases permanentes saturados a presión atmosférica con agua a 100°F o menos, puede predecirse rápidamente mediante reglas empíricas. Estas reglas son: (1) Calcule la carga total de calor sensible de enfriamiento y condensación como si se transfiriera a gas seco, y (2) use el valor de $A_t = F_T \times$ MLDT obtenido de la temperatura de entrada y salida del gas del condensador y las temperaturas del agua. Estas reglas son la combinación de generalizaciones no siempre seguras que tienden a cancelarse unas a otras. El coeficiente de película combinado para condensación y enfriamiento de gas bajo el punto de rocío, es mayor que el dado por (1). La diferencia verdadera de temperatura es menor que la calculada por (2), puesto que la media logarítmica para la porción de la carga de calor, cedida desde el punto de rocío hasta la salida, es menor que la calculada por la regla.

PROBLEMAS

9.1. 3 500 pcm de nitrógeno seco a 17 lb/plg²g y 280°F, se enfrían a 100°F con agua a una temperatura de entrada de 85°F. Se dispone para este trabajo de un intercambiador 1-2 de 31 plg DI que tiene 600 tubos de ¾ plg DE, 16 BWG, y 12'0" de largo, arreglados para 8 pasos en los tubos y dispuestos en arreglo triangular con paso de 1 plg. Los deflectores están a 24 plg.

No se debe exceder la caída de presión en 2.0 lb/plg² para el gas, y 10.0 lb/plg² para el agua, y el factor de obstrucción mínimo será de 0.01. ¿Trabajará el enfriador?

9.2. 17 500 lb/h de oxígeno a presión atmosférica se enfrían de 300 a 100°F con agua de 85 a 100°F. Se dispone de un intercambiador de 31 plg DI que contiene 600 tubos de ¾ plg DE 16 BWG y 12'0" de largo, arreglados los tubos en ocho pasos en disposición triangular de 1 plg. Los deflectores están espaciados 24 plg.

¿Cuál es el factor de obstrucción y la caída de presión?

9.3. 5 000 pcm de aire saturado a 100°F entran al primer paso de un compresor que tiene una razón de compresión de 2.45 : 1. El aire está a presión atmosférica. (a) Cuánto calor debe eliminarse después de cada uno de los cuatro pasos, suponiendo una caída de presión de 2 lb/plg² en cada interenfriador. (b) Para el primer interenfriador se dispone de un intercambiador de 29 plg DI con 508 tubos de ¾ plg DE 14 BWG, 12'0" largo, arreglados en ocho pasos y dispuestos en paso triangular de 1 plg. El espaciado de los deflectores está a 24 plg. Usando agua con una temperatura de entrada de 85°F, ¿cuáles son las caídas de presión y los factores de obstrucción?

9.4. Para el interenfriador del segundo paso en el Ej. 9.2, el siguiente intercambiador 1-2 está disponible: 21¼ plg DI con 294 tubos de ¾ plg DE, 14 BWG y 12'0" de largo, arreglados en ocho pasos. y dispuestos en paso triangular de 15/16 plg. Los deflectores están espaciados a 20 plg. ¿Cuáles son el factor de obstrucción y las caídas de presión?

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO 9

A	Superficie de transferencia de calor, pies*
a	Area de flujo, pies*
a''	Superficie externa por pie lineal, pies
B	Espaciado de los deflectores, plg
C'	Espaciado entre los tubos, plg
c	Calor específico del fluido frío, Btu/(lb) (°F)
D	Diámetro interior de los tubos, pies
D_e	Diámetro equivalente, pies
F_T	Factor de la diferencia de temperatura, At $= F_T \times$ MLDT, adimensional
f	Factor de fricción, pies²/plg²
G	Masa velocidad, lb/(h)(pie²)
g'	Aceleración de la gravedad, pies/seg²
h, h_i, h_o	Coeficiente general de transferencia de calor, fluido interior, fluido exterior, respectivamente, Btu/(h)(pie²)(°F)
h_{io}	Valor de h_i cuando se refiere al diámetro exterior del tubo, Btu/(h)(pie²)(°F)

J_H	Factor para transferencia de *calor* $(hD/k)(c\mu/k)^{1/3}$, adimensional
j_h	Factor para transferencia de calor $(h/cG)(c\mu/k)^{2/3}$, adimensional
k	Conductividad térmica, Btu/ (h) $(pie^2)(°F/pie)$
L	Longitud del tubo, pies
MLDT	Media logarítmica de la diferencia de temperatura. °F
N	Número de deflectores
N_t	Número de tubos
n	Número de pasos en los tubos
P_T	Paso de los tubos, plg
ΔP	Caída de presión, lb/plg^2
ΔP_T, ΔP_t, ΔP_r	Caída de presión total de los tubos y de regreso, lb/plg^2
p	Presión, lb/plg^2a
R	Grupo de temperatura $(T_1 - T_2)/(t_2 - t_1)$, adimensional
R_d	Factor de obstrucción combinado, (h) $(pie^2)(°F/Btu)$
Re	Número de Reynolds, adimensional
S	Grupo de temperatura $(t_2 - t_1)/(T_1 - t_1)$, adimensional
s	Gravedad específica, adimensional
T_{abs}	Temperatura absoluta, °R
T_a	Temperatura promedio del fluido caliente, °F
T_c	Temperatura calórica del fluido caliente, °F
T_1, T_2	Temperatura de entrada y salida del fluido caliente, °F
t_a	Temperatura promedio del fluido frío, °F
t_c	Temperatura calórica del fluido frío, °F
t_1 t_2	Temperatura de entrada y salida del fluido frío, °F
At	Diferencia verdadera de temperatura en $Q = U_D A\Delta t$, °F
U_C, U_D	Coeficientes totales de transferencia de calor, limpio y de diseño, $Btu/(h)(pie^2)(°F)$
V	Velocidad, pps
v	Volumen específico, $pies^3/lb$
W	Peso del fluido caliente, lb/h
w	Peso del fluido frío, lb/h
w'	Peso, lb
γ	Cociente de los calores específicos del gas, adimensional
μ	Viscosidad, centipoises × 2.42 = $lb/(pie)(h)$
μ_w	Viscosidad en la pared del tubo, centipoises × 2.42 = $lb/(pie)(h)$
ρ	Densidad, lb/pie^3
ϕ	$(\mu/\mu_w)^{0.14}$

Suscritos (excepto los anotados arriba)

s	Coraza
t	Tubos

CAPITULO 10

FLUJO LAMINAR Y CONVECCION LIBRE

Flujo laminar en los tubos de intercambiadores. De la ecuación de Fourier para un solo tubo $Q = wc(t_2 - t_1) = h_i(\pi DL)\Delta t$. Cuando la temperatura de la pared interior del tubo t_p es constante, la diferencia de temperatura At en flujo laminar puede reemplazarse por la media aritmética de las diferencias de temperatura **de** las terminales calientes y frías $\Delta t_a = [(t_p - t_1) + (t_p - t_2)]/2$. Resolviendo para h_iD/k,

$$\frac{h_iD}{k} = \left(\frac{2}{\pi}\frac{wc}{kL}\right)\frac{(t_2 - t_1)}{(t_p - t_1) + (t_p - t_2)} \tag{10.1}$$

Es interesante notar que la mayor temperatura de salida obtenible en un tubo es la temperatura constante de la pared caliente del tubo t_p. Para este caso la Ec. (10.1) se reduce a

$$\frac{h_iD}{k} = \left(\frac{2}{\pi}\frac{wc}{kL}\right) \tag{10.2}$$

Ningún valor promedio observado de h_i puede exceder el dado por la Ec. (10.2), y esto es una herramienta muy útil mediante la cual se pueden desechar observaciones erróneas.

Mediante consideraciones puramente teóricas sobre la suposición de distribución parabólica de las velocidades de fluidos que fluyen en flujo laminar, Graetz obtuvo la Ec. (3.27). No incluyó ninguna corrección para las modificaciones de la distribución parabólica durante el calentamiento y enfriamiento. Sieder y Tate evaluaron la ecuación empírica equivalente [Ec. (3.32)] y obtuvieron Ec. (6.1), a los que se les debe crédito por las correcciones en la distribución de velocidad durante el enfriamiento y calentamiento.

El flujo laminar en tubos puede ser interpretado como un efecto de conducción, y está también sujeto a la ocurrencia simultánea de convección libre. La convección libre sólo tiene significado en fluidos no viscosos. Los fluidos se desplazan en régimen laminar debido a tres condiciones : (1) El fluido es viscoso; (2) el fluido no es viscoso, pero la cantidad es pequeña para el área de flujo en cuestión;

y (3) el gasto y la viscosidad son intermedias, pero su combinación resulta en un flujo en régimen laminar. Cuando la convección libre se suprime debido a las altas viscosidades promedio del líquido, digamos varios centipoises y más, o cuando la diferencia de temperatura es pequeña, la Ec. (6.1) da h_i dentro de la desviación establecida como conducción pura. Para los casos que caen dentro de (2) o (3) mencionados arriba, el valor de h_i de la Ec. (6.1) puede ser conservador, siendo el valor verdadero de h_i hasta 300% mayor debido a la influencia de convección libre.

En la derivación de Graetz, el valor de L en el número de Graetz wc/kL o en el cociente D/L se supone que es la longitud de la trayeo toria en la que el fluido se desplaza con un gradiente de temperatura de conducción a ángulos rectos al eje mayor del tubo. Naturalmente, si ocurre una mezcla en cualquier punto en el tubo de transferencia de calor, la distancia desde la entrada al punto de mezcla debe considerarse como la longitud de la trayectoria en la que el gradiente de temperatura es efectivo, ya sea que corresponda o no a la longitud total del tubo del intercambiador, nL. *Boussinesq* [1] ha presentado una teoría de que bajo condiciones ideales el régimen laminar no se establece sino hasta que los líquidos hayan recorrido una longitud de quince diámetros de tubo. En equipo de transferencia de calor de múltiples pasos, es muchas veces posible considerar el fluido dentro de los tubos como mezclado al final de cada paso. La mezcla interna es deseable tanto como la convección, debido a que reduce la longitud de la trayectoria laminar a la longitud de cada paso, L.

A menor longitud sin mezcla mayor valor de h_i, aun cuando no siempre es seguro suponer que la mezcla ocurre al final de cada paso de los tubos en un intercambiador. En los intercambiadores modernos de múltiple paso, el área de flujo en el cabezal flotante y en los carretes se diseña para ser idéntica o un poco mayor que el área de flujo de los tubos en cada paso. En esta forma es posible eliminar una caída de presión de regreso excesiva. Si no se induce turbulencia o mezcla al final de cada paso, nL es la longitud total de la trayectoria en lugar de L, lo que conduce al cálculo de valores seguros de h_i aun cuando ocurriera turbulencia.

Se encontrará, frecuentemente, que el número de Reynolds basado en la viscosidad a $t_a = (t_1 + t_2)/2$ es menor que 2 100, pero cerca de la salida el número de Reynolds basado en la viscosidad a t_2 es mayor que 2 100. La Ec. (6.1) no se aplica en el rango de transición o de flujo turbulento. En el cálculo de intercambiadores de múltiple paso, el punto al que Re = 2 100 debe entonces determinarse por

[1] Boussinesq, J., *Compt., rend.*, *113*, 9 (1891)

prueba y error, y la trayectoria excluirse de los cálculos como flujo laminar. Si una porción del tubo se encuentra en el rango de transición, puede computarse más fácilmente mediante la Fig. 24.

Para un intercambiador de dos pasos en los tubos el error máximo en h_i calculado en la Ec. (6.1) entre suposiciones de mezclado y no mezcla entre los pasos, es $(\frac{2}{1})^{1/3} = 1.26$ o 26% , puesto que $h_i \propto 1/L^{1/3}$. Para un intercambiador de ocho pasos en los tubos el error es $(\frac{8}{1})^{1/3} = 2.0$ o 100%. De ordinario no debe llegarse a una decisión sin consultar el diseño del intercambiador y notar si se ha previsto o no la mezcla entre los pasos.

EJEMPLO 10.1. **Calentador de aceite crudo: Flujo laminar. Una tubería** conduce 16 000 lb/h de aceite crudo de 34°API. Entra a los tubos a 95°F y se calienta hasta 145°F usando vapor a 250°F. Considere que el fluido se mezcla entre los pasos.

Las viscosidades del aceite crudo son:

°F	μ cp
250	1.15
200	1.7
150	2.8
125	3.8
100	5.2

Se dispone para servicio temporal de un intercambiador horizontal 1-2 que tiene 15¼ plg DI en la coraza con 86 tubos de 1 plg DE, 16 BWG, de 12'0" de largo, en arreglo triangular de 1¼ plg de paso. El haz de tubos está arreglado para cuatro pasos y los deflectores espaciados a 15 plg. Puesto que el calentador es para uso temporal, no se incluirá factor de obstrucción.

¿Llenará el intercambiador las necesidades?

Solución:

Intercambiador:

Coraza	*Tubos*
DI = 15¼ plg	Número y longitud = 86, 12'0"
Espaciado de los deflectores = 15 plg	DE, BWG, paso = 1 plg, 16 BWG, 1¼ plg en triángulo
Pasos = 1	Pasos = 2

(1) Balance de calor:

Aceite crudo, $Q = 16\,000 \times 0.485(145 - 95) = 388\,000$ Btu/h

Vapor, $Q = 410 \times 945.5 = 388\,000$ Btu/h

(2) At:

Fluido caliente		Fluido frio	Dif.
250	Alta temp.	145	105
250	Baja temp.	95	155
0	Diferencias	50	50

$\Delta t = \text{MLDT} = 129°\text{F}$ (verdadero flujo a contracorriente) (5.14)

(3) T_c y t_c: Este fluido fluye en el intercambiador en régimen laminar [véase (6), abajo]. Para flujo laminar el medio aritmético deberá usarse. Para el primer paso

$$t_a = \frac{t_1 + t_i}{2} = \frac{95 + 125}{2} = 110°\text{F (aprox.)}$$

Bajo la suposición de que los fluidos se mezclan entre los pasos, cada paso debe resolverse independientemente. Puesto que únicamente dos pasos están presentes en este intercambiador, es relativamente simple suponer la tempe ratura al final del primer paso. Más de la mitad de la carga de calor debe transferirse en el primer paso; por lo tanto suponga t_i al final del primer paso como 125°F y $t_i - t_1$ es 30°F.

Fluido *caliente: coraza, vapor*

(9′) $h_o = 1\ 500$

(10′) $t_p = t_a + \frac{h_o}{h_i + h_o}(T_c - t_a)$

$= 110 + \frac{1500}{12.4 + 1500}(250 - 110)$

$= 249°\text{F}$

Fluido frío: tubos, aceite crudo

(4) $a'_t = 0.594$ plg² [Tabla 10]

$a_t = N_t a_t'/144n$ [Ec. (7.48)]

$= 86 \times 0.594/144 \times 2$

$= 0.177$ pie²

(5) $G_t = w/a_t$

$= 16\,000/0.177$

$= 90\ 400$ lb/(h)(pies²)

(6) $D = 0.87/12 = 0.0725$ pies [Tabla 10]

$\text{Re}_t = DG_t/\mu$

A $t_2 = 145°\text{F}$ (Temperatura de salida)

$\mu = 2.95 \times 2.42 = 7.15$ lb/(pies)(h)

$\text{Re}_t = 0.0725 \times 90\ 400/7.15 = 915$

A $t_a = 110°\text{F}$,

$\mu = 4.8 \times 2.42 = 11.6$ lb/(pie)(h)

$\text{Re}_t = 0.0725 \times 90\ 400/11.6 = 565$

(7) $hi = 1.86 \frac{k}{D}\left(\frac{DG}{\mu}\frac{c\mu}{k}\frac{D}{L}\right)^{1/3}\phi_t$ [Ec. (6.1)

(8) $\frac{c\mu}{k} = \frac{0.485 \times 11.6}{0.0775} = 72.5$

$\frac{D}{L} = \frac{0.0725}{12} = 0.0060$

(9) $\frac{h_i}{\phi_t} = 1.86 \times \frac{0.0775}{0.0725}$

$(565 \times 72.5 \times 0.0060)^{1/3} = 12.4$

(10) A $t_p = 249°\text{F}$,

$\mu = 1.20 \times 2.42 = 2.9$ lb/(pie)(h)

$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$

$= \left(\frac{11.6}{2.9}\right)^{0.14} = 1.20$

(11) $h_i = \frac{h_i}{\phi_t}\phi_t = 12.4 \times 1.20$

$= 14.9$ Btu/(h)(pie²)(°F)

$$\Delta t = t_p - t_a = 249 - 110 = 139°F$$

$$t_i - t_1 = \frac{h_i A_i \Delta t}{WC}$$

Superficie interna por pie de longitud = 0.228 pies

$$A_i = \frac{86}{2} \times 12'0'' \times 0.228 = 117.5 \text{ pies}^2$$

$$t_i - t_1 = \frac{14.9 \times 117.5 \times 139}{16\,000 \times 0.485} = 31.4°F$$

El valor supuesto de $t_i - t_1 = 30.0°F$ (suficientemente cercano)

El aceite entra ahora al segundo paso a 126.4°F y lo abandona a 152 en lugar de 145°F, indicando que el calentador está sobrado de área si no se requiere factor de obstrucción.

Si se cuenta con cuatro 0 más pasos, los cálculos se llevan a efecto en la misma forma ya mostrada con una nueva temperatura supuesta al final de cada paso. Si la temperatura calculada de salida iguala o excede a t_2, el calentador operará Satisfactoriamente.

Cuando deba tomarse en cuenta el factor de obstrucción, obtenga la temperatura inicial de salida t_2 proporcionada por el calentador cuando éste está recién puesto en servicio, del balance de calor y la Ec. (5.18), usando U_c para U. U_c se obtiene de U_D y R_d por la Ec. (6.10) en lugar de h_{io} y h_o, ya que en este caso se desea calcular el valor de h_{io} que producirá el valor inicial de la temperatura de salida. Habiendo calculado t_2 resuelva para cada paso hasta que la temperatura de salida corresponda al valor inicial de t_2 antes de que se obstruccione el intercambiador.

Convección **libre en tubos.** El flujo laminar se calcula mediante ecuaciones que emplean el peso del flujo o masa velocidad como una de las variables. Sin embargo, si un tubo horizontal rodeado de vapor

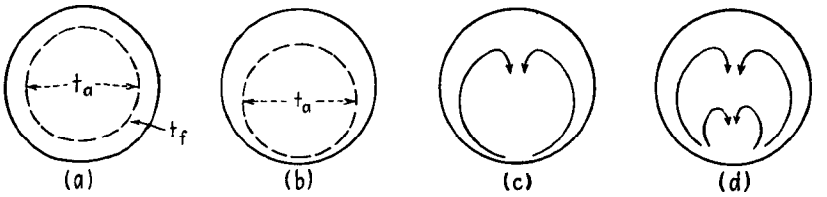


FIG. 10.1. Convección libre en tubos

condensante conduce líquido frío y si este flujo se suspende repentinamente, el líquido que queda dentro de los tubos continuará calentándose. De acuerdo con la Ec. (6.1) el coeficiente de película deberá ser cero si la masa velocidad es cero. Cuando el calor se transfiere mediante movimientos dentro del mismo líquido sin circulación forzada, esta transferencia se efectúa por convección libre o natural. Algunos de los factores que tienen influencia en la convec-

ción libre en los líquidos pueden observarse fácilmente en el laboratorio debido a los cambios en el índice de refracción que acompañan a los cambios en densidad. Cuando un fluido se calienta en un recipiente de vidrio sobre una placa caliente, las corrientes de convección son visibles. El líquido en el fondo del recipiente y adyacente a la fuente de calor, se calienta por conducción. El calor absorbido reduce la densidad de la capa de líquido cerca del fondo, de manera que ella asciende y el líquido más frío tiende a asentarse.

En tubos *horizontales* el proceso es algo más ordenado. Partiendo con líquido estacionario, se aplica calor desde el exterior, aumentando la temperatura de una capa exterior de líquido como se muestra en la Fig. 10.1*a*. La parte central fría es más pesada que el líquido adyacente a ella y se asienta en el tubo de una forma similar a la mostrada en la Fig. 10.1*b*. La velocidad de asentamiento se retarda por las correlaciones de temperatura viscosidad entre el fluido caliente en la pared del tubo y el fluido frío en la parte central del líquido. A medida que se establecen corrientes de convección libre, se desarrollan y mezclan con la parte principal del líquido presumiblemente de acuerdo con la Fig. 10.1*c*, y si el tubo es de gran diámetro la mezcla se puede acelerar de acuerdo con la Fig. 10.1*d*. El coeficiente de película para la convección libre es función del diámetro interior del tubo D, la densidad del líquido ρ, el coeficiente de expansión β, la constante gravitacional g, la conductividad térmica k, la viscosidad μ, y finalmente la diferencia de temperatura At, entre la pared caliente y el fluido frío.

$$h_i = f(D, \rho, \beta, c, g, k, \mu, \Delta t_a)$$

Resolviendo por análisis dimensional

$$\frac{h_i D}{k} = C_1 \left(\frac{D^3 \rho^2 g \beta \, \Delta t_a}{\mu^2} \right)^a \left(\frac{c\mu}{k} \right)^b \tag{10.3}$$

donde $D^3\rho^2 g\beta\Delta t_a/\mu^2$ es el número Grashof.

Convección libre y régimen laminar combinados en tubos horizontales. De la misma forma como hay una región de transición y no un punto singular de separación entre el flujo turbulento y laminar, debe haber también una región de transición entre la convección libre de un fluido que permanece estacionario y el flujo laminar. A bajas velocidades lineales ambos, indudablemente, son operacionales. La Ec. (6.1) se correlacionó de datos obtenidos en tubos de poco diámetro con fluidos de viscosidad y temperaturas moderadas tales que los números de Grashof fueron relativamente pequeños.

Kern y Othmer [2] investigaron esta región en tubos *horizontales* bajo grandes diferencias de temperatura y diámetros de tubos, y evaluaron la convección libre como una corrección a la ecuación de Sieder-Tate. Su ecuación final es

$$\frac{h_i D}{k}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14} = 1.86\left[\left(\frac{DG}{\mu}\right)\left(\frac{c\mu}{k}\right)\left(\frac{D}{L}\right)\right]^{1/3}\frac{2.25(1 + 0.010Gr_a^{1/3})}{\log Re} \quad (10.4)$$

donde Gr_a es el número de Grashof evaluado de las propiedades del fluido a la temperatura $t_a = (t_1 + t_2)/2$. h_i se calcula ordinariamente por la Ec. (6.1) y se puede corregir para convección libre multiplicando por

$$\psi = \frac{2.25(1 + 0.010Gr_a^{1/3})}{\log Re} \quad (10.5)$$

Una inspección de la Ec. (10.4) indica que la influencia de las corrientes de convección libre se disipan en la región de transición y de turbulencia. Esto es plausible en vista de la delicada naturaleza de las corrientes de convección libre. Los dos factores que de ordinario tienen más influencia en la convección libre son la baja viscosidad y grande diferencia de temperatura. Martinelli y colaboradores [3] estudiaron la influencia de la convección libre en flujos ascendentes y descendentes dentro de tubos verticales. Encontraron un pequeño aumento en el coeficiente cuando el calentamiento del agua se efectúa en flujo ascendente en comparación con el descendente. Su correlación final es algo complicada, aun cuando obtuvieron también una correlación para la convección libre que involucra el número de Reynolds.

EJEMPLO 10.2. Calentador de kerosena: Flujo laminar y convección libre. Una línea conduce 16 000 lb/h de destilado ligero de 40°API o kerosena pesada, con contaminantes corrosivos. Entra a los tubos a 95°F y se calienta a 145°F usando vapor a 250°F. Considere que el líquido ***no se mezcla*** entre los pasos.

Las viscosidades de la kerosena son

°F	μ, cp
250	0.60
200	0.85
150	1.30
125	1.70
100	2.10

Se dispone para este servicio de un intercambiador horizontal 1-2, con 15¼ plg DI en la coraza con 86 tubos de 1 plg DE, 16 BWG tubos de 12'0"

[2] Kern, D. Q., y D. F. Othmer, *Trans. AIChE*, 39, 517-555 (1943).

[3] Martinelli, R. C.. C. J. Southwell, G. Alves, H. L. Craig, E. B. Weinberg, N. E. Lansing. y L. M. K. Boelter, *Trans. AIChE*, 38. 943, (1942).

de largo arreglados en paso triangular de $1\frac{1}{4}$ plg. El haz de tubos está arreglado para dos pasos y los deflectores están espaciados a 15 plg (igual que en el Ej. 10.1).

¿Cuál es el verdadero factor de obstrucción?

Solución:

Intercambiador:

Coraza	*Tubos*
DI = $15\frac{1}{4}$ plg	Número y longitud = 86, 12'0"
Espaciado de los deflectores = 15 plg	DE, BWG, paso = 1 plg, 16 BWG, $1\frac{1}{4}$ plg triangular
Pasos = 1	Pasos = 2

(1) Balance de calor:

Kerosena, $Q = 16\,000 \times 0.50(145 - 95) = 400\,000$ Btu/h

Vapor, $Q = 4\,230 \times 945.5 = 400\,000$ Btu/h

(2) At:

Fluido caliente		Fluido frío	Dif.
250	Alta temp.	145	105
250	Baja temp.	95	155
0	Diferencias	50	50

At = MLDT = 129°F (verdadero flujo a contracorriente) (5.14)

(3) T_c y t_c: Este fluido se desplaza en régimen laminar a través del calentador [Véase (6) abajo].

Para flujo laminar el medio aritmético es

$$t_a = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{95 + 145}{2} = 120°F$$

Fluido caliente: *coraza,* vapor

Fluido frío : *tubos, kerosena* 40°API

(4) a', = 0.594 plg² [Tabla 101

$a_t = N_t a'_t/144n$ [Ec. (7.48)]

$= 86 \times 0.594/144 \times 2$

$= 0.177$ pie²

(5) $G_t = w/a_t$

$= 16\,000/0.177$

$= 90\,400$ lb/(h)(pie²)

(6) $D = 0.87/12 = 0.0725$ pies [Tabla 101

$Re_t = DG_t/\mu$

A $t_2 = 145°F$,

$\mu = 1.36 \times 2.42 = 3.29$ lb (pie)(h) [Fig. 14]

$Re_t = 0.0725 \times 90\,400/4.29 = 1\,990$

A $t_a = 120°F$,

$\mu = 1.75 \times 2.42 = 4.23$ lb/(pie)(h)

Fluido caliente: coraza, vapor

(9′) Condensación de vapor:
h_o 1 500

(lo') t,:

$$t_w = t_a + \frac{h_o}{h_{io} + h_o}(T_a - t_a) \quad \text{[Ec. (5.31)]}$$

$$= 120 + \frac{1500}{8.9 + 1500}(250 - 120)$$

$$= 249°F$$

Fluido frío; ***tubos, kerosena*** $40°API$

$Re, = 0.0725 \times 90\ 400/4.23 = 1\ 550$
Flujo laminar, fluido sin mezclarse entre pasos
$Ln/D = 12 \times 2/0.0725 = 331$
(7) j_H = 3.10 [Fig. 24]
(8) A μ = 1.75 cp y $40°API$,
$k(c\mu/k)^{1/3} = 0.24$ Btu/(h)(pie²)(°F/pie) [Fig 16]

(9) $\frac{h_i}{\phi_t} = j_H \frac{k}{D}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}$ [Ec. (6.15a)]

$h_i/\phi_t = 3.10 \times 0.24/0.0725 = 10.25$

(10) $\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} \times DI/DE$ [Ec. (6.5)]

Fluido frío: ***tubos, kerosena*** $40°API$

$= 10.25 \times 0.87/1.0 = 8.91$
(11) A t_w = 249°F,
$\mu_w = 0.60 \times 2.42 = 1.45$ lb/(pie)(h)
$\phi_t = (\mu/\mu_w)^{0.14}$
$= (4.23/1.45)^{0.14} = 1.16$

(12) $h_{io} = \frac{h_{io}}{\phi_i}\phi_t$ [Ec. (6.37)]
$= 8.91 \times 1.16$
$= 10.3$ Btu/(h)(pie)(°F)

At, $= t_w - t_a$ = 249 − 120 = 129°F
Puesto que la kerosena tiene una viscosidad 1.75 cp a la temperatura calórica y At, = 129°F, la convección libre deberá investigarse

$$= \frac{2.25(1 + 0.01Gr_a^{1/3})}{\log Re} \quad \text{[Ec. (10.5)]}$$

Número de Grashof, Gr_a
$= D^3\rho^2 g\beta\Delta t_a/\mu^2$
s = 0.80,
$\rho = 0.8 \times 62.5 = 50.0$ lb/pie³ [Fig. 6]

$$\beta = \frac{1}{°F} = \frac{1/\rho_2 - 1/\rho_1}{(t_2 - t_1)(1/\rho_{av})}$$

$$= \frac{s_1^2 - s_2^2}{2(t_2 - t_1)s_1 s_2}$$

A 95°F, s_1 = 0.810 [Fig. 6]
A 145°F, s_2 = 0.792
$\beta = 0.000451/°F$
$Gr_a = 0.07253 \times 50.02 \times 0.00045 \times 4.18 \times 10^8 \times 129/4.23^2$
= 1300 000

$$h = \frac{2.25(1 + 0.01 \times 1\ 300\ 000^{1/3})}{\log 1550} = 1.47$$

(13) Coeficiente total **limpio** U_C:

Corregido h_{io} = 10.3 × 1.47 = 15.1

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{15.1 \times 1500}{15.1 + 1500} = 14.9 \text{ Btu/(h)(pies²)(°F)} \quad (6.38)$$

(14) Coeficiente total de diseño U_D:

$$a'' = 0.2818 \text{ pies}^2/\text{pies lin} \quad \text{(Tabla 10)}$$

Superficie total, $A = 86 \times 12'0'' \times 0.2618 = 270$ pies^2

$$U_D = \frac{Q}{A\,\Delta t} = \frac{400\,000}{270 \times 129} = 11.5 \text{ Btu/(h)(pies}^2\text{)(°F)}$$

(15) Factor de obstrucción

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{14.9 - 11.5}{14.9 \times 11.5} = 0.0198 \text{ (h)(pie}^2\text{)(°F)/Btu} \quad (6.13)$$

Sumario: Las cifras entre paréntesis no están corregidas para **convección** libre.

Sumario

1500	h exterior	(10.3) 15.1
U_C	(10.2)14.9	
U_D	11.5	
R_d Calculado 0.0198		

Si **la** corrección para convección libre **no** se incluyera, habría dado la impresión de que la unidad no trabajaría, puesto que U_C sería menor que U_D. Sin embargo, con la corrección, es muy seguro. Si la viscosidad fuera de 3 o 4 centipoises y el número de Reynolds permaneciera igual debido al aumento en el peso del flujo, el intercambiador **no** sería apropiado.

La caída de presión puede ser computada como anteriormente, excepto que para ϕ_t la caída de presión en el régimen turbulento es $(\mu/\mu_w)^{0.25}$.

Uso de tubos con núcleo. Empleando el intercambiador horizontal del ejemplo precedente, suponga que 50 000 lb/h de gasoil de 28°API debe calentarse de 105 a 130°F usando vapor a 250°F. ¿Será satisfactorio el intercambiador?

Resolviendo como antes, el valor de la corrección para viscosidad ϕ_t es 1.18, pero el factor de corrección para la convección libre ψ es despreciable, y U_C será menor que U_D. Los núcleos, tubos simulados con una extremidad sellada (por presión en un tornillo de banco), pueden colocarse dentro de los tubos como se muestra en la Fig. 10.2. Restringen el área transversal formando un ánulo que reemplaza el diámetro interior del tubo con un diámetro equivalente

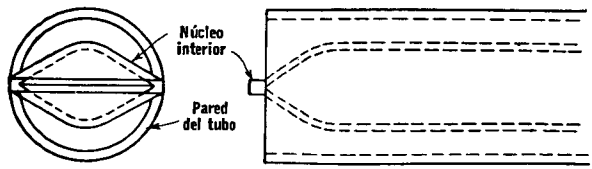


FIG. 10.2. Detalle del núcleo

menor y aumenta la masa velocidad del fluido en el tubo. Aun cuando el uso de los núcleos disminuye el diámetro efectivo de los tubos y aumenta la masa velocidad, no altera el número de Reynolds de su valor inicial antes de la introducción del núcleo. Usando un núcleo,

$$a_s = \frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)$$

donde D_1 es el diámetro exterior del núcleo y D_2 es el diámetro interior del tubo. El perímetro húmedo para transferencia de calor [4] = πD_2

$$D_e = 4\frac{\pi}{4}\frac{(D_2^2 - D_1^2)}{\pi D_2} = \frac{D_2^2 - D_1^2}{D_2}$$

$$G = \frac{w}{(\pi/4)(D_2^2 - D_1^2)}$$

$$Re_t = \frac{D_e G}{\mu} = \frac{D_2^2 \quad D_1^2}{D_2\mu}\frac{w}{(\pi/4)(D_2^2 - D_1^2)} = \frac{4w}{\pi D_2\mu}$$

Sin núcleo el resultado es el mismo

$$Re_t = \frac{DG}{p} = \frac{D_2}{\mu}\frac{w}{(\pi/4)D_2^2} = \frac{4w}{\pi D_2\mu}$$

Puesto que el número de Reynolds permanece constante, la ventaja de los núcleos se manifiesta por el valor más pequeño de D_e a D en la Ec. (6.1). Sin embargo, el uso de los núcleos elimina la posibilidad de convección libre según la correlación de la Ec. (10.4), ya que los núcleos alteran las corrientes de la convección natural. Los núcleos sólo son empleados ventajosamente cuando el fluido es viscoso y la convección libre excluida.

Se puede emplear cualquier tamaño de núcleo, y es costumbre usar tubos de 18 BWG o más delgados para este propósito. Si el tubo se sella presionándolo en un tornillo de banco, el núcleo debe ser de tal tamaño que una mitad de su perímetro sea mayor que el diámetro interior del tubo en el cual deba insertarse. Si la anchura es menor, el núcleo se asegura soldando pequeñas varillas en los extremos aplanados, que son mayores que la mitad del perímetro del tubo. Los núcleos se insertan con el extremo sellado a la entrada de cada paso, de manera que en intercambiadores de múltiple paso la mitad se inserta en el carrete y la otra mitad en la parte opuesta del haz de tubos.

Puesto que los núcleos producen considerable turbulencia a la entrada y a la salida, es seguro suponer que hay mezcla de conside-

[4] A diferencia del ánulo de un intercambiador de doble tubo, el perímetro húmedo es la circunferencia al diámetro interior del tubo exterior en lugar del diámetro exterior del tubo interior.

ración entre los pasos. En tales casos, la longitud de la trayectoria sin mezcla puede tomarse como la longitud del tubo.

El diámetro equivalente para *la* caída de presión es menor que para la transferencia de calor debido a que el perímetro húmedo es la suma de las circunferencias de la parte interior del tubo más ia exterior del núcleo. Ordinariamente, si la cantidad de fluido que fluye es grande y la viscosidad alta, la caída de presión será bastante grande. Si el flujo es pequeño y la viscosidad baja, la caída de presión será usualmente, despreciable aun con el uso de los núcleos.

EJEMPLO 10.3. Calentador de gasóleo usando núcleos. Con el fin de hacer el intercambiador del Ej. 10.2 apropiado para el flujo de 50 000 lb/h de gasóleo de 28°API, se investigará el uso de los núcleos. El gasóleo se calentará de 105 a 130°F usando vapor a 250°F. Las comparaciones se harán con el Ej. 10.2.

El núcleo correcto no siempre puede ser seleccionado en el primer intento, y es necesario suponer, usualmente, varios tamaños de núcleos y efectuar el cálculo.

Las viscosidades del aceite a baja temperatura *son*

°F	μ, cp
250	2.0
200	3.1
150	5.0
125	6.3
100	8.2

Solución:

Intercambiador :

Coraza	Tubos
DI = 15¼ plg	Número y longitud = 86, 12'0"
Espaciado de los deflectores = 15 plg	DE, BWG, paso = 1 plg, 16 BWG, 1¼ en triángulo
Pasos = 1	Pasos = 2

Suponga que se usan núcleos de ½ plg, 18 BWG

(1) Balance de calor:

Gasóleo, Q = 50 000 × 0.47(130 − 105) = 587 000 Btu/h

Vapor, Q = 6 220 × 945.5 = 587 000 Btu/h

(2) Δ_t:

Fluido caliente		Fluido frío	Dif.
250	Alta temp.	130	120
250	Baja temp.	105	145
0	Diferencias	25	25

At = MLDT = 132.5°F (verdadero flujo a contracorriente) **(5.14)**

(3) T_c y t_c:

$$t^a = \frac{}{2}(t_2)\ \frac{130 + 105}{2} = 117.5°F$$

Fluido caliente: coraza, vapor

(4') $a_s = DI \times C'B/144P_T$ [Ec. (7.1)]
$= 15.25 \times 0.25 \times 15/$
$= 144 \times 1.25$
$= 0.318$ pies²

(5') $G_s = W/a_s$ [Ec. (7.2)]
$= 6\ 220/0.318$
$= 19\ 600$ lb/(h)(pie²)

(6') A $T_a = 250°F$,
$\mu = 0.013 \times 2.42 = 0.0314$ lb/(pie)(h) [Fig. 151

$D_e = 0.72/12 = 0.060$ pie [Fig. 29]

Re, = D_eG_s/μ (para caída de presión) [Ec. (7.311

$= 0.06 \times 19\ 600/0.0314 = 37\ 400$

(9') Condensación de vapor:
$h_o = 1\ 500$

(10') t_w:

$$t_w = t_a + \frac{h_o}{h_{io} + h_o}(T_a - t_a) \quad \text{[Ec. (5.31)]}$$
$$= 117.5 + \frac{1500}{19.5 + 1500}(250 - 117.5)$$
$= 249°F$

Fluido frío: tubos, gasóleo

(4) $a'_t = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)$

$= \frac{\pi}{4}(0.872 - 0.50^2) = 0.40$ plg²

(d_2 y d_1 son los diámetros del ánulo, plg)

$a_t = N_t a'_t/144n$ [Ec. (7.48)]
$= 86 \times 0.40/144 \times 2 = 0.119$ pie²

(5) $G_t = w/a_t$
$= 50\ 000/0.119$
$= 420\ 000$ lb/(h)(pie²)

(6) $d_e = \frac{d_2^2 - d_1^2}{d_2} = \frac{0.87^2 - 0.50^2}{0.87}$
$= 0.582$ plg

$D_e = 0.582/12 = 6.0485$ pie

A $t_a = 117.5°F$,
$\mu = 6.9 \times 2.42 = 16.7$ lb/(pie)(h)

$Re_t = D_eG_t/\mu$
$= 0.0485 \times 420\ 000/16.7 = 1220$

Suponga mezcla entre pasos L/D_e
$= 12/0.0485 = 247$

(7) $j_H = 3.10$

(8) A $\mu = 6.9$ cp y 28°API
$c(c\mu/k)^{1/3} = 0.35$ Btu/(h)(pie²)(°F/pie)

(9) $\frac{h_i}{\phi_t} = j_H \frac{k}{D_e}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}$ [Fig. 161 [Ec. (6.15a)]
$= 3.10 \times 0.35/0.0485 = 22.4$

(10) $\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} \times \frac{DI}{DE}$ [Ec. (6.5)]
$= 22.4 \times 0.87/1.0 = 19.5$

(11) A $t_w = 249°F$,
$w = 2.0 \times 2.42 = 4.84$ lb/(pie)(h) [Fig. 14]

$t = (\mu/\mu_w)^{0.14}$
$= (16.7/4.84)^{0.14} = 1.18$

(12) $h_{io} = \frac{h_{io}}{\phi_t}\phi_t$ [Ec. (6.37)]
$= 19.5 \times 1.18$
$= 23.0$ Btu/(h)(pie²)(°F)

(13) Coeficiente total limpio U_C:

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{23.0 \times 1500}{23.0 + 1500} = 22.6 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)} \qquad (6.38)$$

(14) Coeficiente total de diseño U_D:

$$A = 270 \text{ pies}^2$$

$$U_D = \frac{Q}{A\,\Delta t} = \frac{587\,000}{270 \times 132.5} = 16.4 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)(°F)}$$

(15) Factor de obstrucción R_d:

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{22.6 - 16.4}{22.6 \times 16.4} = 0.0172 \text{ (h)(pie}^2\text{)(°F)/Btu} \qquad (6.13)$$

Sumario

1500	*h* exterior	19.4
U_C	22.6	
UD	16.4	
R_d Calculado	0.0172	

Note que los **núcleos** hacen al catentador operable

Caída de Presión

(1') Para $Re_s = 37\,400$, $f = 0.0016$ pie²/plg [Fig. 29]

(2') No. de cruces, N + 1 $= 12L/B$ [Ec. (7.43)]

$= 12 \times 12/15 = 10$

$v = 13.82$ pies³/lb (Tabla 7)

$$s = \frac{1}{13.82 \times 62.5} = 0.00116$$

$D_s = 15.25/12 = 1.27$ pies

(3') $\Delta P_s = \frac{1}{2} \frac{fG_s^2(D_s)(N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi_s}$ [Ec. (7.52)]

$$= \frac{1}{2} \times \frac{0.0016 \times 19\,600^2 \times 1.27 \times 10}{5.22 \times 10^{10} \times 0.060 \times 0.90116 \times 1.0}$$

$= 1.4$ lb/plg²

(1) $D'_e = (d_2 - d_1)$ [Ec. (6.4)]

$= (0.87 - 0.50) = 0.37$ plg

$D'_{et} = 0.37/12 = 0.0309$ pie

$Re'_s = D'_{et} G_t/\mu$

$= 0.0309 \times 420\,000/16.7 = 777$

$f = 0.00066$ pie²/plg² [Fig. 26]

(2) Para caída de presión en régimen laminar:

$\phi_t = (16.7/4.84)^{0.25} = 1.35$

$s = 0.85$ [Fig. 6]

$$\Delta P_t = \frac{fG_t^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} D'_{e_t} s \phi_t} \quad \text{[Ec. (7.45)]}$$

(3) $$= \frac{0.00066 \times 420\,000^2 \times 12 \times 2}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0309 \times 0.85 \times 1.35}$$

$= 1.5$ lb/plg² [Ec. (7.46)]

AP, = despreciable

La selección del núcleo fue satisfactoria. **Deberá** usarse un factor de obstrucción mayor debido a las inexactitudes de los cálculos. Sería también aconsejable investigar el uso de núcleos de $\frac{5}{8}$ o $\frac{3}{4}$ plg DE, aun cuando cualquiera de éstos originará una mayor caída de presión.

Flujo laminar en la **coraza.** Cuando se selecciona un intercambiador para llenar requisitos de proceso dentro de los existentes, debe evitarse en lo posible el flujo laminar en los tubos. En comparación con el flujo turbulento, el flujo en régimen laminar requiere mayor superficie para transferir la misma cantidad de calor. Algunas veces el flujo laminar en los tubos es inevitable, como cuando hay un gran desequilibrio entre la cantidad de las dos corrientes y las áreas del lado de la coraza y del lado de los tubos. Si el área de flujo en la coraza es mayor que la de los tubos, y una de las cantidades de fluido es mucho mayor que la otra, puede ser imperativo, cuando se considera la caída de presión disponible, colocar el flujo más pequeño dentro de los tubos. También se presentan otros casos de flujo laminar cuando **el** líquido se coloca dentro de los tubos por razones de corrosión, mientras que desde el punto de vista de flujo de fluidos debiera de estar en la coraza.

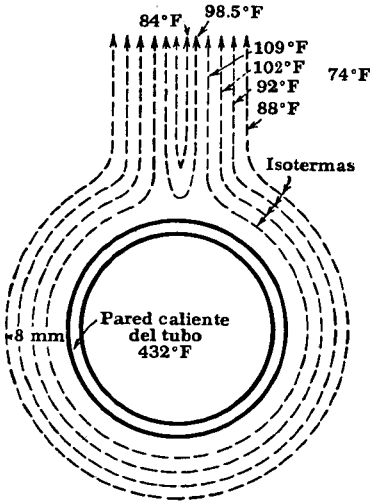


FIG. 10.3. Convección libre fuera de los tubos. (Después de Ray.)

El flujo laminar en las corazas, es, por otra parte, afortunadamente un problema raro. Tiene lugar a número de Reynolds debajo de 10, según se grafica en la Fig. 28, debido al cambio constante de área de **flujo** a través del eje mayor del haz de tubos. Por esto, la coraza es un lugar excelente para localizar flujos reducidos. Los factores de obstrucción de la Tabla 12 se han predicho para flujo turbulento, y para bajas velocidades en los tubos deberán aumentarse tal vez de 50 a 100% para proveer de protección adicional.

Convección libre fuera de tubos y tuberías. El mecanismo de la convección libre fuera de las formas cilíndricas horizontales difiero grandemente de aquel dentro de los tubos. Fuera de los tubos, las corrientes de convección no están restringidas como dentro de ellos, y el fluido que se calienta usualmente tiene libertad para subir a mayores alturas del fluido frío, aumentando con esto la convección. La atmósfera alrededor de un tubo ha sido explorada por Ray,[5] y en la Fig. 10.3 se muestran esquemáticamente las isotermas. El aire frío de la atmósfera ambiental se mueve hacia el tubo caliente, calentándose por consiguiente, y luego asciende. Numerosos investigadores han establecido la influencia de los números de Grashof y Prandtl en la correlación de la convección libre. Desafortunadamente la mayoría de la información experimental se ha obtenido de aparatos tales como un tubo simple y alambres, en lugar de equipo industrial. De acuerdo con estas investigaciones, sin embargo, el coeficiente de película para la convección libre para gases desde cilindros horizontales se puede representar por

$$\frac{h_c D}{k_f} = \alpha \left[\left(\frac{D_o^3 \rho_f^2 g \beta \, \Delta t}{\mu_f^2} \right) \left(\frac{c_f \mu_f}{k_f} \right) \right]^{0,25}$$

donde h_c es el coeficiente de convección libre y todas las propiedades se evalúan a la temperatura de la película ficticia t_f tomada como la media de la temperatura de la superficie de calefacción y la temperatura del fluido que se va a calentar. Así,

$$t_f = \frac{t_w + t_a}{2} \tag{10.6}$$

La mayoría de las veces es difícil obtener buenos datos de los diversos tamaños y tipos del equipo usado en la industria. Esto se debe en parte a la interferencia y complejidades de los elementos del calentamiento por convección libre, tales como los bancos de tubos y la imposibilidad de controlar una atmósfera del fluido al grado necesario para obtener buenos resultados experimentales.

Las correlaciones para convección libre de superficies externas de diferentes formas, que son de valor directo en la ingeniería, están catalogadas, principalmente, en dos clases: convección libre respecto a tubos simples o tuberías y convección libre respecto a recipientes y paredes. McAdams [6] da una excelente revista del trabajo hecho en este campo. Es claro que las corrientes de convección libre no sólo

[5] Ray, B. B., *Proc. Indian Assoc. Cultivation Sci.*, 5, 95 (1920).

[6] McAdams, W. H., "Heat Transmission" 2a. ed., Págs. 237-246. McGraw-Hill Book Company, Inc., *New York.*, 1942.

se influencian por la posición de la superficie sino también por su proximidad a otras superficies. Las superficies horizontales originan corrientes que difieren grandemente de las que se originan en superficies verticales. McAdams [7] ha sumar-izado las formas dimensionales simplificadas para la convección libre al aire.

Tubos horizontales : $$h_c = 0.50 \left(\frac{\Delta t}{d_o}\right)^{0.26} \quad (10.7)$$

Tubos verticales largo $$h_c = 0.4 \left(\frac{\Delta t}{d_o}\right)^{0.25} \quad (10.8)$$

Placas verticales de menos de dos pies de alto: $$h_c = 0.28 \left(\frac{\Delta t}{z}\right)^{0.26} \quad (10.9)$$

Placas verticales de más de 2 pies de alto: $$h_c = 0.3\ \Delta t^{0.25} \quad (10.10)$$

Placas horizontales :

Hacia abajo : $$h_c = 0.38\ \Delta t^{0.25} \quad (10.11)$$

Hacia arriba: $$h_c = 0.2\ \Delta t^{0.25} \quad (10.12)$$

donde At es la diferencia de temperatura entre la superficie caliente y el fluido frío en °F, d_o es el diámetro exterior en pulgadas, y z es la altura en pies.

Para tuberías horizontales la expresión adimensional se aplicará, excepto que α varía entre 0.47 y 0.53 entre tubos pequeños y grandes. Así,

$$\frac{h_c D_o}{k_f} = 0.47 \left[\left(\frac{D_o^3 \rho_f^2 g \beta\ \Delta t}{\mu_f^2}\right)\left(\frac{c\mu_f}{k_f}\right)\right]^{0.25} \quad (10.13)$$

Chilton, Colburn, Generaux, y Vernon [8] han desarrollado un nomograma que da coeficientes conservadores para tubería simple, pero que ha sido usado por el autor y otras personas sin error notable para el cálculo de convección libre en la parte exterior de *bancos* de tubos. La ecuación dimensional, graficada en la Fig. 10.4 para gases y líquidos, es

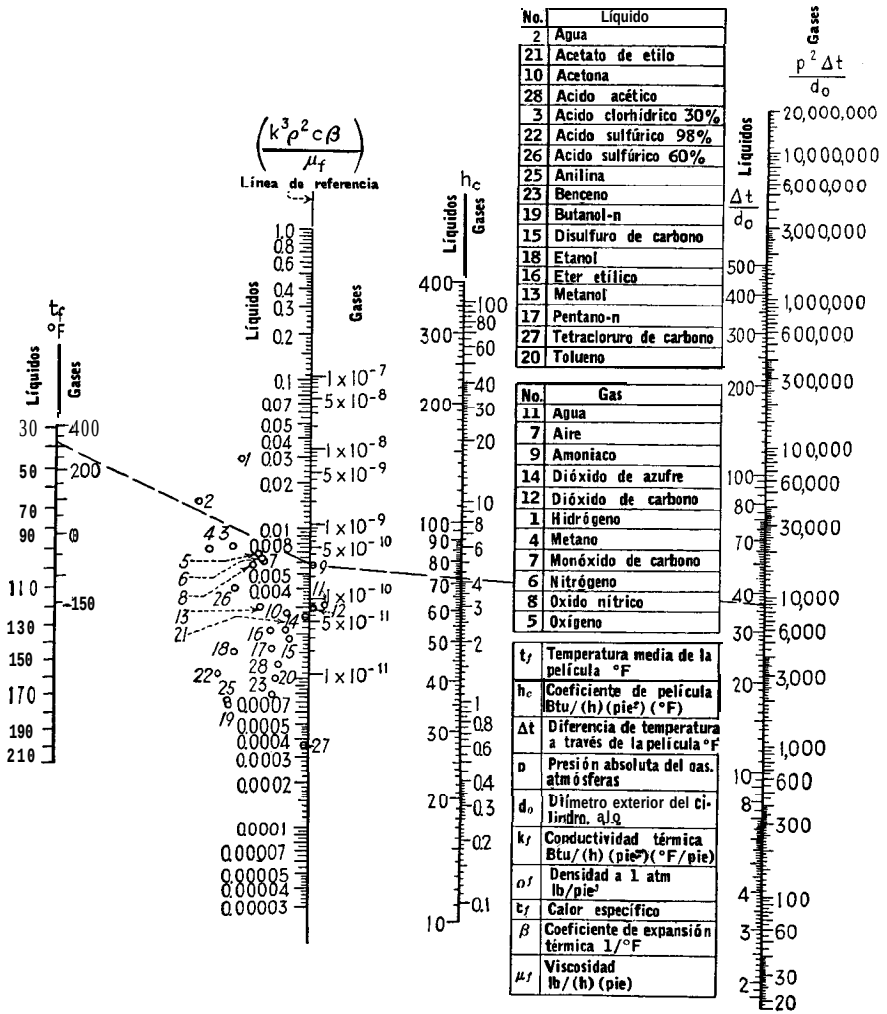
$$h_c = 116 \left[\left(\frac{k_f^3 \rho_f^2 c_f \beta}{\mu_f'}\right)\left(\frac{\Delta t}{d_o}\right)\right]^{0.25} \quad (10.14)$$

donde μ_f' está en centipoises. De los cuatro ejes con que cuenta el nomograma uno es la línea de referencia para los valores $k_f^3 \rho_f^2 c_f \beta / \mu_f$ que permite usarlo para otros fluidos no incluidos en la tabla dada

[7] Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook", 3a. ed., Pág. 474, McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950.

[8] Chilton, T. H, A. P. Colburn, R. P. Generaux, and H. C. Vernon *Trans.* A. S. M. E. *Petroleum Mech. Eng.* 55, 5 (1933).

en la Fig. 10.4. El uso del nomograma para haces de tubos requiere que la tubería o tubos no se localicen muy cerca del fondo del recipiente o que estén cercanamente espaciados unos a otros, de manera que interfieran con las corrientes de convección natural. Los tubos no deberán estar localizados a menos de varios kilómetros del fondo del recipiente, ni la distancia entre tubos deberá ser menor que un diámetro. A pesar de los datos disponibles, el diseño para convección



No.	Líquido
2	Agua
21	Acetato de etilo
10	Acetona
28	Acido acético
3	Acido clorhídrico 30%
22	Acido sulfúrico 98%
26	Acido sulfúrico 60%
25	Anilina
23	Benceno
19	Butanol-n
15	Disulfuro de carbono
18	Etanol
16	Eter etílico
13	Metanol
17	Pentano-n
27	Tetracloruro de carbono
20	Tolueno

No.	Gas
11	Agua
7	Aire
9	Amoniaco
14	Dióxido de azufre
12	Dióxido de carbono
1	Hidrógeno
4	Metano
7	Monóxido de carbono
6	Nitrógeno
8	Oxido nítrico
5	Oxígeno

t_f	Temperatura media de la película °F
h_c	Coeficiente de película Btu/(h)(pie²)(°F)
Δt	Diferencia de temperatura a través de la película °F
p	Presión absoluta del gas, atmósferas
d_o	Diámetro exterior del cilindro, pie
k_f	Conductividad térmica Btu/(h)(pie²)(°F/pie)
ρ_f	Densidad a 1 atm lb/pie³
c_f	Calor específico
β	Coeficiente de expansión térmica 1/°F
μ_f	Viscosidad lb/(h)(pie)

FIG. 10.4. Convección libre fuera de tubería y tubos. [*T.* H. *Chilton, A.* P. *Colburn, R. P. Generaux, and H. C. Vemon, Trans, ASME Petroleum Mech. Eng., 55, 5* (1933)]

libre no es muy certero, y se recomiendan factores de seguridad razonables tales como mayores factores de obstrucción que los usuales.

El uso de varias correlaciones para la convección libre en fluidos fuera de tubos, se demuestra por el problema típico que sigue.

EJEMPLO 10.4. Cálculo de un haz de tubos para calentamiento de anilina en un tanque de almacenamiento. Un tanque horizontal de almacenamiento, localizado a la intemperie, de 5'0" DI por 12'0" de largo, presumiblemente cilíndrico, se usará para- almacenar anilina a temperatura constante de 100°F aun cuando la temperatura atmosférica baje a 0°F. El tanque no está aislado pero está protegido contra el aire. El calor será suministrado por vapor de escape mediante un haz de tubos conectado a través del fondo del tanque como se muestra en la Fig. 10.5 y que consiste de tuberia de 1 plg IPS y 6'0" de longitud. El uso de un controlador de temperatura (Cap. 21) para regular la entrada de vapor hará la operación automática.

¿Cuántos tramos se necesitan?

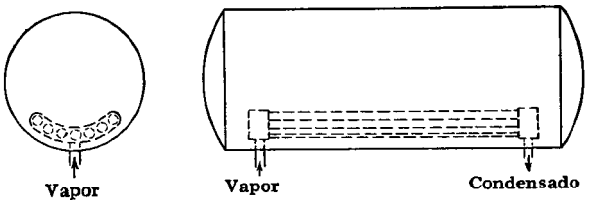


FIG. 10.5. Calentamiento de un fluido en un tanque mediante convección libre.

Solución. La primera parte del problema es determinar cuanto calor se perderá del tanque a la atmósfera. Esto da la carga de calor para la cual el serpentín debe diseñarse.

De las Ecs. (10.7) a (10.12) el coeficiente de convección al aire estará entre $h_c = 0.2\ \Delta t^{0.25}$ y $h_c = 0.3\ \Delta t^{0.25}$ para toda la superficie del tanque. Puesto que la ecuación que da el valor más alto de h_c es la más segura.

Pérdidas por convección:

$$h_c = 0.3\ \Delta t^{0.25}$$

Despreciando la caída de presión a través de la pared del tanque

$$\Delta t = 100 - 0 = 100°\text{F}$$

$$h_c = 0.3 \times 100^{0.25} = 0.95\ \text{Btu/(h)(pie}^2\text{)(°F)}$$

$$\text{Razón de radiación, } h_r = \frac{0.173\ \epsilon[(T_{1,\text{abs}}/100)^4 - (T_{2,\text{abs}}/100)^4]}{T_{1,\text{abs}} - T_{2,\text{abs}}} \qquad (4.32)$$

Suponiendo una emisividad de cerca de 0.8.

$$h_r = \frac{0.173 \times 0.8(5.6^4 - 4.6^4)}{100} = 0.75\ \text{Btu/(h)(pie}^2\text{)(°F)}$$

Pérdidas combinadas

$$h_c + h_r = 0.95 + 0.75 = 1.70\ \text{Btu/(h)(pie}^2\text{)(°F)}$$

$$\text{Area total del tanque} = \frac{2\pi \times 5^2}{4} + \pi \times 5 \times 12 = 227.8\ \text{pies}^2$$

Pérdida total de calor = $(h_c + h_r)A$ At = 1.70 x 227.8 X (100 - 0) = 38 800 Btu/h

Este calor debe suministrarse por el haz de tubos.
Suponiendo que el vapor de escape esté a 212°F,

$$\frac{\Delta t}{d_o} = \frac{212 - 100}{1.32} = 85$$

$$t_f = \frac{212 + 100}{2} = 156°F \text{ (aproximadamente)}$$

De la Fig. 10.4, $h_c = 48$ Btu/(h)(pie²)(°F).

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{1500 \times 48}{1500 + 48} = 46.5 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)} \quad (6.38)$$

Suponga un factor de obstrucción de 0.02 (h) (pie') (°F)/Btu

$$U_D = \frac{U_C \times 1/R_d}{U_C + 1/R_d} = \frac{46.5 \times 50}{46.5 + 50} = 24.1 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)}$$

Superficie total $A = \dfrac{Q}{U_D \Delta t}$

= 38 800/24.1 X (212 - 100) = 14.4 pies²

Area/tubo = 0.344 × 6 = 2.06 pie² (Tabla ll)

Número de tubos = 14.4/2.06 = 7

Pueden ser arreglados en serie o en paralelo.

PROBLEMAS

10.1. 9 000 lb/h de aceite crudo de 34°API a 100°F (ver Ej. 10.1 para viscosidades), entran a los tubos de un intercambiador 1-2 de 17¼ plg DI con 118 tubos de 1 plg DE, BWG, 12'0" arreglados en dos pasos, con paso triangular de 1¼ plg. Se desea obtener una temperatura de salida de 150°F usando vapor a 250°F. ¿Cuál es la temperatura real de salida?

10.2. 37 000 lb/h de un compuesto orgánico cuyas propiedades son muy aproximadas al gasóleo de 28°API en el Apéndice, deben ser calentadas mediante vapor en los tubos de un intercambiador limpio debido a que los deflectores de la coraza son placas semicirculares de soporte. El aceite debe calentarse de 100 a 200°F con vapor a 325°F.

Se dispone de un intercambiador 1-2 de 27 plg DI que contiene 334 tubos de 1 plg DE, 16 BWG, 16'0" de largo de dos pasos, arreglados en paso triangular de 1¼ plg.

(*a*) Determine el factor de obstrucción si el aceite no se mezcla entre los pasos. (*b*) ¿Cuál es la temperatura real de salida del aceite si el fluido se mezcla entre los pasos?

10.3. 22000 lb/h de aceite de purga muy parecido al gasóleo de 28°API deben calentarse de 125 a 175°F para mejorar la filtración. Como medio de calentamiento hay otra línea correspondiente a un destilado de 35°API a 280°F. El rango de temperatura del destilado será de únicamente 5°F de manera que el intercambiador está esencialmente a contracorriente.

Se dispone de un intercambiador 1-2 de 21¼ plg DI, con 240 tubos de ¾ plg DE, 16 BWG, y 8'0" longitud. Está arreglado para seis pasos en los tubos con arreglo en cuadro de 1 plg. Los deflectores están espaciados a 8 plg. Debido a los contaminantes, el aceite de purga fluirá en los tubos.

Investigue todas las posibilidades, incluyendo el uso de núcleos, para hacer el intercambiador operable. Las caídas de presión son de 10 psi y un factor combinado de obstrucción es de 0.015 (no confundir con 0.0015).

10.4. Un tanque de almacenamiento, cilíndrico vertical, de 6'0" DI, y 8'0" de altura, se llena hasta el 80 por ciento de su altura con etileno de glicol a 150°F. La atmósfera que lo rodea desciende en invierno a 0°F, pero se desea mantener la temperatura dentro del tanque usando un banco de tubos rectangular de 1 plg. IPS calentado con vapor de escape a 225°F. ¿Cuánta superficie se requiere? ¿Cómo deben arreglarse los tubos?

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO 10

A	Superficie de transferencia de calor, pies²
a''	Superficie externa por pie lineal, pies
a	Area de flujo, pies²
B	Espaciado de los deflectores, plg
C_1 ,C_2	Constantes, adimensional
D	Diámetro interior de los tubos o tuberías, pies
D_o	Diámetro exterior de tubos o tuberías, pies
D_e, D'_c	Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión, pies
d	Diámetro interior de los tubos, plg
d_o	Diámetro exterior de los tubos, plg
f	Factor de fricción, pie²/plg²
G	Masa velocidad, lb/(h) (pie')
Gr	Número de Grashof, adimensional
Gr_a	Número de Grashof a la temperatura promedio, adimensional
g	Aceleración de la gravedad, pie/h²
h, h_i, h_o	Coeficientes de 'transferencia de calor en general, para el fluido interior y el exterior, respectivamente, Btu/(h) (pie²) ("F)
h_{io}	Valor de h_i cuando se refiere al diámetro exterior del tubo
h_c	Coeficiente de transferencia de calor para convección libre, Btu/(h)(pie²)(°F)
h_r	Coeficiente de transferencia de calor para radiación, Btu/(h)(pie²)(°F)
j_H	Factor de transferencia de calor, adimensional
k	Conductividad térmica, Btu/(h)(pie²)(°F/pie)
L	Longitud de tubo o longitud de trayectoria sin mezcla, pies
n	Número de pasos en los tubos
ΔP	Caída de presión en general, psi
ΔP_T, ΔP_r, ΔP_t	Caídas de presión total, de regreso, y de tubos, respectivamente, psi
P_T	Paso en los tubos, plg
R_d	Factor de obstrucción combinado, (h) (pie') (°F)/Btu
Re, Re'	Números de Reynolds para transferencia de calor y caída de presión, adimensionales
s	Gravedad específica, adimensional
T_a, T_c	Temperatura promedio y calórica del fluido caliente, °F
t_1, t_2	Temperatura de entrada y salida del fluido frío, °F
t_a, t_c	Temperatura promedio y calórica del fluido frío, °F

t_f	Temperatura de la película $\frac{1}{2}(t_w + t_a)$, °F
t_i	Temperatura al final del primer paso, °F
t_p, t_w	Temperatura interior y exterior de la pared del tubo, °F
Δt	Diferencia de temperatura para transferencia de calor, °F
Δt_a	Diferencia de temperatura entre la pared del tubo y el promedio de temperatura del fluido, °F
U_C, U_D	Coeficientes totales limpio y de diseño, Btu/(h)(pie²)(°F)
v	Volumen específico, pie³/lb
W, w	Peso del flujo para el fluido caliente y frío, lb/h
z	Altura, pies
α	Constante
β	Coeficiente de expansión térmica, 1/°F
μ	Viscosidad, centipoises × 2.42 = lb/(pie)(h)
μ_w	Viscosidad a la temperatura de la pared del tubo, centipoises × 2.42 = lb/(pie)(h)
μf	Viscosidad a la temperatura de la película, centipoises
ρ	Densidad, lb/pie³
ϕ	$(\mu/\mu_w)^{0.14}$. Para caída de presión en flujo laminar, $(\mu/\mu_w)^{0.25}$
ψ	Corrección para la convección libre, Ec. (10.5), adimensional

Suswitos (excepto los anotados arriba)

f	Evaluado a la temperatura de la película
s	Coraza
t	Tubos

CAPITULO 11

CALCULOS PARA LAS CONDICIONES DE PROCESO

Condiciones óptimas de proceso. La experiencia obtenida en el calculo de intercambiadores tubulares existentes será aplicada ahora a casos en los que únicamente se conocen condiciones de proceso. Antes de acometer estos cálculos, se debe hacer una investigación para determinar si algunas de las partes del equipo pueden acoplarse de tal manera que las temperaturas de proceso sean las óptimas. Esta es una cuestión económica similar a la temperatura óptima de

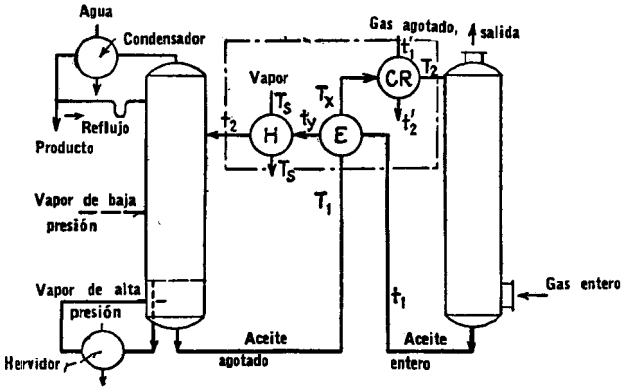


FIG. 11.1. Proceso típico empleando recuperación de calor

salida del agua y al uso óptimo del vapor de escape que se discutieron en el Cap. 7. A menudo un intercambiador opera en serie con un enfriador y un calentador, según se muestra en la Fig. 11 .1. El enfriador regula la temperatura final del fluido caliente, y el calentador ajusta la temperatura final del fluido frío [1] a los requerimientos

[1] Esta es realmente la forma de compensar y de tomar ventaja del sobrerrendimiento de un intercambiador cuando está limpio, si ha sido diseñado tomando en cuenta un coeficiente de obstrucción Ud. A menos de que se equipe con una línea de derivación para reducir el flujo a través del intercambiador, el rango de temperaturas de los dos fluidos excederá a las condiciones de proceso. Esto es contrarrestado estrangulando el vapor y el agua en el calentador y el enfriador reduciendo los costos de operación

del siguiente paso en el proceso. La cantidad de calor recuperada en el intercambiador solamente tiene gran influencia sobre su tamaño y costo puesto que la diferencia verdadera de temperatura en el intercambiador se aproxima a cero cuando la recuperación se aproxima a 100%. Por otra parte, el calor no recuperado en el intercambiador debe eliminarse o añadirse a través de un uso mayor de vapor en el calentador y agua adicional en el enfriador, lo que aumenta los costos iniciales de los dos, así como su costo de operación. Estos arreglos sugieren la presencia de una distribución óptima de temperaturas, de modo que los cargos fijos y de operación se combinen para dar un mínimo.

Dentro de los ejemplos de recuperación de calor de que se disponen en la industria química y en la generación de fuerza, el arreglo de la Fig. ll. 1 es típico. Muestra el flujo de materiales en un sistema de recuperación de vapor, tal como el que se emplea en el agotamiento de la gasolina del gas natural y proceso de absorción y destilación, aun cuando la columna de destilación y el absorbedor no forman parte del presente análisis. Unicamente las líneas pertinentes se encierran en líneas punteadas. El gas natural que viene del suelo está cargado con vapores de gasolina, que adquiere un alto precio cuando se separa del gas natural y se condensa. El gas ***entero*** entra al absorbedor donde se pone en contacto con un absorbente, usualmente un líquido no viscoso, en el que la gasolina se disuelve selectivamente. El gas de salida, al cual se le han reducido los vapores de gasolina, se llama gas *agotado.* El absorbente sale de la torre absorbedora con los vapores disueltos y se conoce como ***aceite entero.*** El aceite debe alimentarse a una columna de destilación donde la gasolina y el aceite se separan por destilación de vapor. El aceite que sale del fondo de la columna de destilación se encuentra sustancialmente libre de soluto, siendo *aceite* agotado. La absorción se favorece por bajas temperaturas, mientras que lo contrario es verdadero para la destilación, de manera que la gasolina pueda vaporizarse del aceite. El intercambiador, calentador y enfriador, se representan en la Fig. 11.1 por E, H, y *CR,* respectivamente. Las temperaturas al y del absorbedor y a la columna de destilación, se considerarán fijas por condiciones de equilibrio, cuyas definiciones escapan a los propósitos del presente estudio. Las temperaturas del vapor y del agua se fijaran también. El núcleo del problema se localiza en determinar la temperatura de salida del intercambiador T_x o t_y, cualquiera de ellas fija a la otra, de manera que el costo anual de las tres unidades de transferencia de calor sea un mínimo.

Si C_E, C_H y C_{CR} son los cargos fijos anuales por pie cuadrado de intercambiador, calentador y enfriador, y si A_E, A_H y A_{CR} son sus superficies, los cinco elementos de costo son

1. Cargos fijos del intercambiador, $C_E A_E$
2. Cargos fijos del calentador, $C_H A_H$
3. Costo del vapor, C_S, dólares/Btu
4. Cargos fijos del enfriador, $C_{CR} A_{CR}$
5. Costo del agua, C_W, dólares/Btu

La superficie de cada unidad, $A = Q/U\Delta t$, depende de su diferencia verdadera de temperatura. En cada parte del equipo, sin embargo, la diferencia verdadera de temperatura depende ya sea de T_x o t_y. Para obtener una expresión para el costo mínimo será necesario diferenciar el costo anual con respecto ya sea a T_x o t_y y resolver para cualquiera de ellas después de igualar a cero la derivada. Para simplificación suponga que sólo se emplean intercambiadores a flujo contracorriente verdadero, de modo que la diferencia verdadera de temperatura y la MLDT de todas las unidades son idénticas y todos los cargos fijos *unitarios* C_E, C_H C_{CR} son los mismos e independientes del número total de pies cuadrados de cada unidad. La ecuación para el costo total anual C_T se obtiene después de eliminar t_y mediante el uso del grupo adimensional R.

$$C_T = \frac{C_E WC(T_1 - T_x)}{U_E[(1-R)T_1 + (R-1)T_x]} \ln \frac{(1-R)T_1 - t_1 + RT_x}{T_x - t_1} + \frac{C_H wc}{U_H} \ln \frac{T_s - t_1 - RT_1 + RT_x}{T_s - t_2} + C_s \theta wc(t_2 - t_1 - RT_1 + RT_x) + \frac{C_{CR} WC(T_x - T_2)}{U_{CR}[(T_x - t_2') - (T_2 - t_1')]} \ln \frac{T_x - t_2'}{T_2 - t_1'} + C_W \theta WC(T_x - T_2) \qquad (11.1)$$

donde U_E, U_H, y U_{CR} son los coeficientes totales de transmisión, θ es el número total de horas de operación anual y las otras temperaturas se indican en la Fig. 11.1. Esta ecuación diferenciada con respecto a T_x e igualada a cero, para el valor óptimo de T_x es

$$0 = C_s\theta + C_W\theta + \frac{C_H}{U_H}\left[R\frac{1}{(T_x - T_1) + (T_1 - t_1)}\right] + \frac{C_{CR}}{U_{CR}}\left[\frac{(t_1' - t_2')}{(T_x - T_2) + (t_1' - t_2')}\right] \ln \frac{(T_x - t_2')}{(T_2 - t_1')} + \frac{C_{CR}}{U_{CR}}\left[\frac{(T_x - T_2)}{(T_x - T_2) + (t_1' - t_2')}\right]\left[\frac{1}{(T_x - t_2')}\right] - \frac{C_E}{U_E}\left[\frac{(T_1 - t_1)}{(T_1 - t_1) + R(T_x - T_1)}\right]\left[\frac{1}{(T_x - T_1)}\right] \qquad (11.2)$$

T_x puede ser obtenida mediante cálculos de prueba y error.

Actualmente donde la disposición de la temperatura justifica obtener un óptimo, la operación será lo suficientemente grande para permitir el uso de verdaderos flujos a contracorriente en todo el equipo. Cuando el tipo de flujo en el intercambiador se desvía del verdadero flujo a contracorriente, y At está dado por la Ec. (7.37), el problema es algo más difícil de resolver y menos directo. Sin embargo, si F_T se coloca en el denominador del último término de la Ec. (11.2), se puede obtener una solución simplificada de prueba y error para sistemas que usan intercambiadores 1-2, 2-4, etc. La Ec. (11.2) no es particularmente útil, no obstante, a menos de que se disponga de datos extensivos sobre costos de equipo instalado y cargos fijos de los intercambiadores, ya que el costo por pie cuadrado de superficie varía también con el tamaño del intercarnbiador. Sieder [2] mostró en la Fig. ll .2 cómo los costos relativos (por pie cuadrado) de superficie disminuyen de los intercambiadores pequeños a los grandes. Usualmente se llega a los cargos fijos como un por-

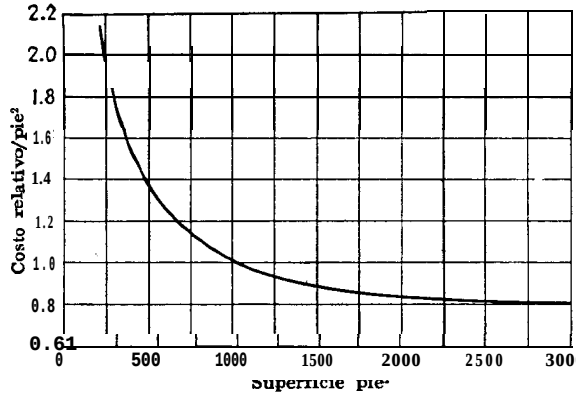


FIG. 11.2. Costo de la superficie tubular vs tamaño del intercambiador. (*Sieder, Chemical Engineering*)

centaje del costo inicial por pie cuadrado (30%) y varía tanto con el tamaño del intercambiador final que se requieren algunas pruebas sucesivas para establecer el rango apropiado de los costos individuales.

Se encuentran también otros obstáculos en la solución de la ecuación general para un óptimo. Si un problema típico se resuelve para un sistema con un intercambiador 1-2 y el valor calculado de T_z resulta ser menor que el límite práctico de $E_T = 0.75 - 0.80$ en el intercamblador 1-2, todo el cálculo, aunque es válido, debe

[1] Sieder, E. N. *Chem Met. Eng.* 46, 322-325 (1939).

repetirse usando un intercambiador diferente. La meta de obtener las óptimas temperaturas de proceso puede alcanzarse más fácilmente por medios gráficos. A medida que se varía la temperatura T_x, hay dos costos opuestos como sigue: A un aumento de T_x, aumenta el costo de los servicios, pero disminuyen los cargos fijos y el costo inicial del intercambiador. Suponiendo algunos valores de T_x se puede computar el tamaño del equipo para cada una de estas suposiciones. Del balance total de calor los costos de operación en cuanto a servicios pueden ser estimados. Los costos totales anuales son entonces la suma de los dos costos como se grafica en la Fig. 11.3 con el óptimo correspondiente al punto indicado.

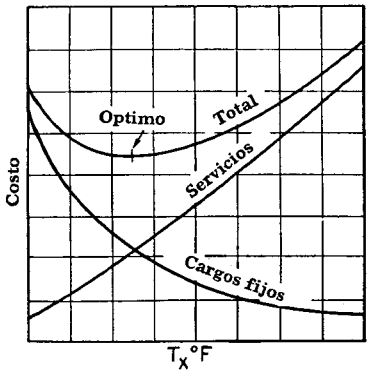


FIG. 11.3. Temperatura óptima de recuperación

Intercambiador óptimo. Los factores que son favorables para alcanzar altos coeficientes de película para los fluidos en los intercambiadores, también aumentan su caída de presión. Fara flujo turbulento dentro de los tubos, de acuerdo con la Ec. (6.2), el coeficiente de película varía con $G_t^{0.8}$, mientras que la caída de presión en la Ec. (7.45) varía con G_t^2. Esto sugiere que si el coeficiente correspondiente al tubo es el que controla y si el diseño del intercambiador es alterado de manera que se aumente la masa velocidad en el tubo, los coeficientes totales U_C, U_D también aumentan y el tamaño del intercambiador puede reducirse proporcionalmente. Anteponiéndose a estas ventajas se encuentran las mayores caídas de presión y más altos costos de bombeo para obtener mayor masa velocidad. Como en el cálculo de las condiciones óptimas de proceso, hay un intercambiador óptimo capaz de llenar los requisitos de proceso con un costo anual mínimo. Lograr este diseño, sin embargo, requiere un intercambiador capaz de proveer las óptimas velocidades de los fluidos tanto en la coraza como en los tubos. Esto implicaría

el uso de un número dispar de pasos en los tubos o una longitud de tubos desusual, que es inconsistente con las prácticas industriales. McAdams,[3] ha dado un excelente resumen de las ecuaciones y aproximaciones requeridas para establecer el intercambiador óptimo, a estos resúmenes se remite al lector.

Dimensionar un intercambiador. En los Caps. 7 al 10, se efectuaron los cálculos a partir de intercambiadores existentes. En la aplicación de la ecuación de Fourier a un intercambiador existente, Q se determinó del balance de calor; A del número, diámetro exterior y longitud de los tubos; y At de F_T X MLDT, permitiendo la solución de U_D. De las condiciones de flujo de fluido, se calcularon h_o, h_{io}, U_C y las caídas de presión. El criterio de funcionamiento R_d se obtuvo de U_D y U_C. Cuando no hay intercambiador disponible y sólo se conocen las condiciones de proceso, los cálculos pueden hacerse de una manera ordenada, suponiendo la existencia de un intercambiador y probándolo como los ejemplos anteriores para un factor de obstrucción y caídas de presión adecuados.

Para evitar una pérdida considerable de tiempo, deberán desarrollarse métodos racionales para la suposición del intercambiador. Volviendo a los componentes de la ecuación de Fourier $Q = U_D A \Delta t$, la carga de calor Q se ve que debe fijarse por las condiciones de proceso, mientras que At se obtiene suponiendo cierta trayectoria del fluido. Esto es, si se desea escoger un intercambiador 1-2, y si las temperaturas de proceso dan $F_T > 0.75 - 0.80$, las incógnitas restantes son U_D y A. El coeficiente de diseño U_D a su vez se relaciona mediante un factor de obstrucción razonable U_C, que refleja las características de transferencia de calor de los dos fluidos. Los ejemplos anteriores en el texto sugieren que pueden esperarse diferentes coeficientes de película dentro de rangos definidos en intercambiadores bien diseñados para diferentes clases de fluidos. También se hace aparente que excepto donde ambos coeficientes son aproximadamente iguales, el coeficiente menor determina el rango de U_C y U_D. A la luz de esta experiencia, si se supone un valor de U_D y se sustituye en la ecuación de Fourier para suplementar los valores calculados de Q y At, esto permite un cálculo de prueba de A. Para facilitar el uso razonable de valores de prueba de U_D, en el Apéndice en la Tabla 8 se dan coeficientes totales para algunos líquidos comunes.

Cuando el valor de A se combina con la longitud de tubo y un arreglo determinado de los mismos, la Tabla 9 del Apéndice se con-

[3] McAdams, W. H., "Heat Transmission" 2a. ed., Págs. 363367, McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1942.

vierte en un catálogo de todas las posibles corazas de intercambiadores de las que usualmente una llenará las condiciones de proceso. Habiendo decidido tentativamente qué fluido fluirá en los tubos, el número de pasos en los tubos, como tentativa, puede aproximarse por la consideración de la cantidad de fluido que fluye en los tubos y el número de tubos correspondiente al valor de prueba de A. La masa velocidad deberá localizarse entre 750 000 y 1 000 000 lb/h(pie²) para fluidos en los que se permite una caída de presión en los tubos de 10 lb/plg².

Si el número de pasos en los tubos se ha supuesto incorrectamente, un cambio en el número total de pasos altera la superficie total que contiene una coraza dada, ya que el número de tubos para una coraza de cierto diámetro varía con el número de pasos en los tubos. Si el número supuesto de pasos en los tubos fue satisfactorio, esto da un valor de h_i arriba de U_D y la caída de presión no excede a la caída de presión permisible para el fluido. Se puede proceder en seguida hacia el lado de la coraza suponiendo un espaciado de los deflectores como prueba, el cual puede variarse, si está en error, sobre un amplio rango sin alterar h_i, A, o A_t computadas previamente para el lado de los tubos. Es siempre ventajoso, por lo mismo, hacer los cómputos primero para el lado de los tubos para justificar el uso de una coraza en particular.

Al calcular un intercambiador, el mejor es el más pequeño, que con un diseño estándar llene los requerimientos de caída de presión y de factor de obstrucción. Hay sólo algunas limitaciones que deben considerarse. Se supone aún que no hay ninguna ventaja en usar menor caída de presión que la permitida y que de acuerdo con la Fig. 28, se emplearán deflectores con un 25% de segmentación entre un espaciado máximo y mínimo. Los rangos extremos del espaciado son :

Espaciado máximo, = DI de la coraza, plg (11.3)

Espaciado mínimo, $B = \frac{\text{DI de la coraza}}{5}$, 0 2 plg, cualquiera que sea mayor (11.4)

Estas limitaciones originan el hecho de que a espaciados más amplios el flujo tiende a ser axial en lugar de a través del haz de tubos, y a un espaciado demasiado cerrado hay excesivas fugas entre los deflectores y la coraza. Debido a la convención de colocar las boquillas de entrada y salida en lados opuestos de la coraza, los deflectores finales pueden no satisfacer el espaciado escogido para un número par de deflectores y un número impar de cruces. Cuando

se use un espaciado más cerrado, y en este caso se indica un número impar de deflectores, los coeficientes de transferencia de calor y la caída de presión pueden calcularse para el espaciado escogido, aunque luego se omita un deflector mediante el reacomodo de los deflectores extremos.

Las diferentes combinaciones del número de pasos en los tubos y el espaciado de los deflectores permiten variaciones en la masa velocidad y en los coeficientes de película sobre límites bastante amplios. El número de pasos en- los tubos puede variarse de 2 a 8 y en corazas muy grandes hasta 16. Como ya se indicó, la masa velocidad en la coraza puede alterarse hasta cinco veces entre el mínimo y el máximo del espaciado de los deflectores. Es de desearse memorizar estas características para el caso de que en el primer intento el espaciado de los deflectores y los pasos en los tubos sean demasiado amplios para las condiciones del proceso. En los intercambiadores 1-2 el mínimo rendimiento se obtiene con dos pasos en los tubos y el máximo espaciado en los deflectores. Para el lado de los tubos en el flujo turbulento

$$h_i \propto G_t^{0.8}$$
$$\Delta P_t \propto G_t^2 nL$$

donde nL es la longitud total de la trayectoria. Teniendo hasta ocho pasos en los tubos con el mismo diámetro interior en la coraza, los cambios que ocurren son

$$\frac{h_{i(8\text{ pasos})}}{h_{i(2\text{ pasos})}} = \frac{8^{0.8}}{2^{0.8}} = \frac{3}{1}$$

pero

$$\frac{\Delta P_{t(8\text{ pasos})}}{\Delta P_{t(2\text{ pasos})}} = \frac{8^2 \times 8 \times 1}{2^2 \times 2 \times 1} = \frac{64}{1}$$

o aunque el coeficiente de transferencia pueda aumentarse tres veces, para lograr esto, la caída de presión debe aumentar 64 veces. Para flujo laminar la disipación de una cantidad mayor de energía en el bombeo aumentará el coeficiente del lado de los tubos únicamente por

$$\frac{h_{i(8\text{ pasos})}}{h_{i(2\text{ pasos})}} = \left(\frac{8}{2}\right)^{1/3} = \frac{1.58}{1}$$

siempre que el fluido se maneje en forma laminar en ambos casos. El lado de la coraza puede representarse aproximadamente por

$$h_o \propto G_s^{0.5}$$
$$\Delta P_s \propto G_s^2 (N + 1)$$

donde N es el número de deflectores y $N + 1$ el núniero de cruces del haz de tubos. Los cambios en el lado de la coraza entre el mínimo y el máximo espaciado de los deflectores son

$$\frac{h_{o,\text{mín}}}{h_{o,\text{máx}}} = \left(\frac{5}{1}\right)^{0.5} = \frac{2.23}{1}$$

pero

$$\frac{\Delta P_{s,\text{mín}}}{\Delta P_{s,\text{máx}}} = \frac{5^2 \times 5}{1^2 \times 1} = \frac{125}{1}$$

Contrarrestando esto, sin embargo, está el hecho de que el lado de la coraza da coeficientes de película de más alto orden, para la más pequeña de las dos corrientes si hay una gran diferencia en el peso del flujo del fluido.

Mediante el uso de los coeficientes totales sugeridos en la Tabla 8 y un análisis juicioso del sumario de las primeras suposiciones de ensayo, es posible obtener el intercambiador más apropiado en el segundo ensayo.

Estándar para tubos. Hay numerosas ventajas en la estandarización del diámetro exterior, grueso y longitud de los tubos usados en la planta. La estandarización reduce el número de tamaños y longitudes que deben mantenerse almacenados para reemplazar los tubos que acusen fugas. Esto también reduce el número de herramientas necesarias para su instalación, limpieza y mantenimiento. Los estándares para el espaciado ya se discutieron en el Cap. 7, pero la selección del diámetro de tubo es un aspecto económico. Obviamente, entre más pequeño el diámetro del tubo, se requerirá para una superficie dada una coraza menor, mayor valor de h_i, y menor costo inicial. La naturaleza de la variación en el costo, tomado de Sieder, se muestra en la Fig. 11.4. La diferencia es pequeña entre usar tubo de ¾ y 1 plg de DI. El costo por pie cuadrado aumenta

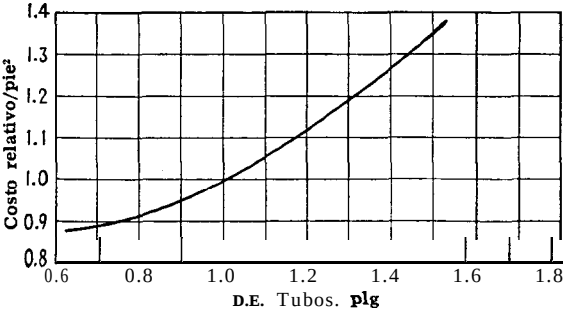


FIG. 11.4. Costo de la superficie tubular vs diámetro exterior del tubo. (*Sieder, Chemical Engineering*)

grandemente a medida que el diámetro se aleja de 1 plg. Similarmente, a mayor longitud de tubos menor diámetro en la coraza para una superficie dada, en la Fig. 11.5 la variación del costo entre el uso de tubos de 12, 16 y 20 pies no varía grandemente, aun cuando el costo se aumenta notablemente para tubos de 8 pies.

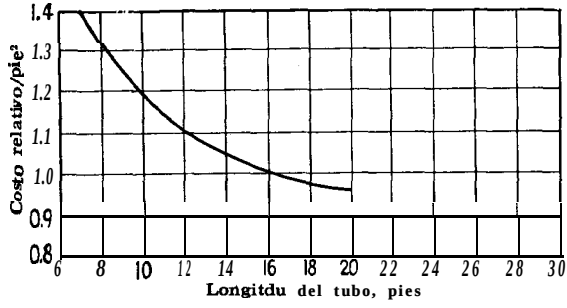


FIG. 11.5. Costo de la superficie tubular vs longitud de tubo. (*Sieder, Chemical Engineering*)

El menor costo de la superficie obtenido de tubos de pequeño diámetro y gran longitud se contrarresta por el hecho de que el mantenimiento y particularmente su limpieza son más costosos para tubos largos y de pequeño diámetro. Si los tubos son demasiado pequeños, menos de ¾ plg DE, habrá demasiados para limpiar, y hay menos facilidad para manejar y limpiar los tubos pequeños. Si los tubos son muy largos, es difícil remover el haz de tubos y debe proveerse de espacio no solamente para el intercambiador, sino que también debe haberlo para extraer el haz de tubos. Los tubos muy largos son también muy difíciles de reemplazar, especialmente donde los deflectores están muy cercanamente espaciados. Es difícil obtener datos comparativos de mantenimiento por pie cuadrado como función del diámetro del tubo o su longitud, ya que muy pocos usuarios industriales parecen emplear un surtido ordenado de tubos o mantienen datos de costo. Puede ser significante que para los intercambiadores que trabajan con fluidos de características de obstrucción ordinarias, los tubos de ¾ y 1 plg DE son los que se emplean más frecuentemente. Para evaporadores de tipo químico, calderas y servicios en que puede haber obstrucciones, es costumbre usar tubos de mayor diámetro.

Cálculo y diseño de un intercambiador. El bosquejo para el diseño es el siguiente :

Datos:

Condiciones de proceso :

Fluido caliente: T_1, T_2, W, C, s, μ, k, R_d, ΔP
Fluido frío: t_1, t_2, w, c, s, μ, k, R_d, ΔP

La longitud del tubo, diámetro exterior y espaciado, pueden ser especificados por la práctica industria o pueden determinarse por las sugestiones dadas en el Cap. 7.

(1) Balance de calor, Q = $WC(T_1 - T_2) = wc(t_2 - t_1)$
(2) Diferencia verdadera de temperatura, At:
MLDT :

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \qquad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \tag{5.14}$$

F_T de las Figs. 18 a la 23
At = MLDT X F_T (7.42)
(3) Temperaturas calóricas, T_c y t_c (5.28) y (5.29)

Prueba 1:

Para el intercambiador :

(a) Suponga un valor tentativo de U_D con ayuda de la Tabla 8, y calcule la superficie de $A = Q/U_D\Delta t$. Es mejor suponer U_D bastante alto que demasiado bajo, ya que esta práctica asegura llegar a la mínima superficie Determine el correspondiente número de tubos usando la Tabla 10.

(b) Suponiendo un número plausible de pasos en los tubos para la caída de presión permitida, seleccione el intercambiador que tenga el número de tubos más aproximado a éstos usando la Tabla 9.

(c) Corrija el valor tentativo de U_D a la superficie correspondiente al número actual de tubos que deba contener la coraza.

El cálculo para los coeficientes de película deberán empezar en el lado de los tubos. Si el coeficiente de película del lado de los tubos es relativamente mayor que U_D y la caída de presión permitida está razonablemente satisfecha y no excedida, el cálculo puede procederse del lado de la coraza. Siempre que se altere el número de pasos en los tubos, la superficie en la coraza también se altera cambiando el valor de A y U_D. Para el resto de los cálculos que aquí se muestran, se supone que el fluido frío fluye en los tubos como sucede en la mayoría, pero no necesariamente en todos los casos.

Fluido caliente : coraza

(4') Suponga un espaciado plausible de los deflectores para la caída de presión permitida.

Area de flujo, $a_s = DI \times C'B/144P_T$ pies² [Ec. (7.1)]

(5') Masa vel, $G_s = W/a_s$ lb/(h)(pie²) [Ec. (7.2)]

(6') Re, $= D_e G_s/\mu$ [Ec. (7.3)]

Obtener D_e de la Fig. 28 o calcular de la Ec. (7.4).

Obtener μ a T_c

(7') j_H de la Fig. 28

(8') A T_c obtener c Btu/(lb)(°F) y k Btu/(h)(pie²)(°F/pie)

$(c\mu/k)^{1/3}$

(9') $h_o = j_H \frac{k}{D_e}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}\phi_s$ [Ec. (6.15)]

(lo') Temperatura de la pared del tubo, t_w

$t_w = t_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o}(T_c - t_c)$ [Ec. (5.31)]

(11') Obtener μ_w y $\phi_s = (\mu/\mu_w)^{0.14}$ [Fig. 24]

(12') Coeficiente corregido,

$h_o = \frac{h_o\phi_s}{\phi_s}$ [Ec. (6.36)]

Compruebe la caída de presión. Si no es satisfactoria, suponga nuevo espaciado de los deflectores.

Fluido Mo: tubos

(4) Area de flujo, a_t: Area de flujo por tubo a'_t

De la Tabla 10

$a_t = N_t a'_t/144n$, pies" [Ec. (7.48)]

DI deberá obtenerse de la Tabla 10.

(5) Masa vel, $G_t = w/a_t$ lb/(h)(pie²)

(6) $Re_t = DG_t/\mu$

Obtener D de la Tabla 10.

Obtener μ a t_t.

(7) j_H de la Fig. 24

(8) A t_c obtener c Btu/(lb)(°F) y k Btu/(h)(pie²)(°F/pie)

$(c\mu/k)^{1/3}$

(9) $h_i = j_H \frac{k}{D}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}\phi_t$ [Ec. (6.15a)]

(10) $\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t}\frac{DI}{DE}$ [Ec. (6.5)]

(11) Obtener μ_w y $\phi_t = (\mu/\mu_w)^{0.14}$ [Fig. 24]

(12) Coeficiente corregido

$h_{io} = \frac{h_{io}\phi_t}{\phi_t}$ [Ec. (6.37)]

Compruebe la caída de presión. Si no es satisfactoria, suponga un nuevo arreglo de pasos.

Caída de Presión

(1') Para Re_s en (6') obtener f [Fig. 29]

(2') No. de cruces, $N + 1 = 12L/B$ [Ec. (7.43)]

$\Delta P_s = \frac{fG_s^2 D_s(N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi_s}$ [Ec. (7.44'1

(1) Para Re_t en (6) obtener f [Fig. 26]

(2) $\Delta P_t = \frac{fG_t^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} Ds\phi_t}$ [Ec. (7.45)]

(3) $\Delta P_r \equiv \frac{4n\,V^2}{s\,2g'}$ [Ec. (7.46)]

(4) $\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$ [Ec. (7.47)]

Si ambos lados son satisfactorios para coeficientes de película y caída de presión, la tentativa debe darse por concluida.

(13) Coeficiente total limpio U_C:

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} \qquad (6.38)$$

(14) Factor de obstrucción, R_d: U_D se obtuvo en (c) arriba.

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} \tag{6.13}$$

En este capítulo se mostrarán varios cálculos de algunos intercambiadores para condiciones típicas de transferencia de calor sensible. Cada una presenta un diferente aspecto del diseño. Su conjunto dará la perspectiva necesaria para visualizar una aplicación variada que puede encontrarse en la industria moderna. Puesto que el método de ataque involucra cálculos de prueba y error, el análisis y comentarios incluidos en cada solución reducirá el tiempo requerido para cálculos subsecuentes.

EJEMPLO **11.1. Cálculo de un intercambiador para strawoil y nafta. 29 800 lb/h** de un aceite ligero de **35°API** a 340°F se usa para precalentar 103 000 **lb/h** de una nafta de **48°API** de 200 a 230°F. La viscosidad del aceite es 5.0 centipoises a 100°F y 2.3 centipoises a 210°F. La viscosidad de la nafta es de 1.3 centipoises a 100°F y 5.4 centipoises a 210°F. Se permiten caídas de **presión** de 10 **lb/plg²**.

Debido a que el aceite tiende a depositar residuos, considere un factor combinado de obstrucción de 0.005 y use un arreglo **en** cuadro. La práctica en la planta es emplear tubo de ¾ plg DE, 16 BWG, con 16'0" de largo, siempre que sea posible.

Solución:

(1) Balance de calor:

Strawoil, $Q = 29\,800 \times 0.58(340 - 240) = 1\,730\,000$ **Btu/h**

Nafta, $Q = 103\,000 \times 0.56(230 - 200) = 1\,730\,000$ **Btu/h**

(2) At:

Fluido caliente	Alta temp.	Fluido frío	Dif.
340	Baja temp.	230	110
240	Diferencias	200	40
100		30	70

MLDT = **69.3°F** 5.14)

$R = \frac{100}{30} = 3.3$ $S = \frac{30}{340 - 200} = 0.214$ $F_T = 0.885$ (Fig. 18)

A Será satisfactorio un intercambiador 1-2

$\Delta t = 0.885 \times 69.3 = 61.4°F$ (7.42)

(3) T_c Y t_c:

$\frac{\Delta t_c}{\Delta t_h} = 0.364$ $K_c = 0.23$ (controla el straw **oil**) **(Fig. 17)**

$F_c = 0.405$

$T_c = 240 + 0.405 \times 100 = 280.5°F$ (5.28)

$t_c = 200 + 0.405 \times 30 = 212°F$ **(5.29)**

Prueba:

(a) Suponga $U_D = 70$: De la Tabla 8 deberá esperarse un valor de U_D de 60 a 75 como máximo. Siempre es mejor suponer U_D alto que bajo para que el intercambiador final *llene* todos los requerimientos. Colocar la corriente pequeña en la coraza.

$$A = \frac{Q}{U_D \Delta t} = \frac{1\ 730\ 000}{70 \times 61.4} = 403 \text{ pies}^2$$

$a'' = 0.1963$ pie²/pie lin (Tabla 10)

$$\text{Número de tubos} = \frac{403}{16'0'' \times 0.1963} = 129 \quad \text{(Tabla 10)}$$

(b) Suponga dos pasos en los tubos: La cantidad de fluido en los tubos es demasiado grande para la pequeña carga térmica y Δt moderadamente grande, de otra manera habría dificultades para lograr la AP disponible si se emplearan muchos pasos.

De la Tabla 9, cantidad de tubos: 129 tubos de ¾ plg DE con arreglo en cuadro de 1 plg y colocados en dos pasos.

Cantidad más aproximada: 124 tubos en una coraza de 15¼ plg DI.

(c) Coeficiente corregido U_D:

$A = 124 \times 16'0'' \times 0.1963 = 390$ pies² (Tabla 10)

$$U_D = \frac{Q}{A\Delta t} = \frac{1\ 730\ 000}{390 \times 61.4} = 72.3$$

Fluido caliente: coraza, strawoil	Fluido frío: tubos, nafta
(4') Area de flujo, a,: Puesto que el mínimo espaciado de los deflectores origina el mayor valor de h_o, suponga $B = \text{DI}/5 = 15.25/5$, es 3.5 plg [Ec. (11.4)] $a_s = \text{DI} \times C'B/144P_T$ [Ec. (7.1)] $= 15.25 \times 0.25 \times 3.5/144 \times 1$ $= 0.0927$ pie*	(4) Area de flujo, $a'_t = 0.302$ plg² [Tabla 10] $a_t = N_t a'_t/144n$ [Ec. (7.48)] $= 124 \times 0.302/144 \times 2$ $= 0.130$ pies²
(5') Masa vel, $G_s = W/a_s$ [Ec. (7.2)] $= 29\ 800/0.0927 = 321\ 000$ lb/(h)(pie²)	(5) Masa vel, $G_t = wla$, $= 103\ 000/0.130 = 793\ 000$ lb/(pie)(h)
(6') A $t_c = 280.5°\text{F}$, $\mu = 1.5 \times 2.42 = 3.63$ lb/(pie)(h) [Fig. 14] $D_e = 0.95/12 = 0.0792$ pie [Fig. 28] Re, $= D_e G_s/\mu$ $= 0.0792 \times 321\ 000/3.63 = 7\ 000$	(6) A $t_c = 212°\text{F}$, $\mu = 0.54 \times 2.42 = 1.31$ lb/(pie)(h) D $= 0.62/12 = 0.0517$ pie [Tabla 10] $Re, = DG_t/\mu$ $= 0.0517 \times 793\ 000/1.31$ $= 31300$
(7') $j_H = 46$	(7) $j_H = 102$ [Fig. 24]

(8') Para $\mu = 1.5$ cp y **35°API** [Fig. 16]

$k(c\mu/k)^{1/3} = 0.224$ Btu/(h)(pie²)(°F/pie)

(9') $h_o = j_H \frac{k}{D_e}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \phi_s$ [Ec. (6.15b)]

$\frac{h_o}{\phi_s} = \frac{46 \times 0.224}{0.0792} = 130$

(lo'), (11'), (12') Omitir la corrección para viscosidad en esta prueba o $\phi_s = 1.0$.

$h_o = \frac{h_o}{\phi_s} = 130$ Btu/(h)(pie²)(°F)

'8) Para $\mu = 0.54$ cp y **48°API** [Fig. 16]

$k(c\mu/k)^{1/3} = 0.167$ Btu/(h)(pie²)(°F/pie)

(9) $h_i = j_H \frac{k}{D}\left(\frac{c\mu}{k}\right) \phi_t$ [Ec. (6.15a)]

$\frac{h_i}{\phi_t} = 102 \times 0.167/0.0517 = 329$

(10) $\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} \times \frac{DI}{DE} = 329 \times \frac{0.62}{0.75} = 272$ [Ec. (6.5)]

(11), (12) Omitir la corrección para viscosidad en esta prueba $\phi_t = 1.0$.

$h_{io} = \frac{h_{io}}{\phi_t} = 272$ Btu/(h)(pie²)(°F)

Proceda con el cálculo de la caída de presión.

Caída de Presión

(1') Para $Re_s = 7\,000$, $f = 0.00225$ pie²/plg² [Fig. 29]
s = 0.76 [Fig. 6]

(2') No. de cruces, $N + 1 = 12L/B = 12 \times 16/3.5 = 55$ [Ec. (7.43)]
$s = 0.76$ [Fig. 6]
$D_s = 15.25/12 = 1.27$ pie

(3') $\Delta P_s = \frac{fG_s^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi_s}$ [Ec. (7.44)]

$= \frac{0.00225 \times 321\,000^2 \times 1.27 \times 55}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0792 \times 0.76 \times 1.0} = 5.2$ lb/plg²

(1) Para $Re_t = 31300$, $f = 0.0002$ pie²/plg² [Fig. 26]
s = 0.72 [Fig. 6]

(2) $\Delta P_t = \frac{fG_t^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t}$ [Ec. (7.45)]

$= \frac{0.00020 \times 792\,000^2 \times 16 \times 2}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0517 \times 0.72 \times 1.0} = 2.1$ lb/plg²

(3) y (4) pueden omitirse en la prueba. Proceda con el lado de la coraza.

(13) Coeficiente total limpio U_C:

$$U_C = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{272 \times 130}{272 + 130} = 88.2 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)} \quad (6.38)$$

(14) Factor de obstrucción R_d: U_D de (c) es 72.3.

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{88.2 - 72.3}{88.2 \times 72.3} = 0.0025 \text{ (h)(pie²)(°F)/Btu} \quad (6.13)$$

Sumario

130	h exterior	272
U_C	88.2	
U_D	72.3	
R_d Calculado 0.0025		
R_d Requerido 0 .0050		
5.2	Calculado AP	2.1
10.0	Permitido AP	10.0

Discusión. La primera prueba se descalifica por no llenar los requerimientos del factor de obstrucción deseado. ¿Qué conclusiones pueden sacarse de manera que la siguiente prueba pueda producir el intercambiador satisfactorio? ¿Se ganaría alguna ventaja invirtiendo las corrientes? Obviamente el coeficiente de película del destilado, que es el que controla, caería considerablemente si se cambian las corrientes. ¿Podrían usarse cuatro pasos para los tubos? Doblando el número de pasos se doblaría aproximadamente la masa velocidad y daría ocho veces la caída de presión del lado de los tubos, excediendo, por lo tanto, a la ΔP permitida. Todas las suposiciones anteriores han sido razonables. Simplemente el intercambiador es pequeño, o en otras palabras, el valor supuesto para U_D debe reducirse. Será necesario proceder de nuevo.

Prueba 2: Suponga $U_D = 60$, dos pasos en los tubos y el mínimo espaciado en los deflectores. Procediendo como anteriormente y efectuando las correcciones para viscosidad y caída de presión, se da el siguiente sumario usando una coraza de 17¼ plg DI con 166 tubos en dos pasos y espaciado de los deflectores a 3.5 plg.

Sumario

115.5	h exterior	213
U_C	74.8	
U_D	54.2	
R_d Calculado 0.005		
R_d Requerido 0.005		
4.7	Calculado AP	2.1
10.0	Permitido AP	10.0

El intercambiador final será

Lado de la coraza	Lado de los tubos
DI = 17¼ plg	Número y longitud = 166, 16'0"
Espaciado de los deflectores = 3.5 plg	DE, BWG, Paso = ¾ plg, 16 BWG, 1 plg en cuadro
Pasos = 1	Pasos = 2

EJEMPLO **11.2. Cálculo de un intercambiador aceite delgado-aceite grueso.** 84 348 lb/h de un aceite de absorción delgado de 35°API en un proceso idéntico con el de la Fig. 11.1, sale de la columna de agotamiento para transferir su calor a 86 357 lb/h de aceite grueso que sale del absorbedor a 100°F con una gravedad cercana a los 36°API a 60°F. El rango para el aceite delgado será de 350 a 160°F, y la temperatura de salida del aceite grueso será de 295°F. La viscosidad del aceite es 2.6 centipoises a 100°F y 1.15 centipoises a 210°F. Se dispone de caídas de presión de 10 lb/plg², y de acuerdo con la Tabla 12 deberá permitirse un factor de obstrucción combinado de 0.004

De nuevo la práctica industrial emplea tubos de ¾ plg DE, 16 BWG 16'0" de largo colocados en arreglos en cuadro.

Solución:

(1) Balance de calor:

Aceite delgado, $Q = 84\,438 \times 0.56(350 - 160) = 8\,950\,000$ Btu/h
Aceite grueso, $Q = 86\,357 \times 0.53(295 \quad 100) = 8\,950\,000$ Btu/h

(2) At:

Fluido caliente	Alta temp.	Fluido frío	Dif.
350	Baja temp.	295	55
160	Diferencias	100	60
190		195	5

MLDT = 575°F (5.14)

$$R = \frac{190}{195} = 0.975 \qquad s = \frac{195}{350 - 100} = 0.78 \qquad (7.18)$$

Intercambiador 1-2, F_T = inoperable (Fig. 18)
Intercambiador 2-4, F_T = inoperable (Fig. 19)
Intercambiador 3-6, $F_T = 0.725$ (Fig. 20)
Intercambiador 4-8, $F_T = 0.875$ (Fig. 21)

Se requerirá un intercambiador con arreglo 4-8. Esto puede lograrse mediante cuatro intercambiadores 1-2 en serie, o dos intercambiadores 2-4 en serie. Se usarán estos últimos.

$$\mathbf{At} = 0.875 \times 57.5 = \mathbf{50.3°F} \qquad (7.42)$$

(3) T_c Y t_c:

$$\frac{\Delta t_c}{\Delta t_h} = 1.09$$

$K_c = 0.32$ (Fig.17)
$F_c = 0.48$
$T_c = 160 + 0.48 \times 190 = 251°F$ (5.28)
$t_c = 100 + 0.48 \times 195 = 193.5°F$ (5.29)

Prueba:

(a) Suponga $U_D = 50$: Aun cuando los dos aceites y sus cantidades son casi idénticas, el rango de temperatura del aceite grueso frío y su correspondiente mayor viscosidad hará que éste sea el controlante. Por esta razón, siendo las caídas de presión iguales, el fluido frío deberá ponerse en la coraza. Los coeficientes serán menores que aquellos de la Tabla 8, puesto que las caídas son más difíciles de lograrse en un intercambiador 4-8 y las masas velocidades deben, de acuerdo con esto, mantenerse bajas. En el Ej. 11.1 con un aceite controlante similar, el valor de U_C fue aproximadamente 75 con un mínimo espaciado de los deflectores, el que no dio muchas ventajas para la caída de presión permitida. La suposición de U_D = 50 es un compromiso entre sustancias químicas de mediana y alta viscosidad y probablemente será alto, pero nos ayudará a establecer la unidad correcta en la prueba siguiente.

$$A = \frac{Q}{U_D \Delta t} = \frac{8\ 950\ 000}{50 \times 50.3} = 3\ 560 \text{ pies}^2$$

Use dos intercambiadores 2-4 en serie con deflectores longitudinales removibles.

Número de tubos por coraza, $N_t = 3\ 560/2 \times 16'0" \times 0.1963 = 567$ Tabla 10.

(b) Suponga seis pasos en los tubos: De problemas previos, una masa velocidad de 700 000 da resultados satisfactorios para caídas de presión en los *tubos. Puesto* que el número de pasos *en* los tubos en las dos unidades será grande, debe emplearse un máximo de cerca de 450 000.

Seis pasos en-los tubos (área de flujo/tubo, $a'_t = 0.302$ plg^2).

$$G = w/a_t = w144n/N_t a'_t = 84.438 \times 144 \times 6/567 \times 0.302 = 426\ 000 \text{ lb/(h)(pie}^2\text{)}$$

De la Tabla 9 para cantidad de tubos: 567 tubos, ¾ plg DE, con arreglo en cuadro de 1 plg y seis pasos.

Cantidad más cercana: 580 tubos en una coraza de 31 plg DI.

(c) Coeficiente corregido U_D:

a" = 0.1963 pie^2/pie lin (Tabla 10)

$$A = 2 \times 580 \times 16'0" \times 0.1963 = 3640 \text{ pies}^2$$

$$U_D = \frac{Q}{A\Delta t} = \frac{8\ 950\ 000}{3\ 640 \times 50.3} = 49.0$$

Fluido caliente: tubos, aceite delgado

(4) Area de flujo, a_t:

$a'_t = 0.302$ plg^2 [Tabla 10]

$a_t = N_t a'_t/144n$ [Ec. (7.48)]

$= 580 \times 0.302/144 \times 6$

$= 0.203$ pie^2

Fluido frío: coraza, aceite grueso

(4') Area de flujo a_s : Puesto que la cantidad de fluido es grande, se puede suponer cualquier espaciado arbitrario de los deflectores.

Suponga $B = 12$ plg

$a_s = \text{DI} \times C'B/144P_T$ [Ec. (7.1)]

$= ½(31 \times 0.25 \times 12/144 \times 1.0)$

$= 0.323$ pie* (intercambiador)

(5) Masa vel, $G_t = W/a_t$
$= 84\ 438/0.203 = 416\ 000$ lb/(h)(pie²)

(6) AT, $= 251°F$, $\mu = 0.88 \times 2.42$
$= 2.13$ lb/(pie)(h) [Fig. 14]

$D = 0.62/12 = 0.0517$ pie [Tabla 10]

Re, $= DG_t/\mu$
$= 0.0517 \times 416\ 000/2.13 = 10\ 100$

(7) $j_H = 36.5$ [Fig. 24]

(8) Para $\mu = 0.88$ cp y 35°API
$k(c\mu/k)^{1/3} = 0.185$ Btu/(h)(pie²)(°F/pie) [Fig. 16]

(9) $h_i = j_H \frac{k}{D} 0\frac{c\mu}{k}^{1/3} \phi_t$ [Ec. (6.15a)]

$\frac{h_i}{\phi_t} = 36.5 \times \frac{0.185}{0.0517} = 130$

(10) $h_{io} = h_i \times \frac{DI}{DE}$ [Ec. (6.5)]
$= 130 \times 0.62/0.75 = 107$

(11), (12) Suprima la corrección para viscosidad en esta prueba, $\phi_t = 1.0$

$h_{io} = \frac{h_{io}}{\phi_t} = 107$ Btu/(h)(pie²)(°F)

(5') Masa vel, $G_s = w/a_s$ [Ec. (7.2)]
$= 86\ 357/0.323 = 267\ 000$ Ib/(h)(pie²)

(6') A $t_c = 193.5°F$,
$\mu = 1.30 \times 2.42 = 3.15$ lb/(pie)(h) [Fig. 14]

$D_e = 0.95/12 = 0.0792$ pie [Fig. 28]

$Re_s = D_e G_s/\mu$ [Ec. (7.3)]
$= 0.0792 \times 267\ 000/3.15 = 6\ 720$

(7') $j_H = 45$ [Fig. 28]

(8') Para $\mu = 1.39$ cp y 35°API
$k(c\mu/k)^{1/3} = 0.213$ Btu/(h)(pie²)(°F/pie) [Fig. 16]

(9') $h_o = j_H \frac{k}{D_e}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \phi_s$ [Ec. (6.15)]

$\frac{h_o}{\phi_s} = 45 \times \frac{0.213}{0.0792} = 121$

(10') Suprima la corrección para viscosidad en esta prueba, $\phi_s = 1.0$

$h_o = \frac{h_o}{\phi_t}$ 121 Btu/(h)(pie²)(°F)

Caida de Presión

(1) Para Re, $= 10\ 100$
$f = 0.00027$ pie²/plg² [Fig 26]

$s = 0.77$ [Fig. 6]

(2) $\Delta P_t = \frac{fG_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t}$ [Ec. (7.45)]
$= \frac{0.00027 \times 416\ 000^2 \times 16 \times 6 \times 2}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0517 \times 0.77 \times 1.0} = 4.3$ lb/plg²

(3) $G_t = 416\ 000$, $V^2/2g' = 0.024$ [Fig. 27]

$\Delta P_r = \frac{4n}{s}\frac{V^2}{2g'} = \frac{4 \times 2 \times 6}{0.77} \times 0.024$
$= 1.5$ lb/plg² [Ec. (7.46)]

$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_R = 4.3 + 1.5 =$ 5.8 lb/plg² [Ec. (7.47)]

La caída de presión sugiere la posibilidad de usar ocho pasos, pero una comprobación rápida mostrará que la caída de presión excedería a las 10 lb/plg².

Proceda con el lado de la coraza.

(13) Coeficiente total limpio U_C:

(1') Para Re, $= 6\ 720$,
$f = 0.0023$ pie²/plg² [Fig. 29]

$s = 0.79$ [Fig. 6]

(2') No. de cruces, $N + 1 = 12L/B$ [Ec. (7.42)]
$= 2 \times 2 \times 12 \times 16/12 = 64$

$D_s = 31/12 = 2.58$ pies

(3') $\Delta P_s' = \frac{fG_s^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi_s}$ [Ec. (7.44)]
$= \frac{0.0023 \times 267\ 000^2 \times 2.58 \times 64}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0792 \times 0.79 \times 1.0}$
$= 8.3$ lb/plg²

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{107 \times 121}{107 + 121} = 56.8 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)} \qquad (6.38)$$

(14) Factor de distribución R_d: U_D de (c) es 49.0

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{56.8 - 49.0}{56.8 \times 49.0} = 0.0028 \text{ (h)(pie}^2\text{)(°F)/Btu} \qquad (6.13)$$

Sumario

107	h exterior	121
U_C	56.8	
U_D	49.0	
R_d Calculado 0 0028		
R_d Requerido 0.0040		
5.8	Calculado ΔP	8.3
10.0	Permitido ΔP	10.0

Discusión. Las suposiciones iniciales han estipulado un intercambiador que casi cumple con todos los requerimientos. Una unidad de ocho pasos llenará los requisitos de transferencia de calor, pero daría una caída de presión en los tubos de 14 lb/plg². El intercambiador obtenido en esta prueba será un poco menos indicado cuando se tome en cuenta el valor de ϕ_t. Si el factor de obstrucción mínimo 0.0040 se tomara literalmente, sería necesario tratar el siguiente tamaño de coraza.

Prueba 2:

Suponga una coraza de 33 plg DI con seis [4] pasos en los tubos y deflectores espaciados a 12 plg, puesto que la caída de presión aumenta con el diámetro de la coraza para una masa velocidad dada. El sumario para las condiciones son

Sumario

94	h exterior	118
U_C	52.3	
U_D	42.0	
R_d Calculado 0.0047		
R_d Requerido 0.004		
4.4	Calculado ΔP	7.9
10.0	Permitido AP	10.0

Los dos intercambiadores finales en serie serían

[4] Un intercambiador de ocho pasos daría una caída de presión de 10.8 lb/plg².

Coraza	Tubos
DI = 33 plg	Número y longitud = 676, 16'0"
Espaciado de los deflectores = 12 plg	DE, BWG, paso = ¾ plg, 16 BWG, 1 plg en cuadro
Pasos = 2	Pasos = 6

EJEMPLO 11.3. **Cálculo de un enfriador de solución de sosa cáustica.** 100 000 lb/h de solución de sosa cáustica de 15°Bé (11% de hidróxido de sodio, s = 1.115) sale de un disolvedor a 190°F y debe enfriarse a 120°F usando agua a 80°F. Use un factor combinado de obstrucción de 0.002 y una caída de presión de 10 lb/plg².

La viscosidad de la solución de hidróxido de sodio a 11% puede aproximarse por los métodos del Cap. 7, pero es de consistencia siruposa y deben preferirse los datos reales. La viscosidad a 100°F es de 1.4 centipoises y a 200°F es de 0.43 centipoises. Para el calor específico suponga que la sal seca tiene un valor de 0.25 Btu/lb, dando un calor específico para la solución como 0.88.

La práctica industrial permite el uso de una distribución triangular con tubos de 1 plg DE para aquellas soluciones en las que los depósitos se pueden retirar por calentamiento.

Solución:

(1) Balance de calor:

Sosa cáustica, $Q = 100\,000 \times 0.88(190 - 120) = 6.160\,000$ Btu/h

Agua, $Q = 154\,000 \times 1(120 - 80) = 6\,160\,000$ Btu/h

(2) At:

Fluido caliente		Fluido frío	Dif.
190	Alta temp.	120	70
120	Baja temp.	80	40
70	Diferencias	40	30

MLDT = 53.3°F (Ec. 5.14 j

$$R = \frac{70}{40} = 1.75 \qquad S = \frac{40}{190 - 80} = 0.364$$

$F_T = 0.815$ (Fig. 18)

Un intercambiador 1-2 será satisfactorio.

At = 0.815 × 53.3 = 43.5°F Ec. (7.42)

(3) T_c y t_c: Las temperaturas promedio T_a y t_a serán satisfactorias debido a lo cercano de los rangos y las bajas viscosidades.

Prueba:

(*a*) Suponga $U_D = 250$. De la Tabla 8 este valor está cerca del mínimo para un factor de obstrucción de 0.001 y deberá ser satisfactorio para una prueba cuando se requiere un factor de obstrucción de 0.0020.

$$A = \frac{6\ 160\ 000}{250 \times 43.5} = 567 \text{ pies}^2$$

$a'' = 0.2618$ pies²/pie lin (Tabla 10)

Número de tubos, $N_t = \frac{567}{16'0'' \times 0.2618} = 136$

(b) Suponga cuatro pasos en los tubos: Para dos pasos en los tubos $a_t = 0.258$ y $G_t = 598\ 000$ correspondiendo a velocidad de agua de únicamente 2.65 pps.

Del número de tubos (Tabla 9) : 136 tubos de 1 plg DE, con arreglo triangular de 1¼ plg, cuatro pasos.

Cantidad más cercana: 140 tubos en una coraza de 19¼ DI.

(c) Coeficiente ZJ, corregido:

A = 140 × 16'0" × 0.2618 = 586 pies²

$$U_D = \frac{Q}{A\Delta t} = \frac{6\ 160\ 000}{586 \times 43.5} = 242$$

Fluido caliente: coraza, sosa

(4') De los problemas anteriores tenemos que una masa velocidad de 500 000 da una razonable caída de presión. Por pruebas, esto corresponde a un espaciado de los deflectores de 7 plg.

$a_s = \text{DI} \times C'B/144P_T$ [Ec. (7.1)]
$= 19.25 \times 0.25 \times 7/144 \times 1.25$
$= 0.1875$ pies²

(5') $G_s = W/a_s$ [Ec. (7.2)]
$= 100\ 000/0.1875$
$= 533\ 000$ lb/(h)(pie²)

(6') A T_a = 155°F,
$\mu = 0.76 \times 2.42 = 1.84$ lb/(pie)(h)
$D_e = 0.72/12 = 0.06$ pie [Fig. 28]
Re, = $D_e G_s/\mu$ [Ec. (7.3)]
$= 0.06 \times 533\ 000/1.84 = 17\ 400$

(7') $j_H = 75$ [Fig. 28]

(8') A 155°F, k = 0.9 k_{agua}) [Tabla 4]
$= 0.9 \times 0.38$
$= 0.342$ Btu/(h)(pie²)(°F/pie)

$(c\mu/k)^{1/3} = (0.88 \times 1.84/0.342)^{1/3} = 1.68$

(9') $h_o = j_H \frac{k}{D_e} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \phi_s$ [Ec. (6.15b)]

$\frac{h_o}{\phi_s} = 75 \times 0.342 \times 1.68/0.06 = 717$

Fluido frío: tubos, agua

(4) Area de flujo, $a'_t = 0.546$ plg² [Tabla 10]

$a_t = N_t a'_t/144n$ [Ec. (7.48)]
$= 140 \times 0.5461144 \times 4$
$= 0.133$ pies*

(5) $G_t = w/a_t$
$= 154\ 000/0.133$
$= 1\ 160\ 000$ lb/(h)(pie²)

Vel, $V = G_t/3\ 600\rho$
$= 1\ 160\ 000/3\ 600 \times 62.5$
$= 5.16$ pps

(6) A t_a = 100°F.
$\mu = 0.72 \times 2.42 = 1.74$ lb/(pie)(h) [Fig. 14]

D = 0.834/12 = 0.0695 pie [Tabla 10]

(*Re, es* sólo para la caída de presión)
Re, = DG_t/μ
$= 0.0695 \times 1\ 160\ 000/1.74$
$= 46\ 300$

(9) $h_i = 1240 \times 0.94 = 1\ 165$ [Fig. 25]

(10') (11') (12') ϕ_s = 1 (baja viscosidad).

$$h_o = \frac{h_o}{\phi_s} = 717 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)(°F)}$$

(10) $h_{io} = h_i$ X DI/DE [Ec. (6.5)]
= 1 165 X 0.834/1.0
= 972 Btu/(h)(pie²)(°F)

Caída de Presión

(1') Para Re_s = 17 400,
f = 0.0019 pie²/plg² [Fig. 29]
(2') No. de cruces, $N + 1 = 12L/B$ [Ec. (7.43)]

$= 12 \times 16/7 = 28$
$D_s = 19.25112 = 1.60$ pies

(3') $\Delta P_s = \dfrac{fG_s^2 D_s(N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi_s}$ [Ec (7.44)]

$= \dfrac{0.0619 \times 533\,000^2 \times 1.60 \times 28}{5.22 \times 10^{10} \times 0.06 \times 1.115 \times 1.0}$
$= 7.0$ lb/plg²

(1) Para Re_t = 46 300,
f = 0.00018 pie²/plg² [Fig. 26]

(2) $\Delta P_t = \dfrac{fG_t^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t}$ [Ec. (7.45)]

$= \dfrac{0.00018 \times 1\,160\,000^2 \times 16 \times 4}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0695 \times 1.0 \times 1.0}$
$= 4.3$ lb/plg² [Ec. (7.46)]

(3) $\Delta P_r = \dfrac{4n}{s} \dfrac{V^2}{2g'}$ [Fig. 27]

$= \dfrac{4 \times 4}{1} \times 0.18 = 2.9$ lb/plg²

(4) ΔP_T = AP, + AP, [Ec. (7.47)]
= 4.3 + 2.9 = 7.2 lb/plg²

Proceda con el lado de la coraza

(13) Coeficiente total limpio U_C:

$$U_C = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{972 \times 717}{972 + 717} = 413 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)(°F)} \qquad (6.38)$$

(14) Factor de obstrucción R_d: U_D es (c) 242.

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{413 - 242}{413 \times 242} = 0.0017 \text{ (h)(pie}^2\text{)(°F)/Btu} \qquad (6.13)$$

Sumario

717	h exterior	972
U_C	413	
U_D	242	
R_d Calculado 0.0017		
R_d Requerido 0.0020		
7.0	Calculado ΔP	7.2
10.0	Permitido ΔP	10.0

Discusión. El ajuste de los deflectores para usar las 10 lb/plg² no permitirá al intercambiador tener un factor de obstrucción de 0.002. Se ha supuesto U_D demasiado alto. Probar el siguiente tamaño de coraza.

Prueba 2:

Tratar con una coraza de 21¼ plg DI, cuatro pasos en los tubos y deflectores espaciados a 6 plg. Esto corresponde a 170 tubos,

Sumario

720	h exterior	840
U_C	390	
U_D	200	
R_d Calculado 0 0024		
R_d Requerido 0.002		
9.8	Calculado ΔP	**4.9**
10.0	Permitido ΔP	**10.0**

El uso de seis pasos en los tubos excede a la caída de presión permitida en los tubos. El intercambiador final será

Coraza

DI = 21¼ plg
Espaciado de los deflectores = 6 plg
Pasos = 1

Tubos

Número y longitud = 170, 16'0"
DE, BWG, paso = 1 plg, 14 BWG, 1¼ plg en triángulo
Pasos = 4

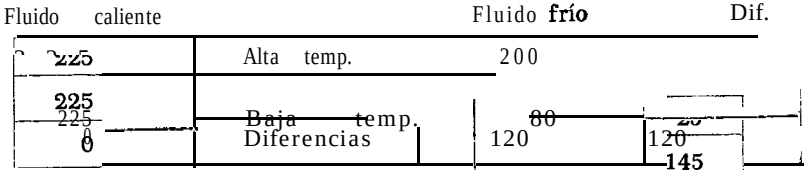
EJEMPLO 11.4. Cálculo de un calentador de alcohol. 115 000 lb/h de alcohol absoluto (100% alcohol etílico, $s = 0.78$). debe calentarse bajo presión desde la temperatura de almacenamiento de 80 a 200°F usando vapor a 225°F. Se requiere un factor de obstrucción de 0.002 además de una caída de presión permisible de 10 lb/plg².

La práctica industrial establece el uso de tubos de 1 plg DE, 14 BWG y 12'0" de largo. El arreglo triangular es satisfactorio para esta clase de servicio.

Solución:

(1) Balance de calor:
Alcohol, Q = 115 000 × 0.72(200 − 80) = 9 950 000 Btu/h
Vapor, Q = 10 350 × 962 = 9 950 000 Btu/h

(2) At: MLDT (contracorriente verdadera) :



MLDT = 68.3°F (5.14)

(3) T_c y t_c: Use T_a y t_a debido a la baja viscosidad del alcohol.

Prueba:

(*a*) Suponga U_D = 200 :De la Tabla 8 pueden esperarse valores de U_D de 200 a 700 cuando se emplea un factor de obstrucción de 0.001. Puesto que se requiere un factor de obstrucción de 0.002, el valor máximo de U_D seria de 500 correspondiendo solamente a la obstrucción.

$$A = \frac{Q}{U_D \Delta t} = \frac{9\,950\,000}{200 \times 68.3} = 728 \text{ pies}^2$$

$a'' = 0.2618$ pies²/pie lin (Tabla 10)

Número de tubos, $N_t = \frac{728}{12'0'' \times 0.2618} = 232$

(b) Suponga dos pasos en los tubos: Para los calentadores de vapor se requieren únicamente uno o dos pasos. De la cantidad de tubos (Tabla 9) : 232 tubos de 1 plg DE en arreglo triangular de 1¼ plg y dos pasos.

Cantidad más cercana: 232 tubos en una coraza de 23¼ plg DI.

(c) Coeficiente U_D corregido:

$A = 232 \times 12'0'' \times 0.2618 = 728$ pies²

$$U_D = \frac{Q}{A\Delta t} = \frac{9\,950\,000}{728 \times 68.3} 200$$

Fluido caliente: tubos, vapor

(4) Area de flujo, a', = 0.546 plg² [Tabla 10]

$a_t = N_t a'_t/144n$ [Ec. (7.48)]

= 232 × 0.546/144 × 2

= 0.44 pies

(5) $G_t = W/a_t$

= 10 350/0.44

= 23 500 lb/(h)(pie²)

(6) A 225°F,

$\mu = 0.013 \times 2.42 = 0.0314$ lb/(pie)(h) [Fig. 15]

$D = 0.834/12 = 0.0695$ pie

Re, $= DG_t/\mu$ (para caída de presión solamente).

= 0.0695 × 23 500/0.0314

= 52 000

(9) $h_{io} = 1500$ Btu/(h)(pie²)(°F)

Fluido frío: coraza, alcohol

(4') Para obtener una masa velocidad entre 400 000 y 500 000 espaciar los deflectores a 7 plg.

$a_s = \text{DI} \times C'B/144P_T$ [Ec. (7.1)]

= 23.25 × 0.25 × 7/144 × 1.25 pies² = 0.226

(5') $G_s = w/a_s$ [Ec. (7.2)]

= 115 000/0.226

= 508 000 lb/(h)(pies²)

(6') A t_a = 140°F,

$\mu = 0.60 \times 2.42 = 1.45$ lb/(pie)(h) [Fig. 14]

$D_e = 0.72/12 = 0.06$ pie [Fig. 28]

$Re_s = D_e G_s/\mu$ [Ec. (7.3)]

= 0.06 × 508 000/1.45 = 21 000

(7') $j_H = 83$

(8') A 140°F,

$k = 0.085$ Btu/(h)(pie²)(°F/pie) [Tabla 4]

$(c\mu/k)^{1/3} = (0.72 \times 1.45/0.085)^{1/3} = 2.31$

(9') $h_o = j_H \frac{k}{D_e} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \phi_s$ [Ec. (6.15*b*)]

$\frac{h_o}{\phi_s} = 83 \times 0.085 \times 2.31/0.06 = 270$

(10') $\phi_s = 1.0$,

$h_o = \frac{h_o}{\phi_s} = 270$ Btu/(h)(pie²)(°F)

Caída de Presión

(1) Para Re, = 52 000,
$f = 0.000175$ pie²/plg² [Fig. 26]
De la Tabla 7 el volumen específico es aproximadamente 21 pies³/lb.
$\rho = 1/21 = 0.0477$ lb/pie³
$s = 0.0477/62.5 = 0.00076$

(2) $\Delta P_t = \frac{1}{2}\frac{fG_t^2Ln}{5.22 \times 10^{10} D s \phi t}$ [Ec. (7.53)]

$= \frac{1}{2} \times \frac{0.000175 \times 23\ 500^2 \times 12 \times 2}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0695 \times 0.00076 \times 1.0}$

= 0.42 psi

(3) ΔP_r: Es despreciable debido a la condensación parcial al final del primer paso.

(1') Para Re, = 21 000,
$f = 0.0018$ pie²/plg² [Fig. 29]
s = 0.78

(2') No. de cruces, $N + 1 = 12L/B$ [Ec. (7.43)]
$= 12 \times 12/7 = 21$
$D_s = 23.25/12 = 1.94$ pies

(3') $\Delta P = \frac{fG_s^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi_s}$ [Ec. (7.44)]

$= \frac{0.0018 \times 508\ 000^2 \times 1.94 \times 21}{5.22 \times 10^{10} \times 0.06 \times 0.78 \times 1.0}$

= 7.8 lb/plg²

(13) Coeficiente limpio U_C:

$$U_C = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{1500 \times 270}{1500 + 270} = 229 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)} \quad (6.38)$$

(14) Factor de obstrucción R: U_D de (c) = 200.

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{229 - 200}{229 \times 200} = 0.000633 \text{ (h)(pie²)(°F)/Btu} \quad (6.13)$$

Sumario

1500	h exterior	270
U_C	229	
U_D	200	
R_d Calculado 0.000633		
R_d Requerido 0.002		
0.42	Calculada P	7.8
Neg.	Permitida P	10.0

Discusión. Este es un ejemplo claro en el cual LJ, se supuso demasiado alto. El problema ahora es qué tanto más alto. Con la ayuda del sumario es claro que en una coraza más grande un coeficiente total limpio de cerca de

200 puede esperarse. Para permitir el uso del factor de obstrucción 0.002 deberá usarse el nuevo U_D.

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + Ra = \frac{1}{200} + 0.002$$

$$U_D = 143$$

Prueba 2:

$$A = \frac{Q}{U_D \Delta t} = \frac{9\,950\,000}{143 \times 68.3} = 1020 \text{ plg}^2$$

$$\text{No. de tubos} = \frac{1020}{12'0'' \times 0.2618} = 325$$

Cantidad más cercana: 334 tubos en una coraza de 27 plg DI (Tabla 9).

Deberá retenerse el espaciado de los deflectores, ya que la **caída** de **presión** aumenta con el diámetro interior.

Sumario

1500	h exterior	250
U_C	214	
U_D	138.5	
R_d Calculado	0.0025	
R_d Requerido	0.002,	
0.23	Calculada AP	7.1
Neg.	Permitida AP	10.0

Si se hubiera usado un **intercambiador** de 25 plg, el factor de obstrucción sería menor de 0.002 y un espaciado de los deflectores de 6 plg hubiera dado una caída de presión mayor de 10 lb/plg². El intercambiador final es

Coraza	Tubos
DI = 27 plg	Número y longitud = 334, 12'0"
Espesor de los deflectores = 7 plg	DE, BWG, paso = 1 plg, 14 BWG, 1¼ plg triangular.
Pasos = 1	Pasos = 2

Flujo dividido. Algunas veces **no** es posible cumplir con los requerimientos de caída de presión en intercambiadores 1-2 o 2-4. Puede suceder cuando (1) la diferencia verdadera de temperatura o U_D es muy **grande,** siendo indicado entonces un intercambiador **pequeño** para **la** cantidad de calor que debe transferirse, (2) uno de los flujos tiene un rango de temperatura demasiado pequeño comparado

con el otro, o (3) se dispone de una caída de presión pequeña. En los gases y vapores lo último es lo más crítico debido a la baja densidad del gas o vapor. En los líquidos se encuentra un excelente ejemplo de (2) en el "quenching" del acero, donde es costumbre enfriar gran volumen de aceite en un rango pequeño. También es característico de ciertas operaciones de temperatura casi constante, tales como la eliminación de calor de reacciones exotérmicas, por recirculación continua de los fluidos reaccionantes a través de un enfriador externo 1-2.

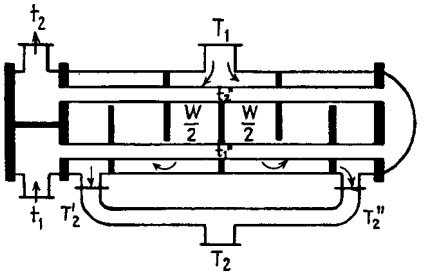


FIG. 11.6. Intercambiador de flujo dividido

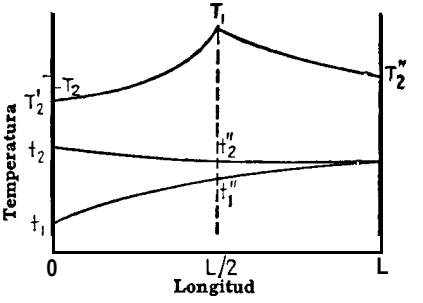


FIG. 11.7. Relaciones de temperatura en el flujo dividido

La imposibilidad para cumplir con la caída de presión disponible mediante los métodos convencionales en un intercambiador 1-2, deberá tomarse como indicación de que el flujo del fluido y no la transferencia de calor, es el factor controlante. Reducir la longitud de los tubos y aumentar el diámetro de la coraza es un medio de reducir la caída de presión, pero se dispone de otras medidas. Localizando la boquilla de entrada a la coraza en el centro de ésta en lugar de al final, y usando dos boquillas de salida como se muestra en la Fig. 11.6, la caída de presión en la coraa será un octavo de la encontrada en un intercambiador convencional 1-2 del mismo diámetro. La reducción es debido a que la masa velocidad y la longitud de la trayectoria en la coraza se reducen a la mitad. Este tipo de flujo se conoce como *flujo dividido.*

Como se muestra en la Fig. 11.7, las relaciones de temperatura en un intercambiador de flujo dividido no están en verdadera contracorriente o idénticas con un intercambiador 1-2, son discontinuas en el punto medio de la coraza. Una solución directa de la ecuación * para la diferencia verdadera de temperatura es algo tediosa, ya que

* Notas no publicadas, D. Q. Kern y C. L. Carpenter. La ecuación en términos de las temperaturas terminales para un intercambiador de flujo dividido y de dos pasos es

los valores de t_1'' y t_2'' están relacionados a las diferencias reales de temperatura y al calor transferido en ambas partes del intercambiador en los dos lados. Si $T_2 > t_2$, es satisfactorio obtener At multiplicando la MLTD por el valor de F_T obtenido para un intercambiador 1-2. Para servicios en los que hay un cruce de temperatura, deberá usarse la ecuación para el flujo dividido.

Otro tipo de flujo que da caídas de presión aún más bajas, es el *flujo distribuido*, el que usualmente se reserva para gases a baja presión, condensadores y hervidores. Se discutirá en el Cap. 12.

EJEMPLO 11.5. **Cálculo de un enfriador de gas de combustión. 10 500** pcm de gas de chimenea (peso molecular = 30) a 2 **lb/plg²g** y **250°F deben** enfriarse a 125°F con una caída de presión permisible de 1.0 **lb/plg²**. El enfriamiento se efectuará con agua de 80 a 100°F y con una caída de presión permisible de 10 **lb/plg²**. Se considerará un factor total de obstrucción de 0.005 con una velocidad mínima razonable del agua.

La práctica industrial usa tubos de 1 plg DE de 14 BWG, en arreglo en cuadro para todos los servicios, y debido a que algunas veces es difícil cumplir con los requisitos de la caída de presión en los enfriadores, no se especifica longitud del tubo.

Solución :

(1) Balance de calor:

Gas: 10 500 pcm de gas de chimenea **a 250°F**

$$\text{Gas total} = \frac{10500 \times 60 \times 30}{359 \times (711/492) \times (14.7/16.7)} = 41300 \text{ lb/h}$$

$$\text{Gas, } Q = 41300 \times 0.25(250 - 125) = 1290\,000 \text{ Btu/h}$$

$$\text{Agua, } Q = 64\,500 \times 1(100 - 80) = 1290\,000 \text{ Btu/h}$$

(2) At:

Fluido caliente		Fluido frío	Dif.
250	Alta Temp.	100	150
125	Baja Temp.	80	45
125	Diferencias	20	105

$$\text{At} = \frac{(T_1 - T_2)\lambda/2}{2.3 \log \left\{ \dfrac{\dfrac{(T_1 - T_2)2\lambda n}{n+1}\, e^{(T_1 - T_2)\left(\frac{\lambda}{2} - 1\right)/2\Delta t} - (T_1 - T_2)(\lambda + 2) + t_1 + t_2 - \dfrac{4T_2 + 2(n-1)T_1}{n+1}}{(T_1 - T_2)(\lambda - 2) + t_1 + t_2 - \dfrac{4T_2 + 2(n-1)T_1}{n+1}} \right\}}$$

donde $n = Q_B/Q_A$

$$\lambda = \frac{\sqrt{4R^2 + 1}}{R}$$

y

Q_B/Q_A = relación de transformación de calor en cada mitad

MLDT = **87.4°F** (5.14)

$R = \frac{125}{20} = 6.25$ $S = \frac{20}{250 - 80} = 0.118$ $F_T = 0.935$ (Fig. 18)

Un **intercambiador** 1-2 convencional será satisfactorio.

At = 0.935 × 87.4 = **81.6°F** (7.42)

(3) T_c y t_c : Las temperaturas promedio T_a y t_a serán satisfactorias, debido a las pequeñas variaciones en las viscosidades individuales.

Prueba:

(a) Suponga U_D = 15: de los ejemplos del Cap. 9, con presión atmosférica y **caída** de presión permitida de 2 **lb/pie²,** puede anticiparse un coeficiente de cerca de 20. Ya que la caída de presión permitida en el ejemplo es de 1.0 **lb/pie²,** el valor de prueba de U_D debe reducirse consecuentemente. Suponga **tubos** de 12'0" de largo para aumentar la sección transversal de la coraza.

$$A = \frac{Q}{U_D \text{ At}} = \frac{1290\,000}{15 \times 81.6} = 1055 \text{ pies'}$$

$a'' = 0.2618$ **pies²/pie** lineal

$$\text{Número de tubos} = \frac{1055}{12'0'' \times 0.2618} 336$$

(b) Suponga ocho pasos en los tubos: Debido al pequeño coeficiente de diseño, los intercambiadores para gas son más grandes por la cantidad de medio enfriante requerido.

De la cantidad de tubos (Tabla 9) : 336 **tubos** de 1 plg DE en arreglo en cuadro de $1\frac{1}{4}$ plg de paso, ocho pasos.

Cantidad más cercana: 358 tubos en una coraza de 31 plg DI.

(c) Coeficiente corregido U_D:

A = 358 × **12'0"** × 0.2618 = 1125 pie2

$$U_D = \frac{Q}{A\,\Delta t} = \frac{1\,290\,000}{1125 \times 81.6} = 14.0$$

Resolviendo en una manera idéntica con los ejemplos precedentes y usando el más **pequeño** número entero de cruces en el haz (cinco) correspondiendo a 28.8 plg de espaciado, el sumario es

Sumario

24.0	h exterior	392
U_C	22.7	
U_D	14.0	
R_D Calculado 0.027		
R_d Requerido 0.005		
5.2	Calculada ΔP	1.0
1.0	Permitida ΔP	10.0

Discusión: El intexcambiador seleccionado como solución a los requerimientos del problema combina dos condiciones no encontradas previamente: el factor de obstrucción es considerablemente mayor que el necesario, y la caída de presión es cinco veces mayor que la permitida. Si se usaran tubos de 8 pies en lugar de los tubos de 12 pies para $U_D = 15$, el diámetro interior de la coraza hubiera sido 37 plg. Los deflectores deberían espaciarse a 32 plg para originar tres cruces del haz, pero la caída de presión resultante hubiera sido de 1.7 lb/plg². Esto no sería satisfactorio, puesto que los gases requieren conexiones de entrada más grandes y la distribución de flujo en el primer y tercer cruces del haz sería defectuosa y las condiciones permitidas de caída de presión aún no se alcanzarían. La solución es un arreglo de flujo dividido.

Prueba 2. Flujo dividido:

(a) Suponga $U_D = 15$. Refiriéndonos al sumario de la primera prueba. es evidente que, si se debe alcanzar la caída de presión, la masa velocidad debe reducirse de manera que el nuevo coeficiente de película para el gas sea considerablemente menor al valor de 24.0 obtenido para el flujo ordinario.

(b) Suponga 12 pasos en los tubos. El pequeño coeficiente del agua de 392 corresponde a una velocidad de únicamente 1.7 pps, que es extremadamente bajo para obstrucción y corrosión, aun cuando se emplee agua de buena calidad. Puesto que el tamaño de la coraza no se alterará apreciablemente, teniendo un diámetro interior grande, se justifica que se empleen 12 pasos en los tubos. Se necesitarían menos pasos en los tubos si éstos tuvieran núcleos. Se pueden calcular en la forma del Ej. 10.3. Cuando se usan más de ocho pasos en corazas grandes, el número de tubos para ocho pasos se reducirá en 5% para 12 pasos y 10% para 16 pasos. Para corazas más pequeñas se aconseja evitar el uso de 12 y 16 pasos. Usando la misma coraza que en la Prueba 1 para 12 pasos, la cantidad de tubos será $358 \times 0.95 = 340$ tubos.

(c) Coeficiente corregido U_D:

$$A = 340 \times 12'0'' \times 0.2618 = 1070 \text{ pies}^2$$

$$U_D = \frac{Q}{A\Delta t} = \frac{1240\ 000}{1070 \times 81.6} = 14.8$$

Fluido caliente: coraza, gas	Fluido frío: tubos, agua
(4') Area de flujo, $a_s = \text{DI} \times C'B/144P_T$ [Ec. (7.1)] Deberá haber un número impar de cruces en cada mitad de la coraza y el espaciado mayor es 31 plg. 72 plg/31 plg = 2 cruces; digamos 3 cruces (impar). Espaciado actual= $\frac{12 \times 12}{2 \times 3} = 24$ plg $a_s = 31 \times 0.25 \times 24/144 \times 1.25 = 1.03$ pies*	(4) Area de flujo, $a'_t = 0.546$ plg² [Tabla 10] $a_t = N_t a'_t/144n = 340 \times 0.5461144 \times 12 = 0.107$ pies²
(5') Masa vel, flujo dividido: $G_s = \frac{1}{2}W/a_s$ [Ec. (7.2)]	(5) $G_t = w/a_t = 64$ 500/0.107

$= \frac{1}{2} \times 41\,300/1.03$
$= 20\,000$ lb/(h)(pie²)

(6') A $T_o = 187.5°F$,
$\mu = 0.0206 \times 2.42 = 0.050$ lb/(pie)(h) [Fig. 15]
$D_e = 0.99/12 = 0.0825$ [Fig. 28]
$Re_s = D_e G_s/\mu$ [Ec. (7.3)]
$= 0.0825 \times 20\,000/0.05 = 33000$

(7') $j_H = 105$ [Fig. 28]
(8') A 187.5°F,
$k = 0.015$ Btu/(h)(°F/pie) (Tabla 5)
$(c\mu/k)^{1/3} = (0.25 \times 0.050/0.015)^{1/3} = 0.94$

(9') $h_o = j_H \frac{k}{D_e}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \phi_s$ [Ec. (6.15)]

$\frac{h_o}{\phi_s} = 105 \times 0.015 \times 0.94/0.0825$
$= 17.9$

(10') (11') (12') $\phi_s = 1.0$

$h_o = \frac{h_o}{\phi_s} = 17.9$ Btu/(h)(pie²)(°F)

$= 602000$ lb/(h)(pies²)

Vel, $V = G_t/3\,600\rho$
$= 602\,000/3\,600 \times 62.5$
$= 2.68$ pps

(6) A $t_a = 90°F$,
$\mu = 0.81 \times 2.42 = 1.96$ lb/(pie)(h) [Fig. 14]
D = 0.834/12 = 0.0695 pie
Re, $= DG_t/\mu$
$= 0.0695 \times 602\,000/1.96$
$= 21300$
(Re, para caída de presión solamente)

(9) $h_i = 710 \times 0.94 = 667$ [Fig. 25]

(10) $h_{io} = h_i \times$ DI/DE
$= 667 \times 0.83/1.0$
$= 557$ Btu/(h)(pie²)(°F)

Caída de Presión

(1') Para Re, = 33 000,
$f = 0.0017$ pie²/plg² [Fig. 29]
(2') No. de cruces, $N + 1 = 3$ [Ec. (7.43)]
$D_s = 31/12 = 2.58$ pies
$s = 0.0012$

(3') $\Delta P_s = \frac{fG_s^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi_s}$ [Ec. (7.44'1)]

$= \frac{0.00167 \times 20\,000^2 \times 2.58 \times 3}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0825 \times 0.0012 \times 1.0}$
$= 1.0$ lb/plg²

(1) Para $Re_t = 21300$,
$f = 0.00012$ pie²/plg² [Fig. 26]
(2) $\Delta P_t = \frac{fG_t^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t}$ [Ec. (7.45)]

$= \frac{0.00022 \times 6020002 \times 12 \times 12}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0695 \times 1.0 \times 1.0}$
$= 3.1$ lb/plg²

(3) $\Delta P_r = 4n/s(V^2/2g')$ [Fig. 27]
$= (4 \times 12/1)0.052 = 2.5$ psi

(4) $\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$ [Ec. (7.47)]
$= 3.1 + 2.5 = 5.6$ lb/plg²

(13) Coeficiente total limpio U_C:

$$U_C = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{557 \times 17.9}{557 + 17.9} = 17.3 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)} \qquad (6.38)$$

(14) Factor de obstrucción R_d: U_D de (c) = 14.8

$$R_d = \frac{U_C U_D}{U_C} = \frac{17.3 - 14.8}{17.3 \times 14.8} = 0.0098 \text{ (h)(pie²)(°F)/Btu} \qquad (6.13)$$

Sumario

17.9	h exterior	557
U_C	17.3	
UD	14.8	
R_d Calculado	0.0098	
R_d Requerido	0.905	
1.0	Calculado ΔP	5.6
1.0	Permitido ΔP	10.0

Una unidad de 16 pasos seria también adecuada pero no se garantiza. El intercambiador final es

Coraza

DI = 31 plg
Espaciado de los deflectores = 24 plg
Pasos = flujo dividido

Tubos

Número y longitud = 340, 12'0"
DE, BWG, paso = 1 plg, 34 BWG, 1¼ plg en cuadro
Pasos = 12

PROBLEMAS

Para las siguientes condiciones de proceso seleccione el tamaño y arreglo del intercambiador que llene las condiciones permitiendo una caída de presión de 10 lb/plg² en cada corriente, y un factor de obstrucción combinado de 0.004. Emplee intercambiadores 1-2 siempre que sea posible.

11.1. 60 000 lb/h de querosene de 42°API se enfrían de 400 a 225°F calentando un destilado de 35°API de 100 a 200°F.

Use ¾ plg DE, 16 BWG, 16'0" de largo y arreglo triangular de 15/16 plg.

11.2. 120 000 lb/h de anilina se enfrían de 275 a 200°F calentando 100 000 lb/h de benceno de 100 a 200°F.

Use tubos de ¾ plg DE, 14 BWG, 16'0" de largo, arreglo en cuadro de 1 plg.

11.3. 84 000 lb/h de querosene de 42°API se enfrían de 300 a 100°F usando agua de 85 a 120°F. Calcule los requerimientos usando intercambiadores 1-2 en serie.

Use tubos de ¾ plg DE, 16 BWG, 16'0" largo, arreglo triangular de 1 plg.

11.4. 22 000 lb/h de un destilado de 35°API se calientan de 200 a 300°F, con un gasoil de 28°API de una temperatura de 500 °F a la entrada.

Use tubos de 1 plg DE, 14 BWG, 12'0" de largo y arreglo triangular de 1¼ plg.

11.5 68 000 lb/h de gasolina de 56°API se enfrían de 200 a 100°F usando agua a 85°F.

Use tubos de 1 plg DE, 14 BWG, 12'0" largo y arreglo en cuadro de 1¼ plg.

11.6. 32000 lb/h de oxígeno a 5 lb/plg² se enfrían de 300 a 150°F. usando agua a 85°F. (Caída de presión permitida al oxígeno 2 lb/plg²).

Use tubos de ¾ plg DE, 16 BWG, 12'0" de largo, y arreglo en cuadro de 1. plg.

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO ll

A	Superficie de transferencia de calor, pies²
A_{CR}, A_E, A_H	Superficie de transferencia de calor de enfriador, intercambiador y calentador, pies²
a	Area de flujo, pies*
a''	Superficie externa por pie lineal, pies
B	Espaciado de los deflectores, plg
C	Calor específico de los fluidos calientes en las derivaciones, Btu/(lb) ('F)
C_S	Costo del vapor, dólares/Btu
C_T	Costo total anual, dólares
C_W	Costo del agua, dólares/Btu
C_{CR}, C_E, C_H	Cargos de enfriador, intercambiador y calentador, respectivamente, dólares/ (pie2) (año)
C'	Espaciado entre los tubos, plg
c	Calor específico del fluido, Btu/ (lb) ("F)
D	Diámetro interior de los tubos, pies
D_s	Diámetro interior de la coraza, pies
D_e, D'_e	Diámetro equivalente para transferencia de *calor* y caída de presión, pies
d	Diámetro interior de los tubos, plg
d_e, d'_e	Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión, plg
F_c	Fracción calórica, adimensional
F_T	Factor de diferencia de temperatura, $t = F_T \times$ MLDT, adimensional
f	Factor de fricción, pies²/plg²
G	Masa velocidad, lb/(h)(pie²)
g	Aceleración de la gravedad, pies/h²
g'	Aceleración de la gravedad, pies/seg²
h, h_i, h_o	Coeficiente de transferencia de calor en general, fluido interior, fluido exterior, respectivamente, Btu/(h) (pie²)("F)
h_{io}	Valor de h_i referido al diámetro exterior del tubo, Btu/(h)(pie²)(°F)
J_H	Factor para transferencia de calor, adimensional
K_c	Constante calórica, adimensional
k	Conductividad térmica, Btu/(h)(pie²)(°F/pie)
L	Longitud del tubo, pies
MLDT	Media logarítmica de la diferencia de temperatura, °F
N	Número de deflectores en la coraza
N_t	Número de tubos
n	Número de pasos en los tubos
P	Paso de los tubos, plg
Ab,, AP,, AP,	Caída de presión total de los tubos y de regreso, lb/plg²
Q	Flujo de calor, Btu/h
R	Grupo de temperatura, $(T_1 - T_2)/(t_2 - t_1)$ adimensional

R_d	Factor de obstrucción, (h)(pie²)(°F)/Btu
Re, *Re'*	Número de Reynolds para transferencia de calor y caída de presión, adimensional
S	Grupo de temperatura, $(t_2 - t_1)(T_1 - t_1)$, adimensional
s	Gravedad específica, adimensional
T_1, T_2	Temperatura de entrada y salida del fluido caliente, °F
T_a	Temperatura promedio del fluido caliente, °F
T_c	Temperatura calórica del fluido caliente, °F
T_S	Temperatura del vapor, °F
T_x	Temperatura óptima de salida del fluido caliente del intercambiador, °F
t_y	Temperatura óptima de salida del fluido frío a la salida del intercambiador, °F
t_a	Temperatura promedio del fluido frío, °F
t_c	Temperatura calórica del fluido frío, °F
t_w	Temperatura de la pared del tubo, °F
t'_1, t'_2	Temperaturas del agua a entrada y salida, °F
t''_1, t''_2	Temperaturas en un intercambiador de flujo dividido, °F
Δt	Diferencia verdadera de temperatura en $Q = U_D A \Delta t$, °F
$\Delta t_c, \Delta t_h$	Diferencia de temperatura terminal fría y caliente, °F
U_C, U_D	Coeficientes de transferencia de calor limpio y de diseño, Btu/(h)(pie²)(°F)
U_{CR}, U_E, U_H	Coeficientes totales de transferencia de calor para enfriador, intercambiador y calentador, respectivamente, Btu/(h)(pie²)(°F)
V	Velocidad, pps
W	Peso del fluido caliente, lb/h
w	Peso del fluido frío, lb/h
ϕ	Relación de viscosidad, $(\mu/\mu_w)^{0.14}$
μ	Viscosidad, centipoises × 2.42 = lb(pie)(h)
μ_w	Viscosidad a la temperatura de la pared del tubo, centipoises × 2.42 = lb/(pie)(h)
θ	Horas anuales de operación

Suscritos (excepto los anotados)

s	Coraza
t	Tubos

CAPITULO 12

CONDENSACION DE VAPORES SIMPLES

Introducción. Un fluido puede existir como gas, vapor o líquido El cambio de líquido a vapor es *vaporización,* y el cambio de vapor a líquido es ***condensación.*** Las cantidades de calor involucradas en la condensación o vaporización de una libra de fluido son idénticas. Para fluidos puros a una presión dada, el cambio de líquido a vapor o de vapor a líquido ocurre sólo a una temperatura, que es la temperatura de *saturación o* de ***equilibrio.*** Puesto que los cambios de transferencia de calor vapor-líquido usualmente ocurren a presión constante o casi constante en la industria, la vaporización o condensación de un compuesto simple normalmente se efectúa isotérmicamente. Cuando un vapor se remueve después de su formación y no se le permiten contactos posteriores con el líquido, la adición de calor al vapor causa ***sobrecalentamiento,*** durante el cual se comporta como un gas. Si se condensa una mezcla de vapores en lugar de un vapor puro, a presión constante, en muchos casos los cambios no **tienen** lugar isotérmicamente. El tratamiento general de mezcla de vapores difiere en ciertos aspectos de aquéllos de los compuestos simples y se estudiarán en el siguiente capítulo con la ayuda de la regla de la fase de J. Willard Gibbs.

La condensación tiene lugar a muy diferentes velocidades de transferencia de calor por cualquiera de los dos siguientes y distintos mecanismos físicos que serán discutidos, en forma *de gota y* en *forma* de *película.* El coeficiente de película en la condensación está influido por la textura de la superficie en la cual tiene lugar la condensación y también si la superficie condensante está montada verticalmente u horizontalmente. A pesar de estas complicaciones aparentes, la condensación, igual que el flujo laminar, es susceptible de un estudio matemático directo.

Condensación en forma de gota y de película. Cuando un vapor puro saturado entra en contacto con una superficie fría tal como un tubo, se condensa y puede formar gotitas en la superficie del tubo. Estas gotitas pueden no exhibir ninguna afinidad por la superficie

y en lugar de cubrir el tubo se desprenden de él, dejando meta] descubierto en el cual se puede formar sucesivas gotitas de condensado. Cuando la condensación ocurre por este mecanismo se llama condensación en *forma* de gota. Sin embargo, usualmente puede aparecer una inconfundible película a medida que el vapor se condensa en el tubo cubriéndolo. Se requiere vapor adicional para condensarse en la película del condensado en lugar de hacerlo sobre la pared del tubo directamente. Esta es condensación en forma ***de película.*** Los dos mecanismos son distintos e independientes de la cantidad de vapor condensante por pie cuadrado de superficie. La condensación en ***forma de película*** no es una transición de la condensación en *forma de* gota debido a la rapidez a la cual el condensado se forma sobre el tubo. Debido a la resistencia de la película de condensado al paso de calor a través de ella, los coeficientes de transferencia de calor para la condensación por gotas son de cuatro a ocho veces mayores que para la condensación de película. El vapor de agua es el único vapor puro conocido que se condensa en forma de gota, y se requieren condiciones especiales para que esto ocurra. Estas son descritas por Drew, Nagle y Smith,[1] influyendo principalmente la presencia de polvo en la superficie o el uso de contaminantes que se adhieran a la misma. Nagle[2] ha identificado materiales que promueven la condensación en forma de gota en el vapor, aun cuando estas sustancias introducen impurezas en el vapor de agua. La condensación por gota también tiene lugar cuando varios materiales se condensan simultáneamente como en una mezcla, y donde la mezcla de condensado no es miscible, como en el caso de hidrocarburos y vapor de agua. Sin embargo, durante varios periodos en la operación normal de un condensador normal de vapor de agua, el mecanismo puede ser inicialmente del tipo de película, y cambiar luego a la condensación en forma de gota, y un tiempo más tarde invertir el mecanismo. Debido a la falta de control no es costumbre en los cálculos considerar la ventaja de los altos coeficientes que han sido obtenidos en experimentos con condensación por gotas. Consecuentemente este capítulo, trata de los cálculos de condensadores para varias condiciones, basados únicamente en condensación en forma de película y sus respectivos coeficientes de transferencia de calor, correspondientes a este mecanismo.

Afortunadamente, el fenómeno de condensación en forma de película es susceptible de análisis matemático, y la naturaleza de la condensación en una superficie fría puede ser considerada como de autodifusión. La presión de saturación del vapor en el cuerpo del

[1] Drew, T.B.. W. M. Nagle, y W. Q. Smith, *Trans. AIChE,* 31, 605-621 (1935).

[2] Nagle. W. M.. U.S. Patent 1 995 361.

vapor es mayor que la presión de saturación del condensado frío en contacto con **la** pared fría. Esta diferencia de presiones provee el potencial necesario para mover al vapor del cuerpo de éste a mayor velocidad. Comparada con la pequeña resistencia a la transferencia de calor por difusión del vapor al condensado, la película del condensado, en la pared fría del tubo, constituye la resistencia controlante. Es la lentitud con la que el calor de condensación pasa a través de esta película lo que determina el coeficiente de condensación. La expresión última para una ecuación de los coeficientes de condensación se puede obtener del análisis dimensional donde el coeficiente promedio $\bar{h}$ es una función **de** las propiedades de la película de condensado, k, ρ, g, μ, y L, Δt, y λ, esta última propiedad es el calor latente de vaporización. Nusselt derivó teóricamente las correlaciones del mecanismo de condensación en forma de película, y los resultados que obtuvo están en excelente concordancia con los experimentos.

Aplicaciones al **proceso.** En la industria química es práctica común separar una mezcla de líquido destilando los componentes de bajo punto de ebullición, separándolos así en estado puro de **aquéllos que** tienen alto punto de ebullición. En una solución de varios compuestos cada uno ejerce una presión parcial y el más volátil no puede eliminarse del resto por ebullición sin arrastrar algo de los **compuestos** de mayor peso molecular. La proporción de los compuestos más pesados que son arrastrados cuando la solución empieza a **hervir** es menor que la que existía en la solución original antes de que empezara la ebullición. Si el vapor que se desprende se condensa, éste tiene un punto de ebullición menor que la solución original, indicando un aumento en la proporción de los componentes más volátiles. Por ebulliciones sucesivas de una sola parte de la mezcla, condensando los vapores que se forman, e hirviendo de nuevo parte de los condensados, es posible obtener una cantidad casi pura de los compuestos más volátiles y se repite el procedimiento anterior suficientemente. Esto es, la separación por destilación se efectúa por vaporizaciones parciales y condensación subsecuente.

En la destilación es costumbre obtener un número determinado de vaporizaciones parciales y condensaciones poniendo en contacto directo un vapor y un líquido enfriante en una columna de destilación continua. La columna **de** destilación de cachuchas de burbujeo que se muestran en la Fig. 12.1, es representativa de la práctica moderna y deriva su nombre de una serie de cachuchas ranuradas invertidas que se colocan sobre los elevadores de vapor en cada *plato* de la columna. **El** vapor que entra por debajo de un plato a través de los

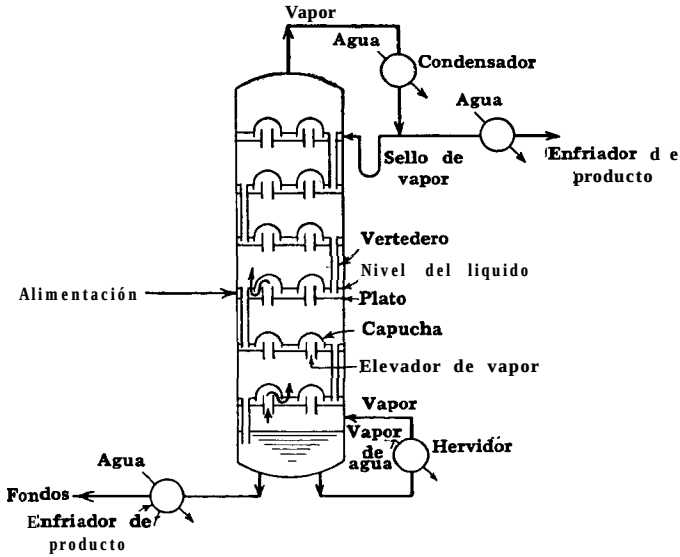


FIG. 12.1.. Columna de destilación con-sus auxiliares

elevadores se rompe en pequeñas burbujas a medida que pasa a través de las ranuras de las cachuchas que están sumergidas en el líquido, cuyo nivel se mantiene mediante el *vertedero* de cada plato. El *alimento,* que usualmente es un líquido, es una mezcla de componentes más y menos volátiles, y se alimenta a la columna en el plato alimentador, donde los compuestos volátiles son parcialmente vaporizados por los vapores ascendentes a medida que el alimento se desplaza a través del plato. El remanente del líquido en el plato es menos volátil que el alimento y derrama al plato inferior a través del vertedero. Los puntos de ebullición de los líquidos en cada uno de los platos inferiores son, en consecuencia, mayores.

Para vaporizar una porción del alimento, el vapor del plato inferior debe intercambiar calor con el líquido en el plato alimentador, liberando los compuestos más volátiles hacia el plato superior del de alimentación. Suministrando calor al fondo de la columna donde el aumento de concentración de los compuestos menos volátiles representan las mayores temperaturas de ebullición en el sistema, se establece un gradiente de temperatura de plato a plato entre el fondo de la columna y la parte superior. El calor suministrado en el fondo mediante la vaporización en el *hervidor* se transmite a la parte superior de la columna plato a plato, debido a la diferencia de temperaturas correspondientes a las diferencias de puntos de ebullición entre los platos. La destilación continua requiere de la presencia de líquido en los platos durante todo el tiempo, de manera

que los vapores de los componentes menos volátiles en el alimento, puedan condensarse y ser arrastrados hacia abajo. Para efectuar esto, algo del líquido volátil del condensador, que representa un plato sobre el último de los platos de la columna y que por lo tanto tiene menos temperatura, se regresa al plato final de la columna de la parte superior, fluyendo hacia abajo a través de la columna. El líquido volátil que se regresa a la columna del condensador es el *reflujo.* La cantidad de componentes volátiles removidos del sistema en la parte superior y que tienen la misma composición que el reflujo se llama *destilado.* Los compuestos más pesados removidos en el fondo de la columna se llaman *desperdicios,* colas o *residuos, o* si tienen algún valor se llaman *productos* de *fondo.* Los aspectos cuantitativos del balance de calor se tratan en el Cap. 14.

La temperatura de condensación en el condensador es la que determina la presión de operación en la columna destiladora, ya que la temperatura de saturación del vapor varía con su presión. El destilado debe condensar en el condensador a una temperatura suficientemente alta, de manera que su calor latente pueda ser eliminado por el agua de enfriamiento. El tamaño del condensador depende de la diferencia entre la temperatura de condensación y el rango de temperatura del agua de enfriamiento. Si la temperatura de condensación está muy cercana al rango de temperatura del agua de enfriamiento a presión atmosférica, la presión de destilación debe elevarse para permitir obtener un **At** más alto.

En la industria de la generación de energía el término condensador *de superficie* se reserva para equipo tubular que condensa vapor del escape de turbinas y máquinas. Puesto que una turbina se diseña primariamente para obtener trabajo mecánico del calor, la conversión máxima se obtiene en la turbina manteniendo una temperatura baja en la descarga. Si la turbina descargara a la atmósfera, la menor temperatura de vapor obtenible sería de 212°F, pero si el vapor descargara a un condensador al vacío, sería posible operar a temperatura de descarga de 75°F y menores, y convertir la diferencia de entalpías de 212 a 75°F en trabajo útil.

Condensación en superficies-teoría de Nusselt. En la condensación sobre una superficie vertical, se forma una película de condensado como se muestra en la.Fig. 12.2, y posterior condensación y transferencia de calor es efectúan por conducción a través de la película, la que se supone que está en régimen de flujo laminar hacia abajo, El espesor de la película influye bastante en la velocidad de condensación, puesto que el calor que acompaña a la remoción de vapores de la fase de vapor se encuentra con la película de

condensado como una resistencia que puede ser considerable. El espesor de la película es una función de la velocidad de drenado que varía con la desviación de la superficie de la posición vertical. Para una superficie vertical el espesor de la película aumenta acumulativamente de la parte superior a la base. Por esta razón, el coeficiente

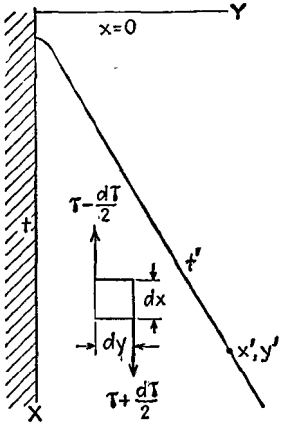


FIG. 12.2. Película de condensado vertical

de condensación para un vapor condensante en una superfice vertical decrece de la parte superior a la base, y para lograr un coeficiente grande de condensación,la altura de la superficie no deberá ser muy grande. La velocidad de drenado para cantidades iguales de condensado es también función de la viscosidad del condensado, a menor viscosidad menor espesor de la película. Para todos los líquidos la viscosidad disminuye con aumento en la temperatura y, consecuentemente, el coeficiente de condensación aumenta con la temperatura del condensado. Las derivaciones dadas en este capítulo hasta la Ec. (12.34) son las de Nusselt.[3] Se siguen las siguientes suposiciones :

1. El calor desprendido por el vapor es únicamente calor latente.

2. El drenado de la película de condensado es solamente por flujo laminar, y el calor se transfiere a través de la película por conducción.

3. El grueso de la película en cualquier punto es función de la velocidad media de flujo y de la cantidad de condensado que pasa por ese punto.

4. La velocidad de las capas individuales de la película es una función de la relación entre las fuerzas de corte friccional y el peso de la película (véase el Cap. 3).

[3] Nusselt, W. Z. Ver. deut. Ing., 60, 541 (1916).

5. La cantidad de condensado es proporcional a la cantidad de calor transferido que a su vez está relacionado al espesor de la película y a la diferencia de temperatura entre el vapor y la superficie,

6. La película de condensado es tan delgada que permite un gradiente lineal en la temperatura.

7. Las propiedades físicas del condensado se toman a la temperatura media de la película.

8. Se supone que la superficie está relativamente lisa y limpia.

9. La temperatura en la superficie del sólido es constante.

10. Se desprecia la curvatura de la película.

Condensación. ***Superficies verticales.*** En la Fig 12.2 la velocidad a la cual el calor pasa del vapor a través de la película líquida de condensado y a la superficie enfriadora por unidad de área, está dada por

$$\frac{Q}{A} = \frac{k(t' - t)}{y'} = \lambda W' = h(t' - t) \tag{12.1}$$

donde λ es el calor latente de vaporización, W' las libras de condensado formado por hora por pie cuadrado, y y' es el espesor de la película de condensado en un punto generalizado en la figura cuyas soordenadas son x', y'. Los otros símbolos tienen su significado convencional.

La velocidad a la cual el vapor se condensa está dada por

$$W' = \frac{k(t' - t)}{\lambda y'} \tag{12.2}$$

El líquido fluye hacia abajo sobre la superficie vertical con una velocidad u que varía de cero en la interfase en el tubo y que aumenta hacia afuera a la interfase condensado-vapor. La velocidad también aumenta verticalmente a medida que el condensado se desliza hacia abajo.

Considere un pequeño cubo de profundidad unitaria $dz = 1$, definido por $dx\,dy$ 1 en la película móvil de condensado de la Fig. 12.2. En el lado adyacente a la superficie fría vertical hay una fuerza tangencial que actúa hacia arriba y que tiende a soportar el cubo. En el lado opuesto a la superficie fría hay una fuerza tangencial de acción descendente debida a los movimientos más rápidos del líquido hacia abajo a medida que la distancia a partir de la superficie se aumenta. Si la fuerza resultante hacia arriba se designa por τ, entonces las fuerzas respectivas son $\tau - d\tau/2$ y $\tau + d\tau/2$. La fuerza diferencial tangencial debe anularse por la acción de la gravedad.

$$\rho\, dx\, dy\, 1 = \left(\tau - \frac{d\tau}{dy}\frac{dy}{2}\right) - \left(\tau + \frac{d\tau}{dy}\frac{dy}{2}\right) = -d\tau \quad (12.3)$$

En el área unitaria, $dx\ dz = 3$

$$\rho = -\frac{d\tau}{dy}$$

De la definición básica de viscosidad en el Cap. 3, el esfuerzo tangencial es definido por la Ec. (3.3), usando (Ib-fuerza) (h)/pie² como las dimensiones para la viscosidad. Ya que es costumbre usar las dimensiones (Ib-masa)/(pie) (h) para las dimensiones, la Ec. *(3.3)* se transforma

$$\tau = \frac{\mu}{g}\frac{du}{dy} \quad (12.4)$$

$$\frac{d\tau}{dy} = \frac{\mu}{g}\frac{d^2u}{dy^2} = -\rho \quad (12.5)$$

Tomando ρ/μ como constante.

$$\frac{d^2u}{dy^2} = -\frac{\rho g}{\mu} \quad (12.6)$$

$$u = \frac{\rho g y^2}{2\mu} + C_1 y + C_2 \quad (12.7)$$

Las constantes C_1 y C_2 deben ser evaluadas. Puesto que el líquido se adhiere a la pared, u debe ser cero a y = 0, haciendo C_2 igual

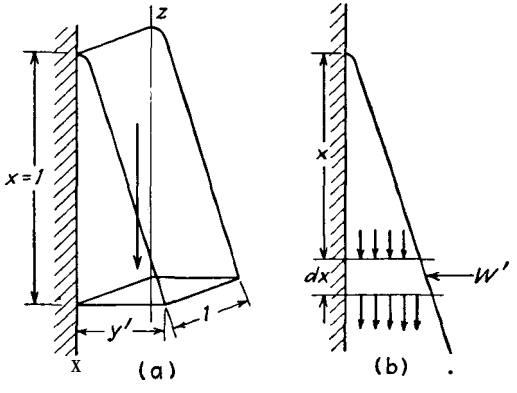


FIG. 12.3. Flujo vertical de película de oondensado

a cero. En la frontera exterior de la película (interfase condensado vapor) no hay esfuerzo tangencial y de $\tau = \mu\, du/dy$ cuando y = y',

$$\left(\frac{du}{dy}\right)_{y=y'} = 0 = -\frac{\rho g y'}{\mu} + C_1 \qquad C_1 = \frac{\rho g y'}{\mu} \tag{12.8}$$

$$u = \frac{\rho g}{\mu}\left(yy' - \frac{y^2}{2}\right)$$

A una distancia x de la parte superior de la superficie condensante la velocidad promedio hacia abajo $\bar{u}$ es dada por

$$\bar{u} = \frac{1}{y'}\int_0^{y'} u\,dy = \frac{\rho g}{3\mu} y'^2 \tag{12.9}$$

Cuando el valor de x desde la parte superior de la pared vertical se toma como unidad como en la Fig. 12.3*a*, la cantidad de flujo descendente a través de un plano horizontal de área ly' es

1 *yüφ*

En $x + dx$ hay una ganancia en la cantidad de flujo descendente de condensado como se muestra en la Fig. 12.3*b*. Usando el valor de $\bar{u}$ de la Ec. (12.9), multiplicando por $\rho y'$, y diferenciando con respecto a x para obtener el aumento de x a x + dx,

$$d(\rho\bar{u}y') = d\left(\frac{\rho^2 g}{3\mu} y'^3\right) \frac{\rho^2 g y'^2}{\mu}\, dy' \tag{12.10}$$

Y este aumento debe originarse de la condensación del vapor y de la película de condensado

$$d(\rho\bar{u}y') = W'1\,dx$$

donde W' es el flujo de condensado a partir del vapor y "normal" a la capa de condensado que escurre por unidad de área como en la Fig. 12.3*b*. De la Ec. (12.2), sin embargo, W' se definió en términos de transferencia de calor como

$$W' = \frac{k(t' - t)}{\lambda y'}$$

Sustituyendo para W' en la Ec. (12.10) el valor de la ecuación (12.2),

$$\frac{k}{\lambda y'}(t' - t)\,dx = \frac{\rho^2 g y'^3}{\mu}\, dy' \tag{12.11}$$

$$(t' \quad t)\,dx = \frac{\rho^2 g \lambda y'^3}{k\mu}\, dy' \tag{12.12}$$

Para un rango limitado hágase t' − t, ρ, λ, μ, y k constantes e integre. Cuando y' = 0, x = 0

$$y' \frac{\rho^2 g\lambda}{4\mu k} = (t' - t)x \tag{12.13}$$

$$y' = \left[\frac{4\mu k}{\rho^2 \lambda g}(t' - t)x\right]^{1/4} \tag{12.14}$$

El coeficiente de transferencia de calor a través de la capa de condensado a una distancia x del origen por unidad de área interfacial está dada de la Ec. (12.1) por

$$h_x = \frac{Q_x/A_x}{t' - t} = \frac{k}{y'} \tag{12.15}$$

Sustituya y' de la Ec. (12.14):

$$h_x = \left[\frac{k^3\rho^2\lambda g}{4\mu(t' - t)}\right]^{1/4} \frac{1}{x^{1/4}} \tag{12.16}$$

El calor total a través de la capa de condensado de 0 a x es Q_x

$$Q_x = \int_0^x h_x(t' - t)\,dx = \int_0^x \left[\frac{k^3\rho^2\lambda g}{4\mu(t' - t)}\right]^{1/4} (t' - t)\frac{dx}{x^{1/4}}$$

$$= \frac{4^{3/4}}{3}\left(\frac{k^3\rho^2\lambda g}{\mu}\right)^{1/4} [(t' - t)x]^{3/4} \tag{12.17}$$

Si el coeficiente promedio entre los dos puntos es $\bar{h}$,

$$\bar{h} = \frac{(Q_x)_{x=L}}{(t' - t)L} = \frac{4^{3/4}}{3} \frac{\left(\frac{k_f^3\rho_f^2\lambda g}{\mu_f}\right)^{1/4} [(t' - t)L]^{3/4}}{(t' - t)L}$$

$$\bar{h} = 0.943\left(\frac{k_f^3\rho_f^2\lambda g}{\mu_f L\,\Delta t_f}\right)^{1/4} \tag{12.18}$$

donde k_f, ρ_f, y μ_f se evalúan a la temperatura de la película t_f y donde la temperatura de la película es

$$t_f = \tfrac{1}{2}(t' + t) = \tfrac{1}{2}(T_v + t_w) \tag{12.19}$$

Y

$$\text{At}, = t_f - t_w$$

En lo anterior, como en la derivación que sigue, el esfuerzo causado por el paso del vapor saturado sobre la interfase condensado-vapor, se ha despreciado. Puede incluirse, aunque no es de consecuencias prácticas. La variación del espesor de la película y el coeficiente de transferencia de calor local se muestran en la Fig. 12.4. Las formas de las curvas siguen el espesor y consecuentemente la resistencia de la película de condensado.

Superficies inclinadas. Considere un cubo que hace un ángulo α como se muestra en la Fig. 12.5. El componente de la gravedad

que actúa en un plano paralelo a la superficie es ρ sen α, y la Ec. (12.3) se transforma en

$$\rho \operatorname{sen} \alpha \, dy \, dx \, 1 = \left(\tau - \frac{d\tau}{dy}\frac{dy}{2}\right) - \left(\tau + \frac{d\tau}{dy}\frac{dy}{2}\right) = -d\tau \qquad (12.20)$$

En unidad de área $dx\,dz = 1$

$$\rho \operatorname{sen} \alpha = -\frac{d\tau}{dy} \qquad (12.21)$$

La Ec. (12.6) se transforma

$$\frac{d^2u}{dy^2} = -\frac{g\rho}{\mu} \operatorname{sen} \alpha \qquad (12.22)$$

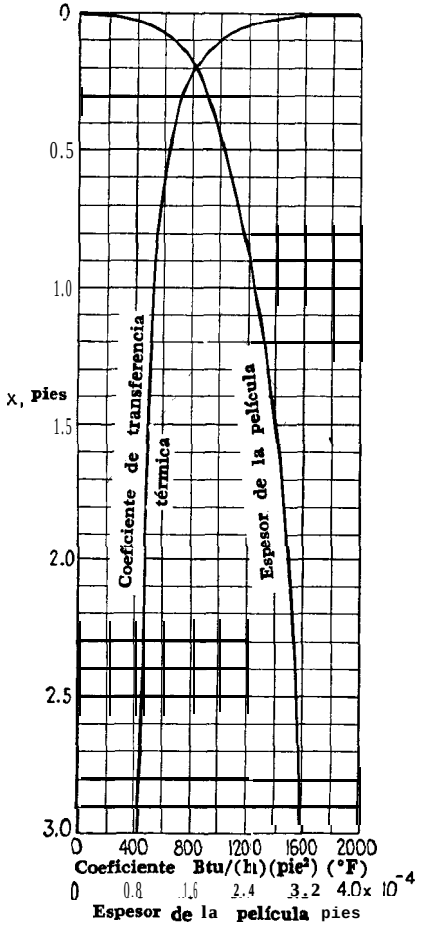


FIG. 12.4. Espesores de películas verticales y coeficientes de condensación para películas descendentes

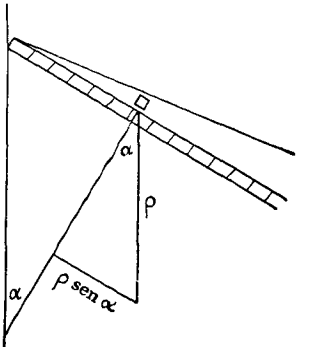


FIG. 12.5. Película en una superficie inclinada

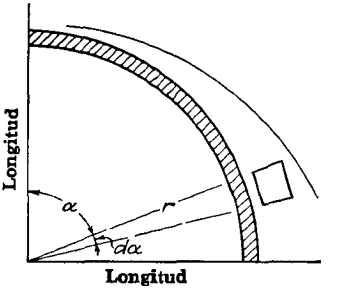


FIG. 12.6. Película de condensado en un tubo horizontal

La ecuación (12.7) se transforma

$$u = -\frac{g\rho}{2\mu} y^2 \operatorname{sen} \alpha + C_1 y + C_2 \qquad (12.23)$$

Al empezar la condensación en el tubo cuando y = 0 y no hay velocidad a lo largo del tubo, $u = 0$ y $C_2 = 0$

$$C_1 = \frac{g\rho y'}{\mu} \operatorname{sen} \alpha$$

y la **Ec.** (12.9) se transforma

$$\bar{u} = \frac{g\rho y'^2}{3\mu} \operatorname{sen} \alpha \qquad (12.24)$$

y la **Ec.** (12.18) se transforma

$$\bar{h} = 0.943 \left(\frac{k_f^3 \rho_f^2 \lambda g \operatorname{sen} \alpha}{\mu_f L \, \Delta t_f} \right)^{1/4} \qquad (12.25)$$

Superficies horizontales tubulares. Considere un cubo de longitud unitaria a un radio r haciendo un ángulo α con la vertical como se ve en la Fig. 12.6. El flujo de la masa de vapor a la película de condensado a través del área $r\,d\alpha$ y con un espesor de película de y' está dada por la ecuación de conducción.

$$W' = \frac{k(t' \quad t) r \, \mathbf{da}}{\lambda y'}$$

La condensación originará un aumento en la película inclinada que desciende. Para una cantidad diferencial de condensación el aumento en el área de condensación $r\,d\alpha$ es $d(\rho \bar{u} y')$ y para la **Ec.** (12.10)

$$d(\rho \bar{u} y') = \frac{\rho^2 g}{3\mu} d(y'^3 \operatorname{sen} \alpha) = W' \, dx$$

Sustituyendo para W' (**Ec.** 12.11) se transforma

$$\frac{k(t' - t) r \, da}{\lambda y'} = \frac{\rho^2 g}{3\mu} d(y'^3 \operatorname{sen} \alpha)$$

$$\frac{3\mu k(t' - t) r \, da}{\rho^2 g \lambda} = y' d(y'^3 \operatorname{sen} \alpha)$$

Sea

$$m = \frac{3\mu k(t' - t) r}{\rho^2 g \lambda}$$

$$m \, d\alpha = y' d (y'^3 \operatorname{sen} \alpha)$$

Diferenciando

$$m\,d\alpha = y'(3y'^2 \operatorname{sen}\alpha\, dy' + y'^3 \cos\alpha\, d\alpha)$$
$$= 3y'^2 \operatorname{sen}\alpha\, dy' + y'^4 \cos\alpha\, d\alpha \qquad (12.26)$$

En la Ec. (12.26) el término $3y'^3\,dy'$ aparece, pero $d(y'^4) = 4y'^3\,dy'$ y

$$3y'^3\,dy' = \tfrac{3}{4}\,dy''.$$

Reacomodando la Ec. (12.26) y sustituyendo

$$d\alpha = \frac{3}{4m} \operatorname{sen}\alpha\, dy'^4 + \frac{y'^4}{m} \cos a\, da$$

Sea $y'^4/m = \psi_4 = z$

$$da = \tfrac{3}{4} \operatorname{sen}\alpha\, dz + z \cos\alpha\, d\alpha \qquad (12.27)$$

$$\frac{3}{4} \operatorname{sen}\alpha \frac{dz}{da} + z\cos\alpha - 1 = 0 \qquad (12.28)$$

La Ec. (12.28) es una ecuación diferencial lineal cuya solución es

$$z = \frac{1}{\operatorname{sen}^{1/3}\alpha}\left(\frac{4}{3}\int \operatorname{sen}^{1/3}\alpha\, da + C_3\right) \qquad (12.29)$$

Cuando $\alpha = 0$, $C_3 = 0$,

$$z = \frac{4}{3}\frac{1}{\operatorname{sen}^{1/3}\alpha}\int \operatorname{sen}^{1/3}\alpha\, da \qquad (12.30)$$

El valor de esta integral para diferentes valores de α puede determinarse por métodos gráficos. De la sustitución en la Ec. (12.27)

$$y' = \psi m^{1/4} = \psi\left[\frac{3\mu k(t' - t)r}{\rho^2 g\lambda}\right]^{1/4} \qquad (12.31)$$

Como se mostró en la Ec. (12.15), $h_x = k/y'$.

Realmente el espesor de la película decrece ligeramente a medida que α aumenta de 0 a 5°, después aumenta paulatinamente y se rompe en gotas. El coeficiente local de transferencia de calor en cualquier punto es entonces

$$h_\alpha = \frac{k}{y'} = \frac{1}{\psi}\left[\frac{k^3\rho^2\lambda g}{3\mu(t' - t)r}\right]^{1/4} \qquad (12.32)$$

El coeficiente promedio de transferencia de calor $\bar{h}_\alpha$ del segmento entre los ángulos α_1 y α_2 es

$$\bar{h}_\alpha\Big]_{\alpha_1}^{\alpha_2} = \frac{k}{m^{1/4}(\alpha_2 - \alpha_1)}\int_{\alpha_1}^{\alpha_2}\frac{d\alpha}{\psi} \qquad (12.33)$$

Empleando métodos gráficos como antes, siendo D_o el diámetro exterior del tubo, los coeficientes promedio de transferencia de calor resultan ser

$$\bar{h}_{\alpha}\Big|_{0°}^{90°} = 0.860\left(\frac{k^3\rho^2\lambda g}{\mu D_o\,\Delta t_f}\right)^{1/4}$$

$$\bar{h}_{\alpha}\Big|_{90°}^{180°} = 0.589\left(\frac{k^3\rho^2\lambda g}{\mu D_o\,\Delta t_f}\right)^{1/4}$$

De 0 a 180° que es la mitad del tubo, la otra mitad es simétrica,

$$\bar{h} = 0.725\left(\frac{k_f^3\rho_f^2\lambda g}{\mu_f D_o\,\Delta t_f}\right)^{1/4} \tag{12.34}$$

La variación del espesor de la película y el coeficiente de transferencia de calor para vapor en tubo horizontal se muestra en la Fig. 12.7. Como en el caso precedente está gobernada por la resistencia de la película del condensado a la conducción.

Desarrollo de ecuaciones para cálculos. McAdams [4] encontró, a partir de las correlaciones de datos de varias investigaciones, que los coeficientes de condensación observados para el vapor en tubos verticales eran 75% mayores que los coeficientes teóricos calculados mediante la Ec. (12.18). Los valores calculados de la Ec. (12.18) concuerdan, sin embargo, para condensado en flujo laminar con aquellos valores calculados con la Ec. (6.1) para flujo laminar ordinario.

Cuando un líquido desciende verticalmente por la parte exterior de un tubo, ciertamente su flujo es laminar en la parte superior, donde la acumulación del condensado es pequeña. Si en el tubo se condensa una cantidad relativamente grande de vapor, es posible que en algún punto debajo de la parte superior la película cambiará a flujo turbulento. Esto puede ser estimado del diámetro y longitud del tubo, la viscosidad del condensado y la cantidad que se condense. Refiriéndonos al tubo como se muestra en la Fig. 12.8, el área achurada en la parte exterior del tubo representa la película de condensado como se vería en cualquier punto mirando hacia abajo. Esto es similar al flujo en el término de un intercambiador de doble tubo, excepto que la superficie exterior de la película no está formada por un tubo concéntrico. En el caso de intercambiador de doble tubo, el diámetro equivalente se tomó como cuatro veces el radio hidráulico. Luego

$$D_e = 4r_h = 4 \times \frac{\text{área libre de flujo}}{\text{perímetro húmedo}}$$

[4] McAdams, *op. cit.*, Pág. 264.

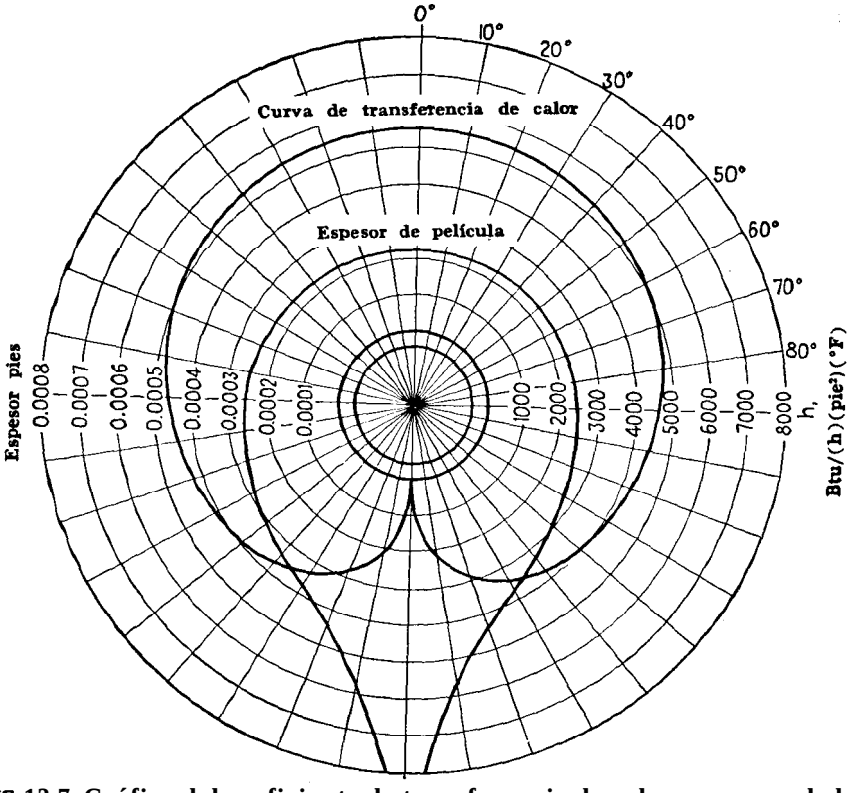


FIG. 12.7. Gráfica del coeficiente de transferencia de calor y espesor de la película de agua en un tubo horizontal. (Según *Nusselt*)

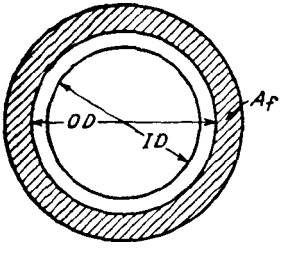


FIG. 12.8. Película vertical descendente

$$Re = \frac{D_e G}{\mu}$$

Para tubos verticales sea

A_f = área transversal (achurada)
P = perímetro mojado por tubo
$D_e = 4 \times A_f/P$

Siendo la carga por tubo $w' = W/N_t$, donde N_t es el número de tubos,

$$G = w'/A_f \qquad \text{lb/(h)(pie}^2\text{)}$$
$$Re = D_eG/\mu = (4A_f/P)(w'/A_f)/\mu = 4w'/\mu P \tag{12.35}$$

Llamando G' a la carga de condensado por pie lineal.

$$G' = \frac{w'}{L}, \qquad \text{lb/(h) (pie lineal)} \tag{12.36}$$

La Ec. (12.35) se transforma

$$Re = \frac{4G'}{\mu}$$

La carga total de calor es $Q = \lambda w'$.

$$\bar{h} = \frac{Q}{A\,\Delta t_f} = \frac{\lambda w'}{PL\,\Delta t_f} = \frac{\lambda}{L}\frac{G'}{\Delta t_f} \tag{12.37}$$

Sustituyendo en Ec. (12.18),

$$\bar{h} = 0.943\left(\frac{k_f^3\rho_f^2 g}{\mu_f}\frac{\bar{h}}{G'}\right)^{1/4} \tag{12.38}$$

Multiplicando el miembro derecho por $(4\mu/4\mu)^{1/4}$,

$$\bar{h}^{3/4} = 0.943\left(\frac{4k_f^3\rho_f^2 g}{\mu_f^2}\frac{\mu_f}{4G'}\right)^{1/4}$$
$$\bar{h}\left(\frac{\mu_f^2}{k_f^3\rho_f^2 g}\right)^{1/3} = 1.47\left(\frac{4G'}{\mu_f}\right)^{-1/3} \tag{12.39}$$

Para tubos *horizontales* la Ec. (12.39) se transforma

$$\bar{h}\left(\frac{\mu_f^2}{k_f^3\rho_f^2 g}\right)^{1/3} = 1.51\left(\frac{4G''}{\mu_f}\right)^{-1/3} \tag{12.40}$$

donde la carga para un tubo horizontal es

$$G'' = \frac{W}{LN_t} \tag{12.41}$$

Usando las cargas correspondientes dadas ya sea por Ecs. (12.36) o (12.41) según el caso, las Ecs. (12.39) y (12.40) pueden representarse por

$$\bar{h}\left(\frac{\mu_f^2}{k_f^3\rho_f^2 g}\right)^{1/3} = 1.5\left(\frac{4G'}{\mu_f}\right)^{-1/3} = 1.5\left(\frac{4G''}{\mu_f}\right)^{-1/3} \qquad (12.42)$$

Las Ecs. (12.39) y (12.40) se obtuvieron para condensación en un sólo tubo. En un haz de tubos verticales la presencia de uno o más tubos no altera las suposiciones en las que se basaron las derivaciones. Sin embargo, en los haces con tubos horizontales se ha encontrado que la salpicadura de los condensados a medida que éstos gotean en las hileras sucesivas de los tubos, origina que G" sea casi inversamente proporcional a $N_t^{2/3}$ en lugar de a N_t, de manera que es preferible usar un valor ficticio para los tubos horizontales.

$$G'' = \frac{W}{LN_t^{2/3}} \quad \text{lb/(h) (pie lineal)} \qquad (12.43)$$

La Fig. 12.9 es un nomograma de soluciones de la Ec. (12.42) y se presenta aquí por conveniencia. Su uso requiere que la película se desplace en régimen laminar a un número de Reynolds promedio de 1 800 a 2 100 para los gradientes de flujo supuestos para el condensado. Para vapor de agua a la presión atmosférica, la Ec. (12.42) se reduce a las ecuaciones dadas por McAdams[5]: Para tubos horizontales

$$h = \frac{3190}{D_o^{1/4}\,\text{At,}^*} \qquad (12.44a)$$

y para tubos verticales

$$\bar{h} = \frac{4000}{L^{1/4}\,\Delta t_f^{1/3}} \qquad (12.44b)$$

donde Δt_f tiene un rango de 10 a 150°F.

Frecuentemente es deseable aplicar las Ecs. (12.39), (12.40) y (12.42) al cálculo de condensadores que son modificaciones de intercambiadores 1-2 con condensación en la coraza. Tales condensadores tienen haz de tubos con deflectores. Los deflectores no afectan los coeficientes de película de condensación en los condensadores de tipo horizontal, puesto que los coeficientes son independientes de la velocidad masa del vapor, pero tienen influencia en la acumulación de condensados en los condensadores de tubos verticales. Es más, en condensadores de múltiples pasos en los tubos, la temperatura de la pared del tubo es diferente en cada punto de cada paso, mientras que en la derivación la temperatura de la superficie se supuso constante. No se puede establecer una corrección para esta última condición excepto por el tratamiento de pequeños incrementos de superficie de

[5] *Ibid.*. Pág. 270.

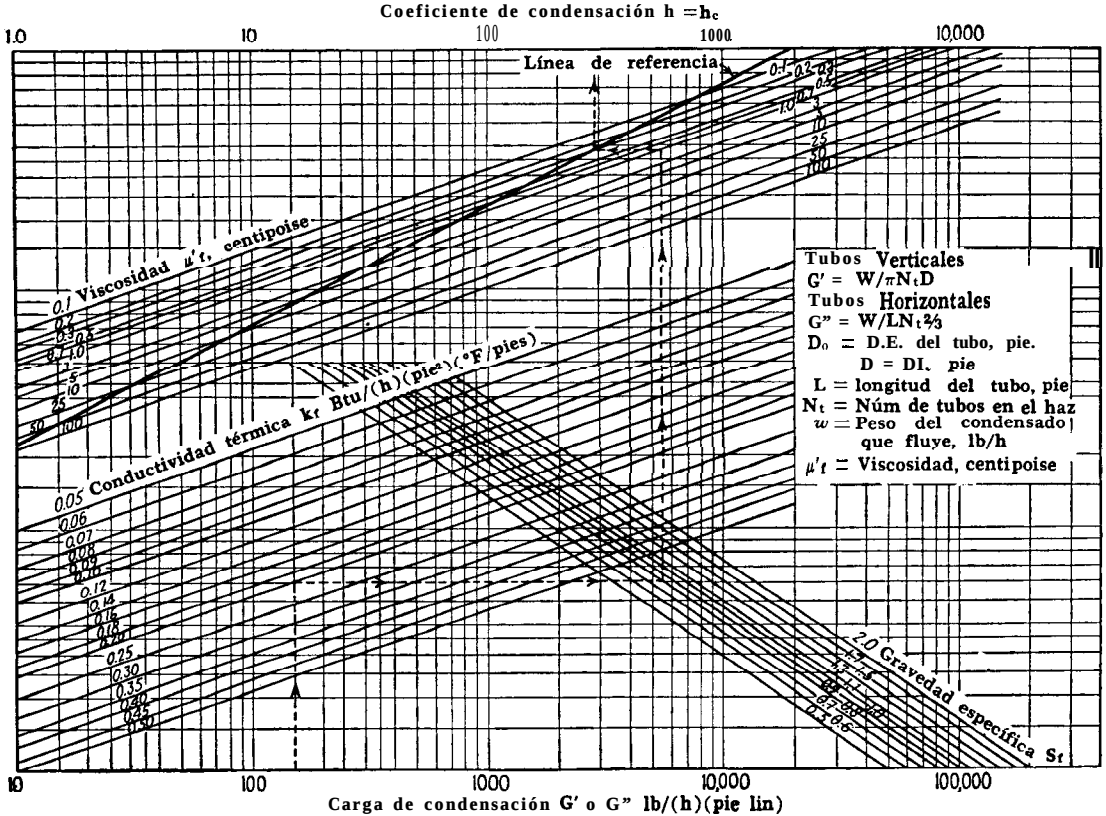


FIG. 12.9. Coeficientes de condensación. Solución gráfica de la Ec. (12.42).

cada paso individual. El error introducido por usar la temperatura media de la pared del tubo, aparentemente es muy pequeño para justificar un calculo más elaborado. Puesto que los orificios en los deflectores son ordinariamente de cerca de $\frac{1}{32}$ plg más grandes en diámetro que el diámetro exterior del tubo, los deflectores en los condensadores verticales evitan que la película de condensado alcance un espesor mayor de $\frac{1}{64}$ plg antes de rozar con el deflector. Sin embargo, esto es una limitación favorable, excepto para elevadas cargas de tubo donde la película de condensación podría crecer de otro modo lo suficiente para cambiar a flujo turbulento.

Comparación entre condensación horizontal y vertical. El valor del coeficiente de película de condensación para una cantidad dada de vapor en superficie establecida, es afectado significativamente por la posición del condensador. En un tubo vertical cerca del 60% del vapor se condensa en la mitad superior del tubo. Combinando las Ecs. (12.18) y (12.34) la razón de los coeficientes de condensación horizontales y verticales está teóricamente dada por $(0.725/0.943)(L/D)^{1/4}$. Para un tubo de 16'0" de largo y $\frac{3}{4}$ plg D.E. el coeficiente horizontal sería 3.07 veces más grande que el coeficiente vertical, siempre y cuando el flujo de la película de condensado esté en régimen laminar. Ordinariamente, sin embargo, la ventaja no es tan grande debido a otras modificaciones que prevalecen, tales como las regiones de transición entre el flujo laminar y turbulento de la película de condensado.

Para la condensación de vapor de- escape de turbinas con descarga al vacío, la superficie del condensador es generalmente muy grande, cuentan con 10 000 a 60 000 pies" por coraza, y las consideraciones económicas son tales que se emplean tubos hasta de 26 pies de largo. Estos grandes condensadores se diseñan con coeficientes totales de transferencia hasta de 800 Btu/(h)(pie')(°F) como veremos después. Los condensadores para esta clase de servicios se instalan universalmente en posición horizontal para facilitar la distribución del vapor y la eliminación de condensado.

Cuando se emplea un condensador en una columna de destilación, deben tomarse en cuenta varios factores específicos. Un arreglo típico de uno de tales condensadores se muestra en la Fig. 12.10, en la cual el reflujo se retorna a la columna por gravedad. La pierna del condensado 1-2 de altura z_1, debe emplear suficiente carga hidrostática para regresar el condensado a la columna a través del sello. En la Fig. 12.11 se emplea un condensador vertical para el mismo servicio, pero es muy apropiado para el regreso de condensado por gravedad, puesto que debe elevarse considerablemente sobre la columna, la que en muchos casos es muy alta de por sí. El man-

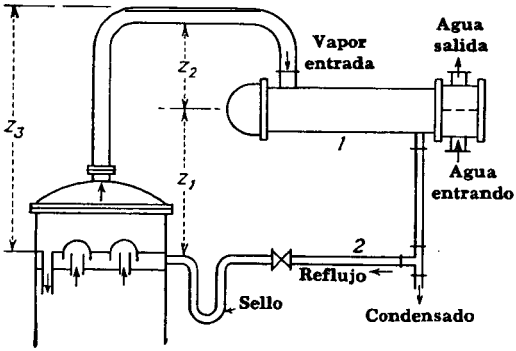


FIG. 12.10. Condensador con regreso de reflujo por gravedad

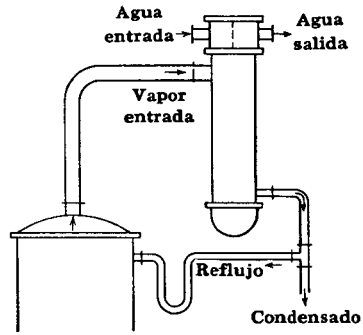


FIG. **12.11.** Condensador **vertical** con condensación en la **coraza y regreso de condensado por gravedad**

tenimiento y el soporte estructural para el condensador vertical pueden ser costosos y considerablemente más difíciles. Por otra parte, si se desea no solamente condensar el vapor sino al mismo tiempo subenfriar el condensado, el condensador vertical es admirablemente adecuado. ***Subenfriar*** es la operación de enfriar el condensado bajo su temperatura de saturación, y esto se hace frecuentemente cuando el producto de la destilación es un líquido volátil que debe almacenarse. Subenfriándolo es posible evitar grandes pérdidas por evaporación durante el almacenaje inicial. La combinación de condensación y subenfriamiento en una sola unidad elimina la necesidad para un enfriador separado, como se muestra en la Fig. 12.1.

Condensación dentro de tubos. ***Condensadores Horizontales.*** Las ecuaciones desarrolladas hasta ahora dan excelentes resultados cuan-

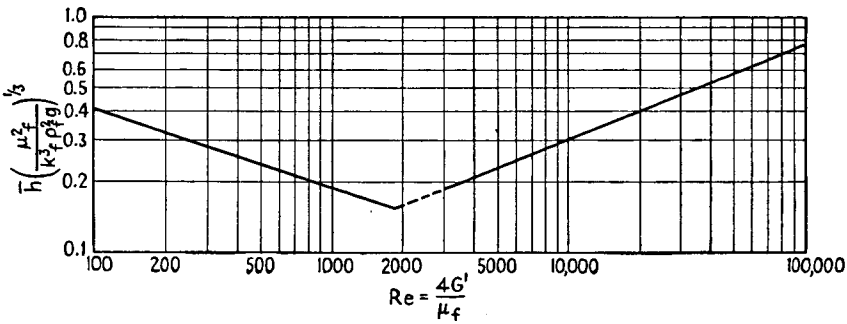


FIG. **12.12. Curva semiempírica para la condensación en tubos verticales.** ***(Colburn, Transactions*** of ***American Institute*** of ***Chemical Engineers)***

do se aplican a la condensación fuera de tubos, aun cuando las desviaciones en condensadores comerciales no han sido reportadas excepto en casos aislados. A menudo, sin embargo, el condensado es corrosivo, o se desea recuperar el calor latente del vapor usándolo para precalentar el alimento de la columna. En tales casos puede ser preferible condensar el vapor dentro de los tubos en lugar de fuera de ellos, donde las, derivaciones originales no son ya aplicables. Dentro de los tubos de un condensador horizontal de un solo paso, cada tubo condensa una cantidad igual de vapor y no hay cambio en el coeficiente debido a la salpicadura del condensado de una hilera a otra. Sin embargo, a medida que el condensado fluye a lo largo de la parte inferior de los tubos, desarrolla una película de condensado más gruesa con su consiguiente resistencia, que no es la anticipada en la derivación. Se dispone de muy pocos datos para permitir un análisis teórico racional, pero se ha encontrado que el coeficiente de película puede ser computado de una manera segura mediante la Ec. (12.40) donde G'' que es teóricamente W/LN_t, se reemplaza por la carga ficticia

$$G'' = \frac{W}{0.5LN_t} \quad \text{lb/(h) (pie lin)} \tag{12.45}$$

La Ec. (12.45) es especialmente útil cuando la condensación tiene lugar en el tubo interior de un intercambiador de doble tubo. Para la condensación en los tubos de un condensador de tubos de paso múltiple, es preferible computar el coeficiente de película promedio para cada paso. El condensado que se forma en el primer paso es arrastrado al segundo por uno o más de los tubos inferiores en el paso, que pueden estar llenos de condensado y por lo mismo no exponer superficie para la condensación. Los cálculos se llevan a efecto entonces por prueba y error para determinar la verdadera carga de los tubos en cada paso.

Condensadores verticales. La condensación dentro de tubos verticales sigue esencialmente el mismo mecanismo que la condensación en la superficie exterior de tubos verticales, si se desprecia la interferencia de los deflectores en la coraza. Puesto que la película de condensado tiene la habilidad de aumentar continuamente en su camino descendente, ya sea en el interior o exterior de los tubos, su flujo puede cambiar de laminar a turbulento en algún punto entre la parte superior e inferior. El factor local de condensación decrece continuamente de la parte superior hacia abajo hasta algún punto en que la película cambia de flujo laminar a turbulento. Después de la transición el coeficiente aumenta de acuerdo con la conducta usual de la convección forzada. Mediante métodos semi-

empíricos Colburn [6] ha combinado el efecto de flujo laminar en la porción superior del tubo con la de turbulento bajo el punto donde $4G'/\mu_f$ = 2 100. Esto requirió la selección de un factor de transferencia de calor para convección forzada tal que h en el punto de transición fue burdamente la misma tanto para la condensación de Nusselt y para el flujo turbulento. Entonces se obtuvo el coeficiente medio para la *altura total* del tubo balanceando el coeficiente para la parte superior del tubo y h para la convección forzada en la porción inferior del tubo. El coeficiente medio para la condensación en la longitud total del tubo cuando $4G'/\mu f$ = 2 100 están dados en la Fig. 12.12. Esta gráfica contiene los valores recomendados por McAdams. La distancia desde la parte superior del tubo a la cual el flujo laminar cambia a turbulento se puede obtener de la derivación semiempírica de Nusselt basada en que la transición ocurre a $4G'/\mu f$ = 1 400 para vapor de agua y empleando las Ecs. (12.8) y (12.14). Si x_c es la distancia en pies desde la parte superior,

$$x_c = \frac{2668\lambda\mu_f^{5/3}}{\rho^{5/3}kg^{1/3}(T_v - t_w)} \quad \text{pies} \qquad (12.46)$$

Donde hay evidencia que la transición ocurre a un valor mas alto que $4G'/\mu f$ = 1 400, como en los vapores orgánicos, el valor de x_c deberá multiplicarse por la razón del valor corregido de $4G'/\mu f$ dividido por 1400.

Naturalmente, si un condensador vertical debe operar condensado dentro de sus tubos, no tendrá más que un paso en los tubos, como se muestra en la Fig. 12.13.

Cálculos para los condensadores. Los condensadores se clasifican mejor por lo que pasa dentro de ellos que por los procesos o servicios que prestan. A menudo, además de la condensación, pueden también desobrecalentar el vapor o subenfriar los condensados, de manera que no se necesita otra unidad para recuperar el calor sensible. Una clasificación conveniente en la cual cada clase es indicativa de diferentes modificaciones en el cálculo, es la siguiente:

1. Vapores simples (el vapor de un compuesto simple o una mezcla de punto de ebullición constante)

   a. Vapor saturado: Condensación parcial o total fuera de los tubos.
   b. Vapor sobrecalentado: Desobrecalentamiento y condensación fuera de los tubos.
   c. Vapor saturado: Condensación y subenfriamiento fuera de los tubos.
   d. Condensación dentro de tubos: Desobrecalentamiento, condensación, subenfriamiento.
   e. Condensación de vapor de agua.

[6] Colburn, A. P., *Trans AIChE*, 30, 187-193 (1934).

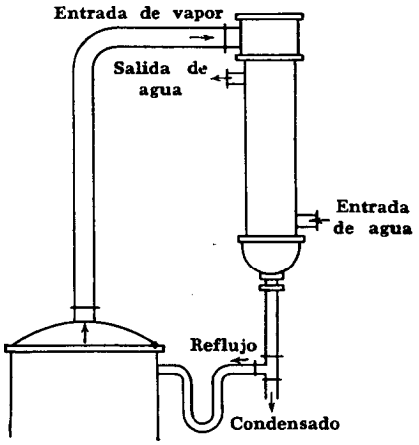


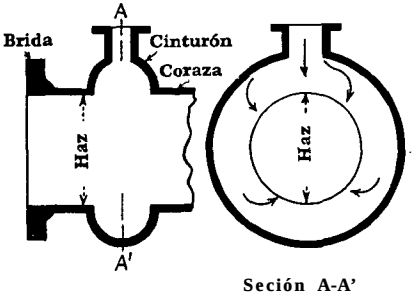
FIG. 12.13. Condensador vertical con condensación en los tubos y retorno del reflujo por gravedad

2. Mezcla de vapores (Cap. 13). Aplicación de la regla de la fase.
   a. Mezclas binarias.
   b. Mezcla de vapor con amplios rangos de condensación.
   c. Mezclas de vapor que forman condensados inmiscibles.
   d. Vapores simples o vapores con gases no condensables.
   e. Mezclas de vapor y gases no condensables que forman condensados inmiscibles.

Para casos de la hasta 1*d* la mayoría de los condensadores son modificaciones de intercambiadores 1-2 y pueden referirse como condensadores 1-2. El uso de un intercambiador 1-2 como condensador requiere usualmente modificaciones en la entrada para que el vapor no esté sujeto a caídas de presión considerables al entrar a la coraza. Esto puede llevarse a efecto en cualquiera de tres formas: El vapor puede introducirse a través del cinturón de vapor como se muestra en la Fig. 12.14 o mediante la boquilla abocinada indicada en la Fig. 12.15. El tercer método es la eliminación de alguno de los tubos del haz situados cerca de la boquilla de entrada.

Aun cuando la condensación reduce el volumen del vapor, aquélla ocurre a presión constante excepto por la caída de presión debida a la fricción entre la entrada y la salida. En un condensador horizontal que use deflectores segmentados convencionales, es imperativo que se arreglen para flujo de lado a lado y no flujos de arriba a abajo, como se muestra en la Fig. 7.6. Esto involucra la rotación del haz de tubos 90° antes de atornillar el carrete a la brida de la coraza. Si no se arregla el flujo de lado a lado, se originarán lagunas

de condensado entre cada par de deflectores cuyas áreas muertas están en la parte superior de la coraza impidiendo el paso de vapor



Frc. 12.14. Detalle de cinturón de vapor

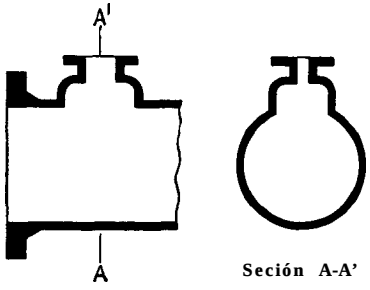


FIG. 12.15. Detalle de boquilla abocinada

Caída de presión permisible para un vapor condensante. En las suposiciones originales de Nusselt se consideró al coeficiente de condensación independiente de la velocidad del vapor a través del haz de tubos del condensador y dependiente únicamente de G' o G'', las cargas en libras de condensado por hora por pie lineal. Es costumbre, en obsequio de una buena distribución de vapor, manejar el vapor a través del haz tan rápidamente como las consideraciones de caída de presión lo permitan, espaciando los deflectores según esto. Para tomar en cuenta la reducción en las libras totales de vapor a medida que éste se desplaza a lo largo del haz de tubos, el espaciado de los deflectores debe hacerse en *tresbolillo* o alternado para dar una velocidad masa en el vapor casi constante. A la entrada los deflectores se espacian bastante separado, pero esta distancia disminuye hacia la salida. El uso de un arreglo en tresbolillo no es aceptado universalmente, puesto que reduce la adaptabilidad del equipo a otros servicios en el caso de que el proceso original se descontinúe. Con pasos uniformes en los deflectores el condensador puede fácilmente adaptarse a un intercambiador de calor gas-líquido y líquido-líquido.

En la destilación, la caída de presión permisible para el vapor que sale de la columna usualmente es muy pequeña si el condensador se instala para regresar el reflujo por gravedad a la columna. Refiriéndonos a la Fig. 12.10, el circuito hidráulico consiste del peso del vapor de salida línea $x_3 - z_2$, caída de presión ΔP_c, el peso de la columna y condensado z_1, y la caída de presión en la línea de retorno del condensado, la que usualmente se desprecia. La ecuación es dada muy aproxímadamente en libras por pulgada cuadrada por

$$\frac{\rho_v z_1}{144} + \Delta P_c = \frac{\rho_l z_1}{144}$$

donde ρ_v = densidad de vapor, lb/pie³
ρ_l = densidad del líquido, lb/pie³
ΔP_c = caída de presión en el condensador, lb/plg²

Las pérdidas por contracción y expansión a y desde la torre, también se han despreciado. Para todos los propósitos prácticos la carga hidrostática mínima de que se debe disponer debe ser mayor de $\rho_l z_1 = 144\Delta P_c$. A esto debe usualmente añadirse un factor adicional para permitir el uso de una válvula de control de flujo en la línea de reflujo. Para un líquido con una gravedad específica de 1.0 la elevación mínima de la línea de condensado sobre el nivel del plato superior para 2.0 lb/plg² de caída de presión permisible en el condensador es (2.0/14.7) X 34 = 4.62 pies, y para líquidos de menor gravedad específica la elevación del condensador deberá ser proporcionalmente mayor. Por esta razón, el condensador frecuentemente se instala a nivel del piso y una bomba sustituye el retorno de condensado por gravedad. Esto es especialmente cierto a altas presiones, donde el control hidráulico es más difícil y pueden surgir serias pulsaciones en la parte superior de la columna. Para prevenir las pulsaciones del condensado que sale del condensador, éste primero entra a un tanque amortiguador y después al equipo de bombeo. Con una bomba para efectuar el retorno, generalmente se permite una caída de presión de 5 lb/plg² en el condensador. Para sistemas de gravedad la caída de presión permitida en el condensador usualmente es de 1 a 2 lb/plg².

En la condensación de un vapor puro saturado, el vapor entra al condensador a su temperatura de saturación y lo deja como líquido. La caída de presión es obviamente menor que la que resultaría de calcularla para un gas a la gravedad específica del vapor de entrada y mayor que la que se computaría usando la gravedad específica del condensado a la salida. La velocidad masa del vapor de entrada y del líquido que sale son, sin embargo, las mismas. En ausencia de correlaciones más extensivas se obtienen buenos resultados usando para la velocidad masa el peso total del flujo y la gravedad específica promedio entre la entrada y la salida. Este método puede simplificarse más todavía como sucede en la condensación de vapor de agua, tomando la mitad de la caída de presión convencional computada enteramente de las condiciones de entrada. Esto es, para condensación en la coraza,

$$\Delta P_s = \frac{1}{2} \frac{f G_s^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s} \qquad (12.47)$$

donde s es la gravedad específica al vapor. Para condensación en tubos

$$\Delta P_t = \frac{1}{2}\frac{fG_t^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} D_e s} \tag{12.48}$$

donde s es la gravedad específica para el vapor. No necesitan considerarse pérdidas por contracción o expansión. Tanto las Ecs. (12.47) y (12.48) están en el lado seguro, puesto que la velocidad masa del vapor disminuye casi linealmente en presencia de grandes At desde la entrada a la salida, mientras que la caída de presión disminuye como el cuadrado de la velocidad.

Cuando las circustancias hacen difícil cumplir con la caída de presión disponible a través de un condensador 1-2, se puede obtener una caída de presión más baja mediante un drenado en flujo dividido como se muestra en la Fig. 12.16. Hay otro arreglo cuyas características se discutirán después y es el condensador de doble flujo o de flujo *dividido,* que se ilustra en la Fig. 12.17. Este condensador consiste de un haz de tubos convencional con un deflector longitudinal removible y placas transversales de soporte, así como de pequeños deflectores para inducir un flujo de lado a lado tanto del vapor como del condensado. La placa de soporte, además de soportar todos los tubos, sirve también para dividir el flujo. Para prevenir que los condensados y el vapor de la parte superior de la coraza pasen entre el deflector longitudinal y el diámetro interior de la coraza, es costumbre dotar al condensador con tiras selladoras que fuerzan al vapor y el condensado a desplazarse a lo largo de las mitades del condensador de flujo dividido.

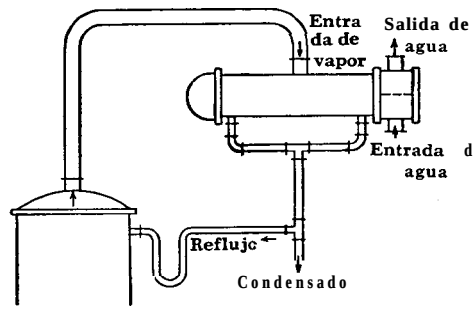


FIG. 12.16. Condensador con dren de flujo dividido y retorno de reflujo por gravedad

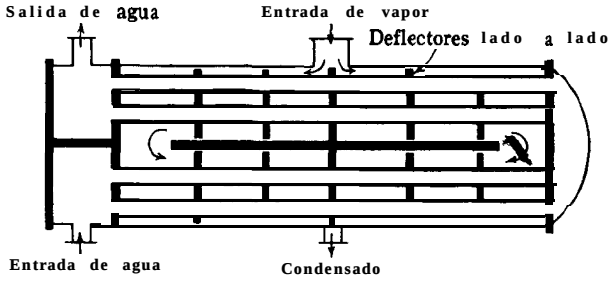


FIG. 12.17. Condensador 1-2 de flujo dividido

EJEMPLO 12.1. **Cálculo de un condensador horizontal** para ***n*-propanol. Se requiere** un condensador horizontal 1-2 para **la** condensación de 60 000 lb/h n-propano1 (alcohol propílico) sustancialmente puro, que proviene de la parte superior de una columna de destilación que opera a 15 lb/plg^2g, a cuya presión hierve a 244°F. Como medio enfriante se usará agua a 85°F. Un factor de obstrucción de 0.003 es requerido con una caída de presión permitida de 2.0 lb/plg^2 para el vapor y 10.0 lb/plg^2 para el agua.

Debido a la localización del condensador, suponga que se usan tubos de 8'0" de largo. Los tubos son de ¾ plg. DE, 16 BWG, arreglados en **triángulo de 15/16 plg.**

Solución :

(1) Balance de calor:

n-Propanol, Q = 60 000 × 285 = 17 100 000 Btu/h

Agua, Q = 488 000 × 1(120 85) = 17 100 000 Btu/h

(2) Δt:

Fluido Caliente		Fluido Frío	Dif.
244	Alta Temp	120	124
244	Baja Temp	85	159
0	Diferencias	35	35

Δt = MLDT = 141°F

El intercambiador está en contracorriente verdadera, puesto que el fluido del lado de la coraza es isotérmico.

(3) T_c y t_c: La influencia de la temperatura de la pared del tubo se incluye en el coeficiente de película de condensación. La media t_a = 102.5°F puede usarse para t_c.

Prueba :

(a) Suponga U_D = 100: Los coeficientes de la película de condensación generalmente varían de 150 a 300. Suponiendo un coeficiente de película de 1000 para el agua U_C variará de 130 a 230.

$$A = \frac{Q}{U_D \Delta t} = \frac{17\ 100{,}000}{100 \times 141} = 1213 \text{ pies}^2$$

$$\text{Número de tubos} = \frac{1213}{8'0'' \times 0.1963} = 773$$

(b) Suponga cuatro pasos para los tubos: La cantidad de agua es grande, pero el condensador tendrá un gran numero de tubos, haciendo la suposición de dos pasos no recomendables.

Del número de tubos (Tabla 9): 773 **tubos, cuatro** pasos, **¾ plg** D.E. en arreglo triangular de **15/16** plg.

Cantidad más cercana: 766 tubos en una coraza de 31 plg. D. **I.**

(c) Coeficiente corregido U_D:

A = 766 × 8'0'' × 0.1963 = 1205 pies

$$U_D = \frac{Q}{A\,\Delta t} = \frac{17\,100\,000}{1205 \times 141} = 101$$

Fluido caliente : coraza, n-propanol

(4') Suponga máximo espaciado de los **deflectores.** Este será **32½,** 31 y **32½** plg igual a 96 plg o 2 **deflectores** y 3 cruces para flujo de lado a lado.

a_s = ID × $C'B/144P_T$ [Ec. (7.1)]
= 31 × 0.1875 × **31/144** × 0.937
= 1.34 pies*

Fluido caliente : coraza, n-propanol

(5') $G_S = W/a_s$ (para caída de presión solamente [Ec. (7.2)]
= **60 000/1.34**
= 44 700 **lb/(h)** (pie*)

Carga $G'' = W/LN_t^{2/3}$ [Ec. (12.43)]
= **60 000/8** × **766**$^{2/3}$
= 89.3 (Ib)/(h) (pie lin.)

Suponga $\bar{h} = h_o$ = 200

De (10) h_{io} = 1075

$$t_w = t_a + \frac{h_o}{h_{io} + h_o}\,(T_v - t_a) \quad \text{[Ec. (5.31)]}$$

= 102.5 + **200/1275(244** − 102.5)
= 125°F

$t_f = (T_v + t_w)/2$ [Ec. (12.19)]
= (244 + **125**)/2 = **184.5°F**

k_f = 0.094 **Btu/(h) (pie²)** ("/pie) [Tabla **4**]

s_f = 0.80 [Tabla **6**]

μ_f = 0.62 cp **[Fig. 14]**

De Fig. 12.9 o **Ec.** (12.42)

$\bar{h} = h_o$ = 172 **Btu/(h)** (pie*) ("F)

Fluido frío: tubos, agua

(4) **Area** de flujo, ***a', = 0.302*** **plg²** [Tabla 101

$a_t = N_t a'_t/144n$ [Ec. (7.48)]
= 766 × **0.302/144** × 4 =
0.402 **pies²**

Fluido frío: tubos, agua

(5) $G_t = w/a_t$
= **488 000/0.402**
= 1210 000 **lb/(h)** (pie")

Vel, V = $G_t/3600\rho$
= 1 210 **000/3 600** × 62.5 = 5.42 **pps**

(6) At t_a = **102.5°F,**

μ = 0.72 × 2.42 = 1.74 **lb** (pie)'(h)

D = **0.62/12** = 0.0517 pies [Tabla **10]**

$Re_s = DG_t/\mu$(**para** caída de presión solamente)
= 0.0517 × 1210 **000/1.74** =
36200

(9) h_i = 1300 [Fig. 25]

(10) $h_{io} = h_i \times$ **ID/OD** [Ec. (6.5)]
= 1300 × **0.62/0.75**
= 1075 **Btu/(h)** (pie*) **(°F)**

Basado ***en*** $\bar{h}$ = 172 en lugar de la supuesta 200 un nuevo valor de t_w y t, puede ser obtenido para dar un valor más exacto de $\bar{h}$ basado en las propiedades de fluido a valor de t_f más correcto. Esto no es necesario en este ejemplo debido a que las propiedades del condensado no cambiarán de una forma radical.

(1') Am T_v = 244°F

μ_{vapor} = 0.010 X 2.42
= 0.0242 lb/(pie) (h) [Fig. 15]

D_e = 0.55/12 = 0.0458 pie [Fig. 28]

Re. = D_eG_s/μ [Ec. (7.3)]
= 0.0458 × 44 700/0.0242 = 84,600

f = 0.00141 pie²/plg² [Fig. 29]

(2') No. de cruces, $N + 1 = 3$

Peso mol = 60.1

$$\text{Densidad, } \rho = \frac{60.1}{359(704/492)(14.7/29.7)} = 0.238 \text{ lb/pie}^3$$

s = 0.238/62.5 = 0.00381

D_s = 31/12 = 2.58 pie

$$(3') \quad \Delta P_s = \frac{1}{2}\frac{fG_s^2D_s(N+1)}{5.22 \times 10^{10}D_e s} \quad \text{[Ec. (12.47)]}$$

$$= \frac{1}{2}\frac{0.0014 \text{ X } 44\,700^2 \text{ X } 2.58 \text{ X } 3}{25.22 \text{ X } 10^{10} \text{ X } 0.0458 \text{ X } 0.00381} = 1.2 \text{ lb/plg}^2$$

Caída de presión

(1) Para $Re_t = 36\,200$ lb/plg²
f = 0.00019 pie²/plg² [Fig. 26]

$$(2) \quad \Delta P_t = \frac{fG_t^2Ln}{5.22 \times 10^{10}Ds\phi_t} \quad \text{[Ec. (7.45)]}$$

$$= \frac{0.00019 \text{ x } 1210 \text{ } 000^2 \text{ x } 8 \text{ x } 4}{5.22 \text{ X } 10^{10} \text{ X } 0.0517 \text{ X } 1.0 \text{ X } 1.0} = 3.3 \text{ lb/plg}^2$$

$$(3) \quad \Delta P_r = (4n/s)(V^2/2g') \quad \text{[Ec. (7.46)]}$$
$$= (4 \text{ X } 4/1)0.20 = 3.2 \text{ lb/plg}^2$$

$$(4) \quad \Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad \text{[Ec. (7.47)]}$$
$$= 3.3 + 3.2 = 6.5 \text{ lb/plg}^2$$

(13) Coeficiente total U_C limpio

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{1075 \text{ X } 172}{1075 + 172} = 148.5 \text{ Btu/(h) (Pie²) (°F)} \qquad (6.38)$$

(14) Factor de obstrucción R_d:[1] U_D de (c) = 101

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_CU_D} = \frac{148.5 - 101}{148.5 \times 101} = 0.0032 \text{ (h) (pie²) (°F)/Btu} \qquad (6.13)$$

Sumario

172	h exterior	1075
U_C	148.5	
U_D	101	
R_d Calculado 0.0032		
R_d Requerido 0.003		
1.2	Calculado ΔP	6.5
2.0	Permitida ΔP	10.0

El primer intercambiador es satisfactorio y será

Coraza

DI = 31 plg
Espaciado de los deflectores = 31 plg (aprox.)
Pasos = 1

Tubos

Número y longitud = 766, S'O"
15/16 plg en triángulo
DE, BWG, paso = 3/4 plg, 16 BWG,
Pasos = 4

[1] En los cálculos de condensación la omisión de la resistencia de la pared del tubo metálico puede introducir errores significantes, debe por esto checarse.

Es interesante en este punto comparar el condensador vertical con el condensador horizontal que Llena las condiciones de proceso del Ej. 12.1. Los coeficientes de película para condensación horizontal y vertical son afectados por W y N_t, y la mejor base de comparación se obtiene cuando el número de tubos en ambos condensadores es el mismo. En este punto se supone un condensador vertical que emplea el mismo número de tubos que en el ejemplo precedente, excepto que la longitud del tubo puede ser de 12 o 16 pies según se necesite, para tomar en cuenta los más bajos coeficientes obtenidos en la condensación vertical.

EJEMPLO 12.2. Diseño de un condensador vertical para ***n-propanol.*** Las condiciones de proceso se tomarán del Ej. 12.1. Para evitar corrosión de la coraza, el agua fluirá en los tubos.

Solución:

(1) Balance de calor: igual que el Ej. 12.1, Q = 17 100 000 **Btu/h.**
(2) **At:** igual que en el Ej. 12.1, At = 141°F.
(3) T_c y t_c: igual que en el Ej. 12.1.

Prueba :

(a) Suponga $U_{,,}$ = 70. La ecuación para el coeficiente de película condensante de mayores valores para tubos horizontales que para verticales. Esto hace necesario, consecuentemente, reducir el valor de $U_{,,}$.

$$A = \frac{Q}{U_D \Delta t} = \frac{17\,100\,000}{70 \times 141} = 1730 \text{ pies}^2$$

Longitud de tubo **más común**

$$\frac{1730}{766 \times 0.1963} = 11.5 \text{ pies (usar 12'0")}$$

(b) La disposición del Ej. 12.1. usando tubos de $\frac{3}{4}$ plg D.E. en arreglo triangular de $\frac{15}{16}$ plg y cuatro pasos, será conservado para comparación.

(c) Coeficiente corregido $U_{,,}$:

$$A = 766 \times 12'0" \times 0.1963 = 1805 \text{ pies}^2$$

$$U_D = \frac{Q}{A \Delta t} = \frac{17\,100\,000}{1805 \times 141} = 67.2$$

Fluido ***caliente:*** coraza, ***n-propanol***
(4') Véase (1') en caída de presión
D_o = 0.75112 = 0.0625 Pies
(5') Carga, G' = $W/3.14N_tD_o$ [Ec. (12.36)]
= 60 000/3.14 × 766 X 0.0625
= 399 lb/(h) (pie lin)
Suponga& = h_o = 100

$$t_w = t_a + \frac{h_o}{h_{io} + h_o}(T_v - t_a) \text{ [Ec. (5.31)]}$$

$$= 102.5 + (100/1175)(244 - 102.5)$$
$$= 114.5°F$$

Fluido frío; tubos, agua
(4)-(10) Lo mismo que en el ejemplo 12.1
h_{io} = 1075

$t_f = \frac{1}{2}(T_v + t_w)$ [Ec. (12.19)]
$= (244 + 114.5)/2 = 179°F$
$k_f = 0.0945$ Btu/(h)(pie²)(°F/pie) [Tabla 4]
$s_t = 0.76$
$\mu_f' = 0.65$ cp $(4G'/\mu = 1025)$
De Fig. 12.9 o Ec. (12.41),
$\bar{h} = h_o = 102$ Btu/(h)(pie²)(°F)

Caída d presión

(1') Será necesario arreglar el haz de 12 pies en un número mínimo de cruces en el haz o $N + 1 = 5$. El espaciado será

$B = 144/5 = 29$ lb/plg²
$a_s = \text{ID} \times C'B/144P_T$ [Ec. (7.1)]
$= 31 \times 0.1875 \times 29/144 \times 0.937$
$= 1.25$ pies²
$G_s = W/a_s$ [Ec. (7-2)]
$= 60\,000/1.25 = 48\,000$ lb/(h)(pie²)
At $T_v = 244°F$, μ_{vapor} [Fig. 15]
$= 0.010 \times 2.42 = 0.0242$ lb/(pie)(h)
$D_e = 0.55/12 = 0.0458$ pies [Fig. 28]
$Re. = D_eG_s/\mu$ [Ec. (7.3)]
$= 0.0458 \times 48\,000/0.0242 = 91000$
$f = 0.0014$ pies²/plg²
(2') No. de cruces
$N + 1 = 5$ [Ec. (7.43)]
$s = 0.00381$ [Ejemplo 12.1]
$D_s = 31/12 = 2.58$ pie

$$(3')\Delta P_s = \frac{1}{2}\frac{fG_s^2D_s(N+1)}{5.22 \times 10^{10}D_e s}$$

[Ec. (12.47)]

$$= \frac{1}{2} \times \frac{0.00142 \times 48\,000^2 \times 2.58 \times 5}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0458 \times 0.00381}$$

$= 2.3$ lb/plg²

La caída de presión es alta, y si no puede ser compensada, elevando el condensador, será necesario usar los deflectores de semicírculo del Ej. 7.8.

(13) Coeficiente total limpio U_C:

(1) Lo mismo que en Ej. 12.1 excepto para la longitud del tubo.

$$(2)\Delta P_t = \frac{fG_t^2Ln}{5.22 \times 10^{10}Ds\phi_t}$$

$$= \frac{0.00019 \times 1\,210\,000^2 \times 12 \times 4}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0517 \times 1.0 \times 1.0}$$

$= 5.0$ lb/plg²

(3) Δ_r como en el ejemplo 12.1
12.1 $= 3.2$ lb/plg²

(4) APT $= \Delta P_t + \Delta P_r$
$= 5.0 + 3.2 = 8.2$ lb/plg²

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{1075 \times 102}{1075 + 102} = 93.2 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)} \quad (6.38)$$

(14) Factor de obstrucción R_d: U_D de (c) $= 67.2$

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_CU_D} = \frac{93.2 - 67.2}{93.2 \times 67.2} = 0.00415 \quad (6.13)$$

Sumario

102	h exterior	1075
U_C	93.2	
U_D	67.2	
R_d Calculado 0.00415		
R_d Requerido 0 .0030		
2.3	Calculado ΔP	8.2
2.0	Permitida ΔP	10.0

Discusión. El condensador es ciertamente seguro desde el punto de vista de transferencia de calor, pero excede a la caída de presión permitida, aunque no seriamente. La ventaja de la condensación horizontal puede observarse a partir de U_C de 148.5 en el condensador horizontal comparado con 93.2 en el condensador vertical para un servicio idéntico. Sin embargo, el condensador vertical tiene sus ventajas, cuando el condensado debe subenfriarse.

El condensador vertical final es

Coraza	***Tubos***
D.I. = 31 plg	Número y longitud = 766, 12'0"
Espacio de los deflectores = 29 plg	D.E. BWG, paso, = ¾ plg, 16, 15/16 en triáng.
Pasos = 1	Pasos = 4

Condensadores parciales y caída de presión balanceada. Algunas veces es deseable condensar únicamente una porción del vapor en el condensador, como el que se necesita solamente para reflujo. Tal condensador es un ***condensador parcial*** aun cuando anteriormente se usó el término ***desflemador.*** El cálculo de un condensador parcial no altera el método de computación de coeficiente de película condensante. El cálculo de la caída de presión para un condensador parcial se obtiene con suficiente precisión de los promedios de la caída de presión basados en las condiciones de entrada y salida. La caída de presión para las condiciones de entrada ha sido ya tratada, y para las condiciones de salida se obtiene, para propósitos prácticos, computando la velocidad masa y el número de Reynolds a partir del peso del vapor que todavía permanece en la fase vapor a la salida.

Un cálculo más preciso de la caída de presión incluye un factor adicional. Durante la condensación parcial en un condensador horizontal, la corriente de vapor se desplaza en la porción superior de la coraza y la capa de condensado viaja paralela a ella en el fondo

de la coraza, Ambos deben recorrer la longitud del intercambiador con la *misma* caída de presión, puesto que las presiones terminales de ambos son idénticas. A esto se llama condición de *caída* de *presión balanceada,* y se aplica siempre que dos fluidos se desplacen paralelamente en el mismo conducto. Para la condensación dentro de los tubos horizontales, particularmente en haz de tubos, la caída de presión puede computarse por prueba y error suponiendo los segmentos ***p-medio*** de la tubería en los que condensado y vapor fluyen. El diámetro equivalente puede entonces ser calculado para cada porción a partir del área libre de flujo y el perímetro húmedo. Similarmente la velocidad masa, el número de Reynolds y la caída de presión, pueden calcularse. Si la caída de presión para la división supuesta de los segmentos no checa, se debe hacer otra suposición y repetir los cálculos. El principio de caída de presión balanceada es particularmente importante cuando se desea subenfriar el condensado a una temperatura muy específica, y el área para la transmisión del calor sensible debe ser determinada con mucha precisión. Cuando se trabaja en el lado de la coraza de condensadores 1-2 horizontales, es extremadamente difícil predecir con certeza el área efectiva de flujo en el fondo de la coraza, a menos de que pueda determinarse con un planímetro a partir del plano actual, aun cuando los principios de caída de presión balanceada deben también aplicarse.

Influencia de las impurezas en la condensación. En las operaciones de destilación el componente volátil es siempre separado únicamente de manera parcial de los componentes menos volátiles y el producto de la parte superior de la torre nunca es 100% puro. Así, puede contener desde una traza a una concentración sustancial de los componentes más pesados, y no se condensa isotérmicamente excepto cuando el producto de la destilación en la parte superior es una mezcla de punto de ebullición constante o una mezcla formada por dos líquidos inmiscibles. Cuando el rango de temperatura en el que la condensación de la mezcla tiene lugar es pequeño, muchas veces que no exceda de 10 a 20°F, puede tratarse como un componente puro, siendo la MLDT la diferencia verdadera de temperatura para condensadores l-l o $F_T \times$ MLDT para condensadores 1-2. El uso de la MLDT convencional en cualquier caso supone que la carga de calor eliminada del vapor por grado de disminución en la temperatura es uniforme. Particularmente, cuando se involucran acercamientos reducidos a la temperatura del medio enfriante, esto puede conducir a serios errores como se muestra en el Cap. 13. Para la mayoría de los servicios la suposición anterior no causa serios errores.

Otro tipo de impureza que origina desviaciones de la condensación isotérmica, es la presencia de trazas de gases no condensables tales como el aire, mezclados con el vapor. Un gas no condensable es en realidad un gas sobrecalentado que no es enfriado a su temperatura de saturación, mientras que el vapor mismo es condensado. Un ejemplo común es la presencia de aire en la condensación de vapor de agua. La presencia de únicamente 1% de aire por volumen, puede causar una reducción en el coeficiente de condensación del vapor de agua de 50% . El mecanismo de condensación se transforma a uno de difusión del vapor a través del aire, sirviendo este último como resistencia a la transferencia de calor. Bajo condiciones de presiones superatmosféricas hay poco peligro de que el aire pueda entrar al sistema, excepto por las pequeñas cantidades que puedan disolverse en el alimento antes de que éste se vaporice. En las operaciones al vacío la posibilidad de la entrada de aire al sistema requiere que se tomen providencias para su eliminación continua.

Condensación de vapor supercalentado. La condensación de un vapor sobrecalentado difiere de la del vapor saturado en que hay calor sensible que debe removerse. El sobrecalentamiento puede ser el resultado de una absorción de calor adicional por un vapor saturado seco después de que se ha removido del contacto con. el líquido que lo formó, o por el paso del vapor saturado a través de una válvula reductora de presión. Para la condensación de vapor de agua sobrecalentado McAdams [8] cita cierto número de investigadores que han encontrado que, tanto la carga de sobrecalentamiento como la condensación, pueden considerarse como transferidas por la diferencia de temperatura entre la temperatura de saturación del vapor de agua y la tempeartura de la pared del tubo, o

$$Q = hA(T_s - t_w) \qquad (12.49)$$

donde $\bar{h}$ es el coeficiente de película para la condensación y T_s es la temperatura de saturación del vapor de agua sobrecalentado correspondiente a su presión de entrada. Esto es en realidad una regla de compromiso. Esto simplifica los cálculos mediante el balanceo de la mayor diferencia de temperatura que debiera usarse para el desobrecalentamiento solamente, contra un coeficiente de película que puede ser algo menor que el coeficiente de condensación. A la luz de evidencias menos conclusivas se puede especular en lo que posiblemente ocurra en un condensador-desobrecalentador Considere un condensador horizontal l-l a contracorriente verdadera con va-

[8] McAdams, op. *cit.*, Pág. 279.

por en la coraza. Cuando el vapor sobrecalentado entra a la parte caliente del condensador, la temperatura de la pared del tubo puede ser menor que la temperatura de saturación del vapor. El vapor sobrecalentado que toca la pared de los tubos condensa a su temperatura de saturación y hasta posiblemente se subenfríe. A medida que el condensado gotea del tubo, probablemente intercambia calor por un "reflashing" al vapor sobrecalentado con una gran velocidad de transferencia, efectuando así gran parte del desobrecalentamiento. Entonces, el desobrecalentamiento es -probablemente controlado por la velocidad con que se subenfría el condensado, la que deberá ser relativamente alta para una película en la pared fría del tubo, siempre y que el condensado no drene muy rápidamente y se subenfríe.

Es también posible tener la condición contraria. Si el medio de enfriamiento ha sido calentado de manera que la temperatura de la pared del tubo en la vecindad de la parte caliente del calentador, es mayor que la temperatura de saturación, la pared del tubo estará seca en la parte caliente y el desobrecalentamiento ocurrirá únicamente como si el vapor de agua sobrecalentado fuera un gas seco. En este caso es necesario dividir la unidad en dos, una de desobrecalentamiento y otra de condensación, este método se tratará en seguida.

En la condensación de vapores además de vapor de agua, debe notarse que 'existe una diferente correlación entre el contenido de calor relativo de sobrecalentamiento y el calor latente de evaporación. Cuando se condensa vapor de agua a presión atmosférica y con 100°F de sobrecalentamiento, el desobrecalentamiento representa un poco menos del 5% de la carga total de calor. Si un vapor orgánico cuyo punto de ebullición está en el mismo rango, tal como el n-heptano, se sobrecalienta a 100°F y luego se condensa, el desobrecalentamiento representa más del 25% de la carga térmica. Además, el vapor de agua tiene muy baja densidad comparado con los vapores orgánicos, y la mecánica del "reflashing" y difusión en la fase vapor es probablemente más efectiva para el vapor de agua que para los vapores orgánicos. En condensadores con múltiples pasos en los tubos, no ocurre condensación donde la temperatura de la pared del tubo es mayor que la temperatura de saturación del vapor, de manera que es posible tener sólo una parte de la superficie húmeda.

Coeficientes limpios balanceados y diferencia de temperatura en los desobrecalentadores-condensadores. Al establecer la diferencia verdadera de temperatura para intercambiadores 1-2 en contracorriente, se supuso que no ocurre ningún cambio parcial de fase en el intercambiador. Los desobrecalentadores-condensadores violan esta supo-

sición, requiriéndose el desarrollo de nuevos métodos para computar la verdadera diferencia de temperatura. En la Fig 12.18 se muestran las temperaturas durante la condensación de un vapor puro. En la Fig. 12.19 se grafican las temperaturas durante el desobrecalentamiento y condensación de un vapor sobrecalentado. Es conveniente considerar el condensador dividido en dos zonas en serie, una para

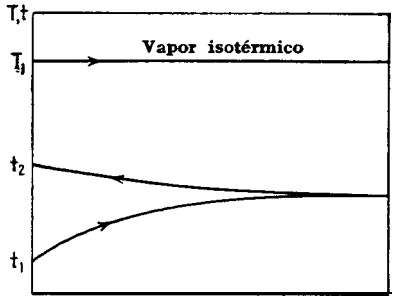


FIG. 12.18. Distribución de temperatura vs. longitud de tubo durante la condensación isotérmica en un condensador 1-2

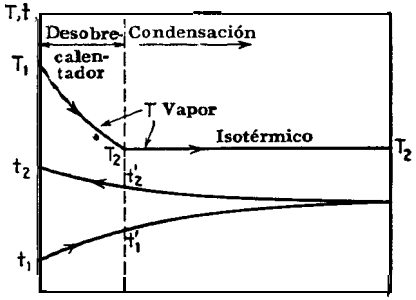


FIG. 12.19. Distribución de temperatura vs. longitud de tubo en un condensador-desobrecalentador 1-2

desobrecalentar y la otra para condensar. En G" = $W/LN_T^{2/3}$, L es la longitud de la carga del condensado líquido, para un desobrecalentador-condensador horizontal es entonces la longitud del tubo correspondiente únicamente a la condensación y no a la longitud total del tubo. Se verá que esto requiere una estimación de la longitud del tubo correspondiente únicamente a la condensación antes de que $\bar{h}$ pueda ser obtenida. Esta dificultad en los cálculos no se origina en unidades verticales.

Las relaciones de temperatura en la zona de condensación de la Fig. 12.19 son idénticas con aquéllas de un intercambiador 1-2, pero las de la zona de desobrecalentamiento difieren de cualquiera de los tipos encontrados previamente. Para un desobrecalentador-condensador 1-2 de dos pasos en los tubos con desobrecalentamiento al final del carrete, la temperatura t'_1 puede obtenerse de las ecuaciones diferenciales para transferencia de calor en los dos pasos de tubos de la zona de desobrecalentamiento. Entonces t'_1 es dado por [9]

$$t'_1 = \frac{1}{2}\left(\frac{W\lambda}{wc} + 2T_1 + t_1 - t_2\right) \pm \frac{1}{2}\sqrt{\left(t_2 - t_1 - 2T_1 - \frac{W\lambda}{wc}\right)^2 - 4\left[(2T_1 - t_2)t_1 + \left(\frac{WC}{wc}\right)T_1\right]}$$

[9] Notas no publicadas, D. Q. Kern and C. L. Carpenter.

Mediante un balance de calor t'_2 puede también encontrarse. Para cuatro o más pasos en los tubos, los cálculos de la diferencia de temperatura son considerablemente más complicados pero pueden simplificarse semiempíricamente. Para el desobrecalentamiento y condensación en aparatos a contracorriente no hay problema. En un condensador 1-2, si la condensación es isotérmica o el rango de condensación pequeño, y si no hay cruces de temperatura entre el rango de condensación y el rango del medio enfriante, es posible, con pequeño error, considerar la carga total de calor transmitida en contracorriente sin considerar la orientación de la boquilla. Los cruces de temperatura en desobrecalentadores-condensadores en flujo paralelo contracorriente, deben evitarse cuanto sea posible. Luego, el aumento de temperatura durante la condensación corresponde a la carga térmica de condensación. Este método no es tan inseguro en la zona de desobrecalentamiento como pudiera aparecer, si la temperatura de la pared del tubo en la terminal caliente del condensador es menor que la temperatura de saturación del vapor. El cálculo de la superficie requerida para desobrecalentamiento mediante el uso de un coeficiente de película de gas seco sin considerar el posible desobrecalentamiento por "reflashing" en la zona de desobrecalentamiento, compensa considerablemente para el error cometido con la diferencia de temperatura encontrada en los problemas reales. Si d y c indican las zonas de desobrecalentamiento y condensación, respectivamente, y q el calor transferido en cada una, las dos zonas pueden computarse por $q_d = U_d A_d (\Delta t)_d$ y $q_c = U_c A_c (\Delta t)_c$ donde U_d y U_c son los coeficientes totales limpios y A_d y A_c las superficies correspondientes.

El uso de dos zonas permite el cálculo de valores individuales de U_d y U_c para cada zona, pero en los ejemplos precedentes se estableció la práctica de juzgar si un intercambiador es o no apropiado para el uso a que se destinará, por la magnitud del factor de obstrucción, que fue obtenido de la diferencia entre los coeficientes totales iimpios y de diseño. En cada zona de un desobrecalentador-condensador hay un coeficiente limpio separado, y cada uno es efectivo sobre una superficie independiente. Los dos coeficientes totales pueden reemplazarse por un valor simple, el ***coeficiente total limpio balanceado,*** que se obtiene de

$$U_c \text{ (balanceado)} = \frac{\Sigma U_C A_C}{\Sigma A_C} = \frac{U_c A_c + U_d A_d}{A_c + A_d} \qquad (12.50)$$

donde U_c es el ***coeficiente total limpio balanceado.***

Para calcular el valor de U_D de la ecuación de Fourier Q = $U_D A \Delta t$, es necesario primero obtener un valor unitario para At. Este

puede ser balanceado en términos del calor transferido, respectivamente, por las diferencias de temperatura para condensación y desobrecalentamiento. Puesto que $U_D A = Q/\Delta t$,

$$\text{At (balanceado)} = \frac{Q}{\sum \frac{q}{\Delta t}} = \frac{Q}{\frac{q_c}{(\Delta t)_c} + \frac{q_d}{(\Delta t)_d}} \qquad (12.51)$$

donde **At** es la diferencia de temperatura balanceada y **(At), y (At),,** son la MLDT a contracorriente. Las suposiciones del método de balanceo deberán asimilarse completamente antes de intentar la solución de los problemas. Sirven como medios consistentes, aunque no enteramente **precisos, para** comparar o cotejar la operación y diseño de los desobrecalentadores-condensadores.

En el cálculo de los desobrecalentadores-condensadores para el logro de condiciones de proceso, es difícil establecer una regla rápida para la suposición de un valor razonable de U_D para el cálculo por tanteos. El coeficiente total no solamente es dependiente de los coeficientes de película del vapor sobrecalentado y saturado, sino también de la distribución de la carga de calor entre condensación y sobrecalentamiento, la que puede tener cualquier valor. Balanceando U_D de las **cargas térmicas** individuales y anticipando coeficientes de diseño individuales, se permite una razonable y buena aproximación. Así, para cálculos por tanteos

$$U_D \text{ (balanceado)} = \frac{Q}{\frac{q_c}{(U_D)_c} + \frac{q_d}{(U_D)_d}} \qquad (12.52)$$

EJEMPLO *12.3.* **Cálculo de un desobrecalentador-condensador de butano. 27 958 lb/h de isobutano con pequeñas cantidades de n-butano salen de un reactor a 200°F y 85 lb/plg². El gas se satura a 130°F y se condensa completamente a 125°F El enfriamiento es mediante agua de pozo de 65 a 100°F.**

Un mínimo factor de obstrucción combinado de 0.003 es requerido, además de la caída de presión permitida de 2.0 lb/plg² para el butano y 10.0 lb/plg² para el agua.

Se dispone de un intercambiador horizontal 1-2 de 23 ¼ plg DI con 352 tubos de ¾ plg DE, 16 BWG, 16'0" de largo, arreglados en. paso triangular de 1 plg, cuatro pasos en los tubos. Los deflectores están espaciados a 12 plg.

Solución:

Intercambiador:

Coraza	*Tubos*
DI = 23 ¼ plg	Número y longitud = 352, **16'0"**
Espaciado de los deflectores = 12 plg	**DE, BWG, paso = ¾ plg 16 BWG, 1 plg en triángulo**
Pasos = 1	**Pasos = 4**

(1) Balance de calor:

Butanos: desobrecalentamiento, $q_d = 27\,958 \times 0.44(200 - 130) = 860\,000$ Btu/h (Fig. 5 o 9)

Condensación (De la Fig. 9):

Entalpía de *n*-butano líquido a 100 lb/plg²a y 125°F = 170 Btu/lb

Entalpía de vapor de n-butano a 100 lb/plg² y 130°F = 309 Btu/lb

$q_c = 27\,958(309 - 170) = 3\,880\,000$ Btu/h

Q = 860000 + 3880000 = 4740000 Btu/h

Agua, Q = 135560 × 1(100 − 65) = 4740000 Btu/h

$\Delta t_{agua} = 3\,880\,000/135\,500 = 28.7°F$

(2) At balanceado:

Desobrecalentado $(\Delta t)_d$

Fluido Cal.		Fluido Frío	Dif.
200	Alta Temp.	100	100
130	Baja Temp.	93.7	36.3
70	Diferencias	6.3	63.7

$(\Delta t)_d$ = MLDT = 63.0°F (5.14)

$\frac{q_d}{(\Delta t)_d} = \frac{860{,}000}{63.0} = 13\,650$

Condensación $(\Delta t)_c$

Fluido Cal.		Fluido Frío	Dif.
130	Alta Temp.	93.7	36.3
125	Baja Temp	65.0	60.0
5	Diferencias	28.7	23.7

$(\Delta t)_c$ = MLDT = 47.0°F (5.14)

$(\Delta t)_c = \frac{3880000}{47} = 82\,500$

At Balanceada $= \frac{Q}{\Sigma q/\Delta t} = \frac{4740{,}000}{13650 + 82\,500} = 49.3°F$ (12.51)

(3) T_c y t_c: Los valores promedios serán satisfactorios.

Fluido caliente: coraza, butanos

(4') a_s = ID × $C'B/144P_T$ [Ec. (7. 1)]
= 23.25 X 0.25 X 12/144 X 1.0
= 0.484 pie²

Desobrecalentamiento (gas seco) :

(5') $G_s = W/a_t$ [Ec. (7.2)]
= 27 958/0.484
= 57800 lb/(h) (pie)

(6') A T_a = 165°F, la media para el gas sobrecalentado,
μ = 0.01 × 2.42 = 0.0242 lb/(pie) [Fig. 151

$D_e = 0.73/12 = 0.0608$ pies [Fig. 28]

$Re_s = D_e G_s/\mu$
= 0.0608 X 57 800/0.0242 = 145000

(7') j_H = 239 [Fig. 28]

(8') A 165°F,
k = 0.012 Btu/(h)(pie²(°F) [Tabla 5]

$(c\mu/k)^{1/3} = (0.44 \times 0.0242/0.012)^{1/3}$
= 0.96

Fluido frío: tubos, agua

(4) a_t' = 0.302 plg² [Tabla 10]

$a_t = N_t a_t'/144n$
= 352 × 0.302/144 × 4 = 0.185

(5) $G_t = w/a_t$
= 135 500/0.185
= 732 000 lb/(h)pie²

Vel, $V = G_t/3600\rho$
= 732,000/3600 × 62.5 = 3.25 pies/seg

(6) At t_a = 82.5°F,
μ = 0.87 x 2.42 = 2.11 lb/(h) (pie) [Fig. 14]

D = 0.62/12 = 0.0517(pie)

$Re_t = DG_t/\mu$ (solo para caídas)
= 0.0517 × 732 000/2.11 = 18 000

(S') $h_o = j_H \times \frac{k}{D_e}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}$ [Ec. (6.15b)]

$= 239 \times 0.012 \times 0.96/0.0608$

$= 45.2$ Btu/(h)(pie²)(°F)

Coeficiente total limpio U_d, de sobrecalentamiento:

(9) $h_i = 800$ [Fig. 25]

$h_{io} = h_i \times$ ID/OD (6.5)

$= 800 \times 0.62/0.75$

$= 662$ Btu/(h)(pies²)(°F)

$$U_d = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{662 \times 45.2}{662 + 45.2} = 42.3 \quad (6.38)$$

Superficie limpia necesaria para el desobrecalentamiento:

$$A_d = \frac{q_d}{U_d(\Delta t)_d} = \frac{860{,}000}{42.3 \times 63.0} = 323 \text{ pies}^2$$

Condensación

(5') Suponga que la condensación ocurre en el 60% de la longitud del tubo.

$L_c = 16'0'' \times 0.60 = 9.6$ pies

$G'' = W/LN_t^{2/3} = \frac{27\,958}{9.6 \times 352}$

$= 58.3$ lb/(h)(pie lin.) [Ec. (12.43)]

Suponga $\bar{h} = h_o = 200$;

De (9) $h_{io} = 662$

Temperatura promedio de condensación:

$T_v = (130 + 125)/2 = 127.5$°F

$t_w = t_a + \frac{h_o}{h_{io} + h_o}(T_v - t_a)$ [Ec. (5.31)']

$= 82.5 + \frac{200}{662 + 200}(127.5 - 82.5)$

$= 93$°F

$t_f = (T_v + t_w)/2 = (127.5 + 93)/2$

$= 110$°F [Ec. (12.19)]

k_f no está dada en la Tabla 4 para el butano ni para el isobutano, pero de los valores para el pentano y hexano el valor deberá ser alrededor de 0.076 a 86°F y 0.074 a 140°F. Se supondrá un valor de 0.075.

$s_f = 0.55$ (110°API) [Fig. 6]

$\mu_f = 0.14$ cp [Fig. 14]

$\bar{h} = h_o = 207$ [Fig. 12.9]

La suposición de $\bar{h} = 200$ es satisfactoria.

Temperatura promedio durante la condensación

$t_a = 82.5$°F

Coeficiente total limpio U_c condensación:

$$U_c = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{662 \times 207}{662 + 207} = 158 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)(°F)} \quad (6.38)$$

Superficie limpia necesaria para la condensación:

$$A_c = \frac{q_c}{U_c(\Delta t)_c} = \frac{3\,880\,000}{158 \times 47} = 523 \text{ pie}^2$$

Superficie limpia total A_c:

$$A_C = A_d + A_c = 323 + 523 = 846 \text{ pie}^2$$

Comprobación de la longitud supuesta para la condensación L_c:

$$\frac{A_c}{A_c + A_d} \times 100 = \frac{523}{846} \text{ X } 100 = 62\%$$

Longitud supuesta = 60% (satisfactorio)

13) Coeficiente total limpio balanceado:

$$U_C = \frac{\Sigma UA_C}{\Sigma A_C} \quad \frac{42.3 \times 323 + 158 \times 532}{846} = 114 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)("F)} \quad (12.50)$$

(14) Coeficiente total de diseño U_D:

a'' = 0.1963 pie²/pie lin (Tabla 10)

Superficie total = 352 X 16'0" X 0.1963 = 1105 pies²

(15) Factor de obstrucción R_d: $U_D = \frac{Q}{A\,\Delta t} = \frac{4\,740\,000}{1105 \times 49.3} = 87.2$

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{114 - 87.2}{114 \times 87.2} = 0.0027 \quad (6.13)$$

Caída de Presión

(1') Desobrecalentamiento:
Para Re_s = 145 000 f = 0.0013 pie²/plg² [Fig. 29]

(2') No. de Cruces
(L_d = 16'0" × 0.40 = 6.4 pies
$12L/B$ = 6.4 X 12/12 = 6 [Ec. (7.43)]
Peso. mol. = 58.1

Densidad $\rho = \frac{58.1}{359(625/492)(14.7/99.7)}$

s = 0.863/62.5 = 0.0138 = 0.863 lb/pie³
D_s = 23.25/12 = 1.94 pies

(3') $\Delta P_s = \frac{fG_s^2 D_s (N+1)}{5.22 \text{ x } 10^{10} D_e s \phi_s}$ [Ec. (7.44)]

$$= \frac{0.0013 \text{ X } 57{,}800^2 \text{ X } 1.94 \text{ X } 6}{5.22 \text{ X } 10^{10} \text{ X } 0.0608 \text{ X } 0.0138 \times 1.0}$$

(1') Condensación : = 1.1 lb/plg²

El uso del mismo número de Reynolds será satisfactorio s = 0.0146
(2') No. de cruces (L_c = 9.6 pies)
N + 1 = 12 x 9.6/12 = 10 [Ec. (7.43)]

(3') $\Delta P_s = \frac{1}{2} \frac{fG_s^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D s}$

(1) Para Re_t = 17 900 f = OO023 pie²/plg [Fig. 26]

(2) $\Delta P_t = \frac{fG_t^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t}$ [Ec. (7.45)]

$$= \frac{0.00023 \times 730\,000^2 \text{ X } 16 \text{ X } 4}{5.22 \times 10^{10} \text{ X } 0.0517 \times 1.0 \times 1.0} = 3.0 \text{ lb/plg}^2$$

(3) $\Delta P_r = (4n/s)(V^2/2g')$ [Ec. (7.46)] [Fig. 27]

= (4 × 4/1)0.075 = 1.2 lb/plg²

(4) $\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$
= 3.0 + 1.2 = 4.2 lb/plg²

[Ec. (12.47)]

$$= \frac{1}{2} \times \frac{0.0013 \times 800^2 \times 1.94 \times 10}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0608 \times 0.0146}$$

$$= 0.90 \text{ lb/plg}^2$$

(4') $\Delta P_s = 1.1 + 0.9 = 2.0$ lb/plg² (total)

Sumario

45.2/207	h exterior	662
U_C	114	
U_D	87.2	
R_d Calculado 0.0027		
R_d Requerido 0.0030		
2.0	Calculado ΔP	4.2
2.0	Permitido ΔP	10.0

Condensador-subenfriador vertical. A menudo es deseable subenfriar un vapor a una temperatura menor que la temperatura de saturación del mismo. Esto sucede en la destilación cuando el producto superior es volátil y se desea enviarlo para su almacenaje a una temperatura menor para evitar pérdidas excesivas por evaporación. Los condensadores verticales son excelentes para usarse como condensadores-subenfriadores, ya sea que sean del tipo *1-2* mostrados en la Fig. 12-11 con condensación en la coraza, o del tipo l-l de la Fig. 12-13 con condensación dentro o fuera de los tubos.

Si un vapor saturado entra a la coraza de un condensador vertical, es posible dividirlo en dos zonas distintas que operen en serie, la superior para condensación y la inferior para subenfriar. Esto se logra mediante un sello *cespol* como se muestra en la Fig. 12.20. El objeto de este sello es prevenir el drenado del condensado del intercambiador a un gasto tal que salga sin subenfriarse. Puesto que la coraza estará llena de líquido en la zona de subenfriamiento, cuando se usa el sello, el coeficiente de película para el subenfriamiento puede computarse mediante el uso de la Fig. 28 en la misma manera empleada ya para los líquidos. Lo mismo es cierto para el lado del tubo del intercambiador l-l usando los datos de transferencia de calor de la Fig. 24 para el cálculo de los coeficientes.

Al establecer la diferencia verdadera de temperatura para estos aparatos, la Fig. 12.20 no tiene margen de seguridad como ocurre

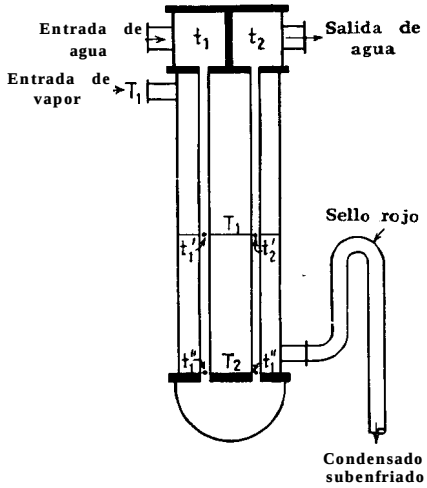


FIG. 12.20. Sello de cespol en un condensador-subenfriador vertical

con el desobrecalentador-condensador. En la zona de subenfriamiento las temperaturas son idénticas con un intercambiador 1-2 que tenga temperaturas de entrada y salida del agua t'_1 y t'_2 mientras que en la zona de condensación el modelo difiete nuevamente. Para un cálculo preciso de la diferencia verdadera de temperatura es necesario estimar t'_1 y t'_2 y resolver para dos fases condensantes separadamente. Esto involucra un prolongado proceso por cálculo de prueba y error. Para cuatro o más pasos en los tubos la solución es aún más dilatada.

El medio enfriante se calienta sobre un rango mayor de temperatura en el primer paso de condensación que en el segundo, de manera que, $T_1 \quad t_1$ es mayor que T, -- t_2. La temperatura t''_1 en el fondo de la zona de subenfriamiento es en realidad mayor que la media t_1 y t_2.

Como en el caso de los desobrecalentadores-condensadores, el cálculo de la diferencia efectivo de temperatura se puede simplificar mediante suposiciones similares. Evite condiciones de proceso que signifiquen cruces entre el medio enfrianfe. la temperatura de salida, y las temperaturas de salida del condensado subenfriado. Entonces. para condensadores 1-2 con cualquier número par de pasos en los tubos considere el medio enfriante en contracorriente y calcule la diferencia balanceada de temperatura de acuerdo con esto.

EJEMPLO **12.4. Cálculo de un condensador-subenfriador vertical. 21 000 lb/h** de una mezcla de n-pentano e i-petano, salen de una columna de destilación **a 130°F** y 25 **lb/plg²a condensándose** completamente **a** 125°F. El condensado debe subenfriarse de 125 a 100°F para almacenarse. El **enfria-**

miento se efectuará con agua a 80 a 100°F. En el lado de la coraza para el vapor se permite una caída de presión de 2.0 **lb/plg²** y 10.0 **lb/plg²** para el agua. Deberá considerarse un factor de obstrucción mínimo de 0.003.

Se dispone para este servicio de un **intercambiador** vertical 1-2 de **25 plg** DI con 370 tubos de ¾ plg DE, 16 BWG, 16'0" de largo, arreglados en cuadro de 1 plg. Los deflectores están 12 plg aparte, el haz de tubos está arreglado para cuatro pasos.

¿Será satisfactorio este condensador como condensador-subenfriador vertical?

Solución:

Intercambiador:

Coraza	*Tubos*
Espaciado de DI = 25 **plg**	Número y longitud = 370, **16'0"**
los deflectores = 12 **plg**	DE, BWG, Paso = ¾ plg, 16 BWG, 1 plg en cuadro.
Pasos = 1	Pasos = 4

(1) Balance de calor:

Rango de condensación (130 a 125°F): (Datos de la Fig. 9).
Entalpía del vapor de n-pentano a 25 **lb/plg²** y 130°F = 315 **Btu/lb**
Entalpía de n-pentano líquido a 25 **lb/plg²** y 125°F = 170 **Btu/lb**
q_c = 21000 (315 — 170) = 3 040 000 **Btu/h**
Subenfriamiento (125 a 100°F):
q_s = 21000 × 0.57 (125 — 100) = 300000 **Btu/h**
Q = Σq = 3040000 + 300000 = 3340000 **Btu/h**
Agua, Q = 167 000 × 1'(100 — 80) = 3 340 000 **Btu/h**
Durante la condensación Δt_{agua} = 3 040 **000/167** 000 = **18.2°F**

(2) At balanceada:

Condensación, (At), = ***36.4; $q_c/(\Delta t)_c$ = 3 040*** **000/36.4** = ***83 500*** **Btu/(h)** (°F)
Subenfriamiento, (At), = 30.2; $q_s/(\Delta t)_s$ = 300 **000/30.2** = 9 930
93 430

$$\text{At} = Q \Big/ \sum \frac{q}{\text{At}} = \frac{3340000}{93\,430} = 35.8°\text{F} \qquad (12.51)$$

(3) T_C y t_C: Los valores promedio serán **satisfactorios.**

Fluido caliente: coraza, pentanos	Fluido frío: tubos, ***agua***
(4') Condensación:	(4) a'_t = 0.302 **plg²** [Tabla 101
D_o = **0.75/12** = 0.0625 pies	$a_t = N_t a'_t/144n$ **[Ec. (7.48)]**
$G' = W/\pi N_t D_o$ **[Ec. (12.42)]**	= 370 × **0.302/144** × 4 = 0.194 **pies²**
= 21 **000/3.14** × 370 × 0.625	(5) $G_t = w/a_t$
= 290 **lb/(h)** (pie **lin**)	= 167 **000/0.194**
Suponga $\bar{h} = h_o$ = 125	= 860 000 **lb/(h)(pie²)**

Temp. promedio del vapor condensante :

$T_v = (130 + 125)/2 = 127.5°F$

$t_w = t_a + \frac{h_o}{h_{io} + h_o}(T_v - t_a)$ **[Ec. (5.31)]**

$= 90 + \frac{125}{777 + 125}(127.5 - 90) = 95°F$

$t_f = (T_v + t_w)/2 = (127.5 + 95)/2$

$= 111°F$ **[Ec. (12.19)]**

$k_f = 0.077$ **Btu/(h) (pie²) (°F/pie)** [Tabla 4]

$s_f = 0.60$ (92°API) [Fig. 6]

$\mu_f = 0.19$ cp [Fig. 14]

$h = h_o = 120$ (vs. el supuesto de 125. t_f no cambiará sustancialmente si se **recalcula**).

Vel, $V = G_t/3600\rho = 860\ 000/3600 \times 62.5$

$= 3.84$ pies

(9) $h_i = 940$ **[Fig.** 251

$h_{io} = h_i \times ID/OD$ **[Ec. (6.5)]**

$= 940 \times 0.62/0.75$

$= 777$ **Btu/(h)** (pie²) **(°F)**

Coeficiente total **limpio** para condensación U_c:

$$U_c = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{777 \times 120}{777 + 120} = 104 \text{ Btu/(h) (pies²) (°)} \qquad (6.38)$$

Superficie limpia requerida para la condensación, A_c:

$$A_c = \frac{q_c}{U_c(\Delta t)_c} = \frac{5040000}{104 \times 36.4} = 803 \text{ pies}^2$$

(4') Subenfriamiento

$a_s = ID \times C'B/144P_T$ **[Ec. (7.1)]**

$= 25 \times 0.25 \times 12/144 \times 1.0 =$

0.521 pie²

(5') $G_s = W/a_s$ **[Ec. (7.2)]**

$= 21\ 000/0.521$

$= 40300$ **lb/(h)** (pies²)

(6') At $T_a = 112.5°F$,

$\mu = 0.19 \times 2.42 = 0.46$ **lb/(pies)** (h) [Fig. **14**]

$D_e = 0.95/12 = 0.0792$ pies

$Re_s = D_eG_s/\mu$ **[Ec. (7.3)]**

$= 0.0792 \times 40\ 300/0.46 = 6950$

(7') $j = 46.5$

(8') A **112.5°F**,

$k = 0.077$ **Btu/(h) (pies²) (°F/pie)** [Tabla **4**]

$(c\mu/k)^{1/3} = (0.57 \times 0.46/0.077)^{1/3} = 1.51$

(9) $h_o = j_H \frac{k}{D_e}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}$ **[Ec. (6.15b)]**

$= 46.5 \times 0.077 \times 1.51/0.0792$

$= 68.0$ **Btu/(h) (pie²)** (°F)

(6) A **90°F**, $\mu = 0.82 \times 2.42 = 1.98$ **[Fig. 14]**

$D = 0.62/12 = 0.0517$ pie

$Re_s = DG_t/\mu$ (sólo para caída de presión)

$= 0.0517 \times 860\ 000/1.98 =$

$22\ 500$

(9) $h_{io} = 777$ **Btu/(h) (pies²) (°F)**

Coeficiente total limpio para **subenfriamiento** U_s:

$$U_s = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{777 \times 68.0}{777 + 68.0} = 62.5 \text{ Btu/(h) (pies²) (°F)} \qquad (6.38)$$

Superficie limpia requerida para subenfriamiento A_s:

$$A_s = \frac{q_s}{U_s(\Delta t)_s} = \frac{300{,}006}{62.5 \times 30.2} = 159 \text{ pies}^2$$

Superficie limpia total requerida A_c:

$$A_C = A_c + A_s = 803 + 159 = 962 \text{ pies}^2$$

(13) Coeficiente total limpio requerido U_C:

$$U_C = \frac{\Sigma U A_C}{\Sigma A_C} = \frac{104 \times 803 + 62.5 \times 159}{962} = 97.1 \qquad (12.50)$$

(14) Coeficiente total de diseño U_D:

$a'' = 0.1963$ pies²/pie lin (Tabla 10)

Superficie total = $370 \times 16'0'' \times 0.1963 = 1\,160$ pies²

$$U_D = \frac{Q}{A\,\Delta t} = \frac{3\,340\,000}{1160 \times 35.8} = 80.5$$

(15) Factor de obstrucción R_d:

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{97.1 - 80.5}{97.1 \times 80.5} = 0.0021 \text{ (h) (pie}^2\text{) °F/Btu}$$

CAIDA DE PRESION

Altura de zonas:
Condensaciones: $L_c = LA_c/A_C$
$= 16 \times 803/962$
$= 13.4$ pies

(1') Condensación:

A $T_v = 127.5$°F,
$\mu = 0.0068 \times 2.42 = 0.0165$ lb/(pie) (h) [Fig. 15]

$Re_s = D_e G_s/\mu$
$= 0.0792 \times 40\,300/0.0165$
$= 193000$

$f = 0.0012$ pies²/plg² [Fig. 29]

Paso mol = 72.2

$$\rho_{vapor} = \frac{72.2}{359(590/492)(14.7/25)} = 0.284 \text{ lb/pie}^3$$

$s = 0.284/62.5 = 0.00454$

(2') No. de cruces, $N + 1 = 12L/B$
$= 12 \times 13.4/12 = 13.4$, es decir 14

$D_s = 25/12 = 2.08$ pies

(3') $$\Delta P_s = \frac{1}{2}\frac{fG_s^2 D_s(N+1)}{5.2210^{10} D_e s}$$ [Ec. (12.47)]

(1) Para $Re_s = 22\,500$, $f = 0.00022$ pie²/plg² [Fig. 26]

(2) $$\Delta P_t = \frac{fG_t^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t}$$ [Ec. (7.45)]

$$= \frac{0.00022 \times 860\,000^2 \times 16 \times 4}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0517 \times 1.0} \times 1.0$$

(3) 3.9 lb/plg²

$\Delta P_r = (4n/s)(V^2/2g')$ [Fig. 27]
$= (4 \times 4/1)0.10 = 1.6$ lb/plg²

(4) $\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$ [Ec. (7.47)]
$= 3.9 + 1.6 = 5.5$ lb/plg²

[Ec. (12.47)]

$$= \frac{1}{2} \times \frac{0.0012 \times 40\ 300^2 \times 2.08 \times 14}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0792 \times 0.00454} = 1.6 \text{ lb/plg}^2$$

(4') ΔP para subenfriamiento despreciable.

Sumario

120/68	h interior	777
U_C	97.1	
U_D	80.5	
R_d Calculado	0.0021	
R_d Requerido	0.003	
1.6	Calculado ΔP	5.5
2.0	Permitido ΔP	10.0

El factor de obstrucción es muy pequeño para garantizar la instalación de la unidad.

Condensador-subenfriador horizontal.[10] El condensador horizontal puede también equiparse con un sello cespol como se muestra en la Fig. 12.21 para proveer superficie para el subenfriamiento. Esto también puede llevarse a efecto mediante un deflector de represa como se muestra en la Fig. 12.22. El sello cespol tiene la ventaja

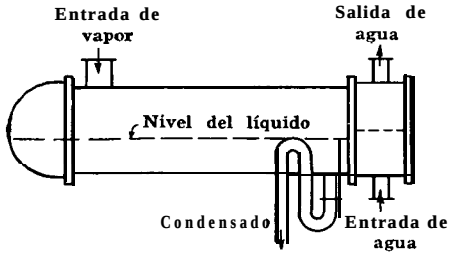


FIG. 12.21. Sello cespol en un condensador-subenfriador horizontal

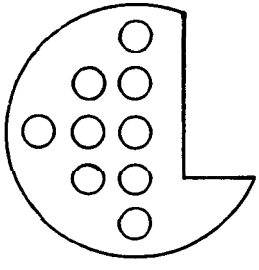


FIG. 12.22. Deflector de represa

de su ajuste externo. En cualquier caso, el flujo de vapor es predominantemente el mismo que en un condensador. Las zonas de condensación y subenfriamiento están en paralelo en lugar de en serie,

[10] El método para calcular este tipo de aparatos es arbitrario, aun cuando da coeficientes totales que han sido satisfactorios en un gran número de casos.

como sucede con la unidad vertical. Esto requiere que el vapor condensante y el condensado atraviesen toda la longitud del intercambiador con una caída de presión balanceada, y puesto que la gravedad específica del condensado es mucho mayor que la del vapor, el área de flujo requerida para el condensado será ciertamente muy pequeña. El calculo de un condensador-subenfriador horizontal origina el problema de balancear las caídas de presión y al mismo tiempo balancear la operación para las cargas de calor sensible y de condensación para que correspondan a la porción supuesta del haz de tubos que queda sumergido para subenfriamiento.

El calculo del coeficiente limpio total balanceado que se empleará aquí, presupone la existencia de dos zonas en paralelo. Se supone además que la superficie para subenfriamiento no es más del 50% de la superficie total. Si el subenfriamiento representa más del 50%, muy a menudo será preferible usar un aparato separado para el subenfriamiento solamente, ya que se puede obtener una velocidad más alta para el condensado. Cuando se requiere para la condensación más del 50% del área total requerida, se puede suponer que el vapor se desplaza como en un condensador ordinario y su coeficiente de película se computa mediante la Ec. (12.43), excepto que N_t en G'' es el número de tubos que no están sumergidos. El valor de L usado en el cálculo de la carga de vapor es la longitud total del tubo. Por simplicidad, se puede suponer que el subenfriamiento tiene lugar a coeficientes de transferencia de calor correspondientes a la convección libre, aun cuando todas las correlaciones para la convección libre del Cap. 10 se refirieron solamente a calentamiento. Para materiales ligeros, tales como solventes orgánicos y fracciones de petróleo tales como la kerosena o más ligeros, es seguro suponer un coeficiente de película para el subenfriamiento alrededor de 50, y para condensados más pesados tales como la anilina, aceite de paja, etc., es de cerca de 25 o menos.

El cálculo de la diferencia de temperatura balanceada también se modifica. En la orientación del paso de los tubos en un condensador subenfriador horizontal 1-2, el paso más frío siempre está en contacto con la porción inundada de la coraza, y es una práctica sana considerar el aumento de temperatura del medio enfriante proporcional a la carga de calor transferido. Así, si la carga térmica de subenfriamiento es el 25% de la carga total, el medio enfriante elevará el 25% de su temperatura mientras se desplaza por los pasos de subenfriamiento.

La caída de presión en la coraza debe computarse en la base de balancear la caída de presión en las dos zonas, pero esto requiere un número de suposiciones adicionales que no pueden ser enteramente

justificadas. En su lugar, para cualquier sumergencia dada, es posible aproximar la caída de presión calculando la caída de presión promedio para los vapores solos, usando un área de flujo segmental equivalente al espacio vapor y suponiendo que la caída de presión así calculada es idéntica con la del condensado.

EJEMPLO 12.5. **Cálculo de un condensador-subenfriador horizontal.** Usando las mismas condiciones de proceso y condensador del Ej. 12.4 que **no fueron** satisfactorias, ¿qué factor de obstrucción podría alcanzarse si el condensador-subenfriador fuera operado horizontalmente?

Se entiende que el espaciado de los deflectores tendrá que ser un poco mayor **si la** unidad se opera horizontalmente, ya que la parte inundada de la coraza reduce el área para el flujo de vapor aumentando la caída de presión. Pero el espaciado de los deflectores se considera que no tiene influencia en los coeficientes de transferencia en los condensadores-subenfiadores horizontales, y este ejemplo puede considerarse como una ilustración de la efectividad de los condensadores-subenfriadores horizontales vs. los de área vertical.

Solución:

Intercambiador: Igual que en el Ej. 12.4.
(1) Balance de calor: Igual que en el **Ej. 12.4.**
(2) At balanceada:
Aumento de la temperatura del agua durante la condensación = **18.2°F.**

Condensación, At,

Fluido Cal.		Fluido frío	Dif.
130	Alta temp.	100	30
125	Baja temp.	81.8	43.2

$(\Delta t)_c$ = MLDT = **36.4°F** [Ec. (5.14)]

Subenfriamiento, At,

Fluido Cal.		Fluido frío	Dif.
125	Alta temp.	81.8	43.2
100	Baja temp.	80.	20.

$(\Delta t)_s$ = MLDT = **30.2°F** [Ec. (5.14)]

Condensación, At, = 36.4 $\frac{3\,q_c\,0}{(\Delta t)_c} = \frac{4\quad 0\quad 000}{36.4} = 83\,500$ **Btu/(h)** (°F)

Subenfriamiento, (At), = 30.2 $\frac{q_s}{(\Delta t)_s} = \frac{300\,000}{30.2} = 9\,930$

93 430 **Btu/(h) (°F)**

$$\Delta t = Q \Big/ \sum \frac{q}{\Delta t} = \frac{3\,340\,000}{93\,430} = 35.8°\text{F} \qquad (i2.51)$$

(3) T_c y t_c: Los valores promedio serán satisfactorios

Prueba :

Suponga que la coraza se inunda a una altura de 0.3 D,. Originalmente el subenfriamiento representó 159/962 = 16.5% de la superficie total. Para el condensador horizontal h será mucho mayor que para el vertical, por lo que cerca del 25% de la superficie se requerirá para subenfriamiento.

Mediante tablas matemáticas determine el área de la sección transversal de la coraza que está inundada $a's$ para obtener el número de tubos sumergidos.

Para $0.3D_s$, $C_1 = 0.198$ en la fórmula

$a'_s = C_1 D^2_s = 0.198 \times 25' = 124$ plg²

$$\text{Número de tubos sumergidos} = 370 \times \frac{124}{(\pi/4) \times 25^2} = 93 \text{ (aprox.)}$$

Número de tubos para condensación = 370 − 93 = 277

Superficie inundada = $(\frac{93}{370})100 = 25\%$

Condensación :

$$G'' = \frac{W}{LN_t^{2/3}} = \frac{21000}{16 \times 277^{2/3}} = 30.9 \qquad (12.43)$$

Suponga la misma temperatura de la película que antes.

$\bar{h} = h_o = 251$

$h_{io} = 777$ del Ej. 12.4

Coeficiente total limpio de condensación U_c:

$$U_c = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{777 \times 251}{777 + 251} = 190 \text{ Btu/(h) (pie²) (°F)} \qquad (6.38)$$

Superficie limpia requerida para condensación, A_c:

$$A_c = \frac{q_c}{U_c(\Delta t)_c} = \frac{3040000}{190 \times 36.4} = 440 \text{ pies}^2$$

Subenfriamiento: (Convección libre, suponga $h = 50$):

Coeficiente total limpio para subenfriamiento U_s:

$$U_s = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{777 \times 50}{777 + 50} = 47.0 \text{ Btu/(h) (pies²)(°F)} \qquad (6.9)$$

Superficie limpia requerida para subenfriamiento A_s:

$$A_s = \frac{q_s}{U_s(\Delta t)_s} = \frac{300000}{47.0 \times 30.2} = 211 \text{ pies2}$$

Superficie limpia total requerida A_c:

$$A_C = A_c + A_s = 440 + 211 = 651 \text{ pies}^2$$

(13) Coeficiente total limpio balanceado U_C:

$$U_C = \frac{\Sigma UA}{\Sigma A_C} = \frac{190 \times 440 + 47.0 \times 211}{651} = 144 \text{ Btu/(h) (pies²) (°F)} \qquad (12.50)$$

(14) Coeficiente total de diseño U_D:

$$U_D = \frac{Q}{A\,\Delta t} = \frac{3340000}{1160 \times 3.5} = 80.5 \text{ Btu/(h) (pies²) (°F)}$$

(15) Factor de obstrucción R_d:

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{144 - 80.5}{144 \times 80.5} = 0.0054 \text{(h) (pies²)(°F)/Btu} \quad (6.13)$$

Caída de Presión

Sera necesario separar los deflectores a un espaciado de 18 plg para compensar la reducción de área de flujo transversal debida a la zona de subenfriamiento inundada. La caída de presión del lado de los tubos será igual que la anterior. Suponga que el haz está inundado a *0.30,*.

$$a_s = 0.7 \times \text{ID} \times C' \frac{B}{144 P_T} = 0.7 \times 25 \times 0.25 \times \frac{18}{144 \times 1.0} = 0.547 \text{ pie}^2 \quad (7.1)$$

$$G_s = \frac{W}{a_s} = \frac{21{,}000}{0.547} = 38{,}400 \text{ lb/(h) (pie*)} \quad (7.2)$$

$$Re_s = \frac{D_e G_s}{\mu} = 0.0792 \times \frac{38{,}400}{0.0165} = 185\,000 \quad (1.3)$$

$f = 0.00121 \text{ pie}^2/\text{plg}^2$ FIG. (29)

Número de cruces, $N + 1 = \frac{12L}{B} = 12 \times \frac{16}{18} = 11$ (7.43)

$D_s = 2.08$ pies

$$\Delta P^s = \frac{1}{2} \frac{f G_s^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s} = \frac{1}{2} \frac{0.00121 \times 38\,400^2 \times 2.08 \times 11}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0702 \times 0.00454} = 1.0 \text{ plg}^2 \quad (12.47)$$

Sumario

251/50	h interior	777
U_C	144	
U_D	80.5	
R_d Calculado	0 0054	
R_d Requerido	0 003	
1.0	Calculada ΔP	5.5
2.0	Permitida AP	10.0

Observaciones. El condensador-subenfriador horizontal deberá equiparse con un sello cespol o deflectores de represa de aproximadamente un tercio de la altura de la coraza.

Es posible sacar algunas conclusiones generales de los sumarios de los Ejs. 12.4 y 12.5, que arrojan luz en los órdenes de magnitud relativos entre los condensadores-subenfriadores horizontales y verticales. El condensador vertical tiene la ventaja de sus zonas bien definidas, Pero está restringido por la altura disponible en la parte superior de la columna cuando se emplea en estos aparatos y su coeficiente de película menor. Por otra parte, el condensador horizontal aun cuando menos adaptable a cálculos precisos, da coeficientes totales limpios considerablemente mayores. Consecuentemente, la mayoría de los condensadores-subenfriadores usados en la industria, son del tipo horizontal.

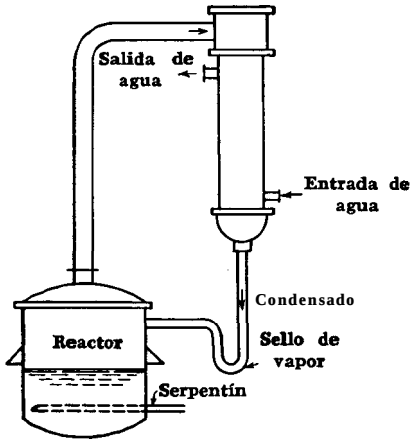


FIG. 12.23. Condensador de reflujo

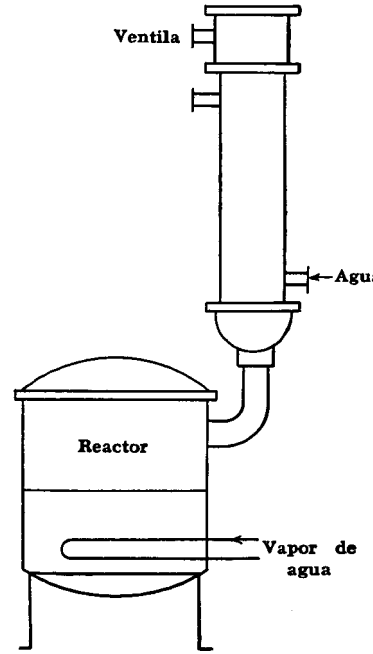


FIG. 12.24. Condensador ciego

Reflujo vertical dentro de tubos. A menudo es necesario tratar un material sólido con un líquido volátil en su punto de ebullición o mantener una mezcla de líquido en su punto de ebullición hasta completar una reacción química. Para mantener una presión constante el líquido volátil se hierve en el reactor y se regresa continuamente como se muestra en la Fig. 12.23. La velocidad a la cual el líquido se hierve se llama razón de ***ebullición*** y se expresa usualmente en libras por hora por pie cuadrado de superficie líquida. Un condensador operado en circuito cerrado en esta forma se llama condensador *de* reflujo. Cuando el vapor entra al haz de tubos por la parte inferior como se indica en la Fig. 12.24, este caso especial de reflujo se conoce como condensador ciego. El condensador de tipo reflujo no se usa para producir subenfriamiento, y el condensado drena libremente al recipiente de reacción. Muy a menudo la velocidad de evaporación es tan grande que la película condensante puede estar parcialmente en flujo turbulento, entonces el coeficiente de película se calcula de las correlaciones de Colbum mostradas en la Fig. 12.12.

Se requiere más espacio para el condensador ciego, aun cuando tiene algunas ventajas sobre el condensador horizontal debido a su

excelente drenado. Si el número de Reynolds para el condensador vertical, $4G'/\mu_f$, es menor de 1 800 a 2 100 correspondiente al punto de transición de la Fig. 12.12, toda la condensación tendrá lugar en flujo laminar como se computa por la Ec. (12.42). Si el número de Reynolds es mayor que 1800, la parte superior donde la película de condensado está en flujo laminar puede ser calculada separadamente de la película inferior que está en flujo turbulento. Los condensadores ciegos difieren de los condensadores de reflujo, ya que el vapor entra en la parte inferior y no puede, de hecho, alcanzar la parte superior.

EJEMPLO 12.6. **Cálculo de un condensador vertical de** reflujo **para CS_2.** Un material sólido se trata en un recipiente con disulfuro de carbono y trazas de compuestos de azufre corrosivo a 25 **lb/plg²g** correspondiendo a un punto de ebullición de 176°F y una velocidad de evaporación de 30000 **lb/h.** Se necesita una caída de presión despreciable para el lado del tubo, y se dispone de 10 **lb/plg²** para el agua que entra a 85°F. Será necesario un factor de obstrucción de 0.003.

Se dispone para este propósito de un intercambiador l-l de **17¼** plg DI, con 177 tubos de **¾** plg DE, 16 BWG y 16'0" de largo. Están arreglados en paso en cuadro de 1 plg y los **deflectores** espaciados a 6 plg.

¿**Será** satisfactorio el intercambiador?

***Solución*:**

Intercambiador:

Coraza

DI = **17¼ plg**
Espaciado de los defl. = 6 plg
Pasos = 1

Tubos

Número y longitud = 177, **16'0"**
DE, BWG, paso = ¾ plg 16 BWG, 1 plg en cuadro
Pasos = 1

(1) Balance de calor:

Disulfuro de carbono, Q = 30 000 × 140 = 4.200 000 **Btu/h** (Fig. 12)
Agua, Q = **120** 000 × **1(120** − 85) = 4 200 000 **Btu/h**

(2) At: At = MLDT = **72.1°F** (5.14)

(3) T_c y t_c: El uso de temperaturas promedio será satisfactorio.

En este problema en particular será aconsejable calcular primero el lado de la coraza, puesto que se necesita conocer la cantidad de agua para así establecer la temperatura de la pared del tubo en la condensación.

Fluido caliente: tubos, disulfuro de carbono

Suponga $h_{io} = 300$

$$t_w = t_a + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o}(T_v - t_a)$$

$= 102.5 + {}^{300}/_{1086}\,(176 - 102.5)$
$= \mathbf{122.5°F}$

$t_f = (122.5 + 176)/2 = 149°F$

[Ec. (12.19)]

Fluido frío: coraza, agua

(4') $a_s = \text{ID} \times C'B/144P_T$ **[Ec. (7.1)]**
$= 17.25 \times 0.25 \times 6/144$
$= 0.18$ pie*

(5') $G_s = w/a_s$ **[Ec. (7.2)]**
$= 120\ 000/0.18$
$= 667099$ **lb/(h) pies²)**

$\mu_f = 0.28 \times 2.42 = 0.68$ **lb/(pie)** (h) **[Fig. 24]**

$k_f = 0.09$ **Btu/(h)** (pie') **(°F/pie)**

$s_f = 1.26$; $\rho_f = 62.5 \times 1.26 = 78.8$

$D = 0.62/12 = 0.0517$ **pie** **lb/pies³**

$G' = W/\pi N_t D$ **[Ec. (12.42)]**

$= 30\,000/3.14 \times 177 \times 0.0517$

$= 1045$ **lb/(h)** (pie lin)

$Ret = 4G'/\mu_f$ **[Ec. (12.37)]**

$= 4 \times 1045/0.68 = 6150$

La película estará en flujo turbulento

$h(\mu_f^2/k_f^3\rho_f^2 g)^{1/3} = 0.251$ [Fig. 12.12]

$$h_i = \bar{h} = 0.251\left(\frac{k_f^3\rho_f^2 g}{\mu_f^2}\right)^{1/3}$$

$$= 0.251\left(\frac{0.093^3 \times 78.8^2 \times 4.17 \times 10^8}{0.683}\right)^{1/3}$$

$= 400$

$h_{io} = 400 \times 0.62/0.75$

$= 331$ **Btu/(h)** (pie*) **(°)** **[Ec. (6.5)]**

(6') A $t_a =$ **102.5°F,**

$\mu = 0.70 \times 2.42 = 1.70$ **lb/(pie)** (h) **[Fig. 14]**

$D_e = 0.95/12 = 0.0792$ pie [Fig. **28**]

$Re_s = D_e G_s/\mu$ **[Ec. (7.3)]**

$= 0.0792 \times 667\,000/1.70 = 31,000$

(7') $j_H = 103$

(8') A $t_a =$ **102.5°F,**

$k = 0.36$ **Btu/(h)** (pie*) **(°F/pie)**

$(c\mu/k)^{1/3} = (1 \times 1.70/0.36)^{1/3} = 1.68$

(9') $h_o = j_H \dfrac{k}{D_e}\left(\dfrac{c\mu}{k}\right)^{1/3}$ **[Ec. (6.15b)]**

$= 103 \times 0.36 \times 1.68/0.0792$

$= 786$ **Btu/(h) (pie²)** ("F)

Coeficiente total limpio U_C:

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{331 \times 786}{331 + 786} = 233 \text{ Btu/(h)(pie²)'(°F)} \qquad (6.38)$$

Coeficiente total de diseño U_D:

Sup. total $= 177 \times 16'0'' \times 0.1963 = 556$ **pies²**

$$U_D = \frac{Q}{A\,\Delta t} = \frac{4\,200\,000}{556 \times 72.1} = 105 \text{ Btu/(h) (pies²) (°F)}$$

Factor de obstrucción R_d:

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{233 - 105}{233 \times 105} = 0.00522\text{(h) (pie²) (°F)/Btu} \qquad (6.13)$$

Caída de presión

(1) **Area** de flujo: $a'_t = 0.302$ **plg²** [Tabla SO]

$a_t = N_t a'_t/144n$ **[Ec. (7.48)]**

$= 177 \times 0.302/144 \times 1 = 0.372$ pie*

(2) $G_t = W/a_t$ **[Ec. (6.3)]**

$= 30\,000/0.372$

$= 80\,500$ lb/(h) **(pie²)**

A la entrada

$\mu = 0.012 \times 2.42 = 0.029$ **lb/(pie)** (h)

$D = 0.62/12 = 0.0517$ pie **[Fig. 15]**

$Re = 0.0517 \times 80\,500/0.029 = 143\,000$

(1') Para $Re_s = 31\,000$

$f = 0.0017$ **pie²/plg²** [Fig. **29**]

(2') No. de cruces, $N + 1 = 12L/B$ **[Ec. (7.43)]**

$= 12 \times 16/6 = 32$

$D_s = 17.25/12 = 1.44$ **pie**

$f = 0.000138$ pie²/plg² [Fig. 26]
Peso mol. = 76.1

$$\rho = \frac{76.1}{359(636/492)(14.7/39.7)} = 0.443 \text{ lb pie}^3$$

Caída de presión

$s = 0.443/62.5 = 0.0071$

(3') $\Delta P_t = \frac{1}{2}\frac{fG_t^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} Ds}$ [Ec. (12.48)]

$$= \frac{0.000138 \times 80\,500^2 \times 16}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0517 \times 0.0071}$$

$= 0.4$ lb/plg²

(3) $\Delta P_s = \frac{fG_s^2 D_s(N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi_s}$ [Ec. (7.44)]

$$= \frac{0.0017 \times 667\,000^2 \times 1.44 \times 32}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0792 \times 1.0 \times 10}$$

$= 8.4$ lb/plg²

Sumario

331	*h* exterior	786
U_C	233	
U_D	105	
R_d Calculado 0.00522		
R_d Requerido 0.004		
0.4	Calculada ΔP	8.4
neg.	Permitida AP	10.0

La unidad es satisfactoria.

LA CONDENSACION DE VAPOR DE AGUA

El condensador de superficie. Cualquier vapor saturado puede ser condensado mediante rocío directo de agua fría bajo condiciones apropiadas de temperatura y presión, siempre que la contaminación del condensado por agua no sea objetable. El vapor de agua, por otra parte, como se genera en las plantas de energía, es una forma de agua extremadamente pura sustancialmente libre de impurezas que puedan ocasionar incrustaciones. El término condensador de ***superficie*** se reserva para aparatos tubulares empleados en la condensación de vapor de agua.

En el diseño y operación de una turbina de vapor, la temperatura de salida del calor se mantiene tan baja como sea posible, de manera que haya el máximo cambio de entalpía durante la conversión de calor a trabajo. Esta es una deducción natural del ciclo de Carnot. La temperatura de salida o de escape está limitada únicamente por

la. frialdad y abundancia del medio enfriante y la permisibilidad de una diferencia de temperatura razonable. La economía y la distribución óptima de energía de los ciclos de potencia está más allá de las consideraciones de este libro, pero con agua de enfriamiento a 70°F, el escape de la turbina estará a 75°F, lo que corresponde a una presión de saturación al vacío. Consecuentemente, tales aparatos están usualmente diseñados para trabajar al vacío en el lado de vapor.

El condensador de superficie es un desarrollo de la industria de la generación de potencia más bien que de la industria química. Se manejan en forma diferente de los ejemplos precedentes, y el propósito aquí es indicar las excepciones. Las Ecs. (12.44*a*) y (12.44*b*) para la condensación de vapor de agua a presión atmosférica, han sido ya presentadas. Estas ecuaciones dan coeficientes de condensación de vapor de agua a presión atmosférica y son de poco uso al estimar la velocidad de condensación al vacío de 1 a 1½ Hg abs. Además, el aire disuelto en el agua de las calderas, a pesar de la deaereación, tiende a acumularse en el condensador donde bloquea la transferencia de calor. Othmer [11] ha demostrado que, cuando una

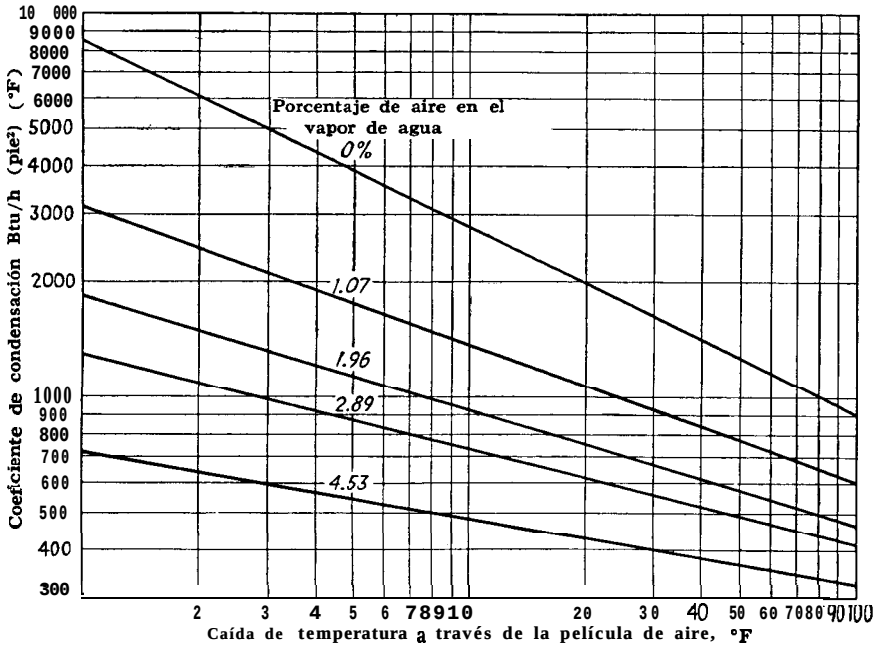


FIG. 12.25. Influencia del aire en el coeficiente de condensación de vapor a 230 °F (*Datos de Ohtmer*)

[11] Othmer, D. F., *Ind. Eng. Chem.*, 21, 576 (1929).

cantidad tan pequeña como 1% de aire por volumen, mezclado con el vapor de entrada, las eficiencias de condensación bajan de 2 000 a 1 100 con una diferencia de temperatura entre el vapor y el medio enfriante de 20°F. Cuando la concentración del aire es de 2% en volumen, el coeficiente se reduce de 2 000 a 750 con la misma diferencia de temperatura. También se ha encontrado que durante la transferencia de calor en régimen constante, el aire tiene tendencia a rodear la superficie del tubo, originando una resistencia a través

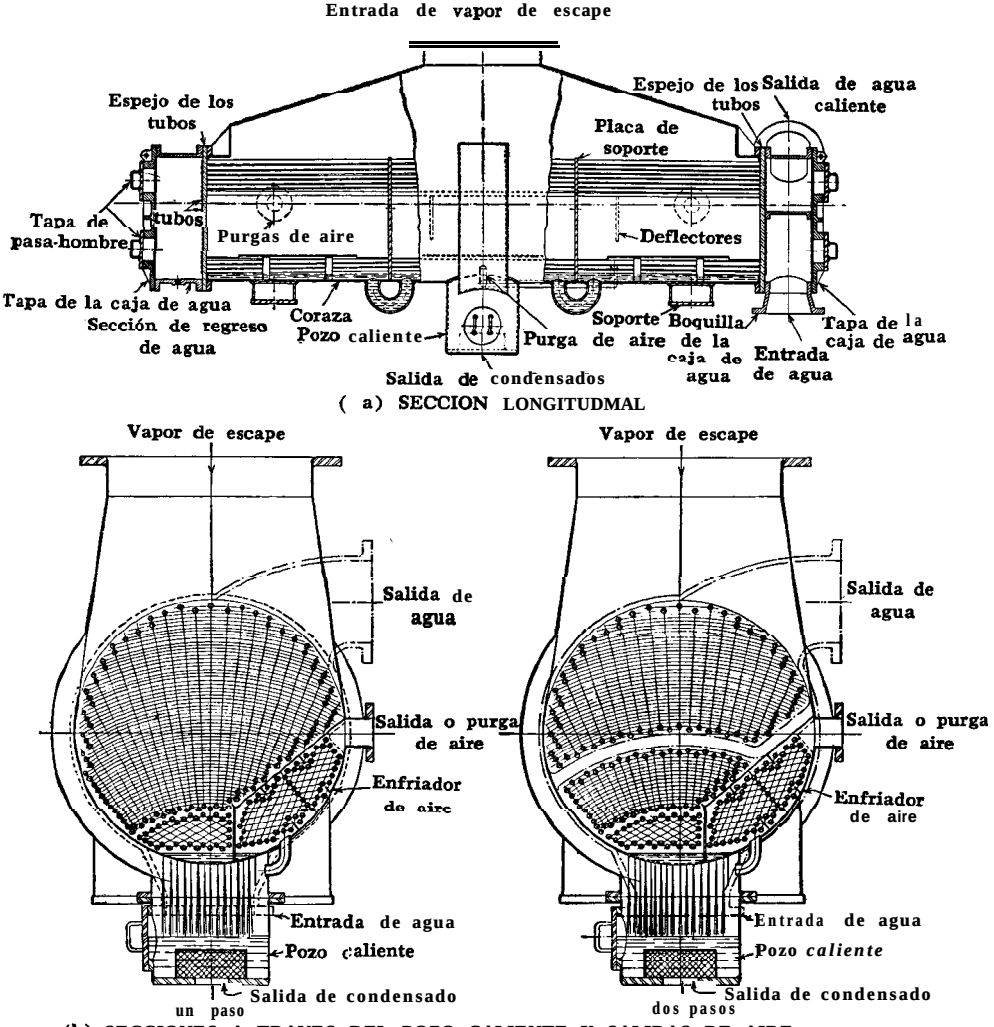


FIG. 12.26. Condensador de superficie. *(Foster Wheeler Corporation)*

de la cual el vapor de agua debe difundirse. Los datos de Othmer se reproducen en la Fig. 12.25.

Los condensadores de superficie son usualmente mucho mayores que cualquier otro tipo de equipo tubular, algunos contienen más de 60 000 pies' de superficie de condensación. El desarrollo de una

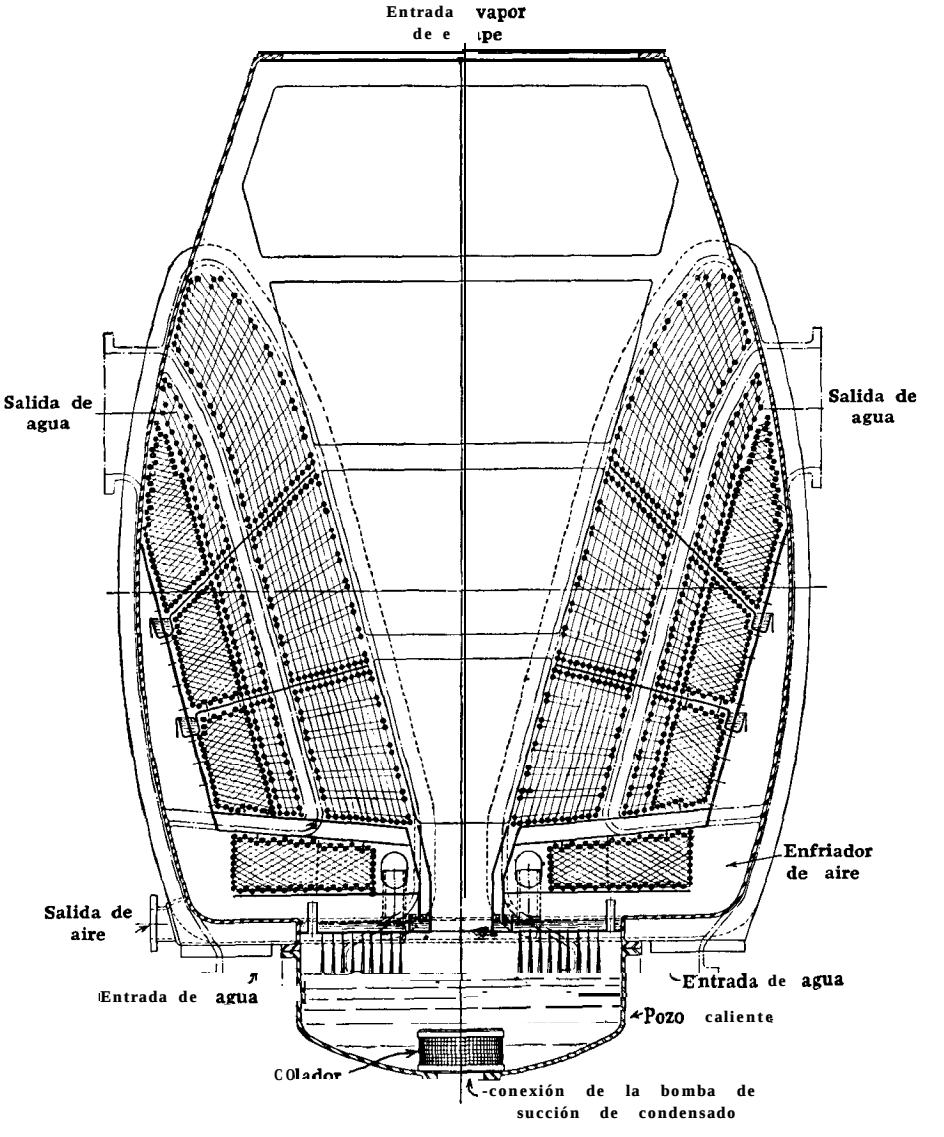


FIG. 12.27. Condensador de gran tamaño de doble banco. (*Foster Wheeler Corporation*)

pequeña caída de presión en el lado del vapor afecta directamente la presión en la salida del condensador y al ciclo de eficiencia para una temperatura dada del agua de enfriamiento a la entrada. Un condensador de superficie típico de pequeño tamaño se muestra en la Fig. 12.26. Para permitir una pequeña caída de presión y una gran penetración del vapor en el haz, los tubos se colocan para *flujo* cruzado, usando un arreglo radial como se muestra en la Fig. 12.26*b*. Otra consideración importante es la eliminación de aire, puesto que una acumulación del mismo aumenta- la presión total en el condensador y aumenta la temperatura de condensación. Unicamente cuando los condensadores de superficie contienen 15 000 pies^2 o menos de superficie, son aptos para tener cuerpos cilíndricos. Cuando su superficie, excede los 15 000 pies" se hacen en forma de caja, como la elevación mostrada en la Fig. 12.27. En los grados condensadores no se requiere que el vapor pase a través de todo el haz de tubos, sino que se divide en porciones como se muestra en la figura.

Las partes principales de un condensador de superficie además de la coraza y las cajas de agua, son su gran entrada de vapor de escape, salidas a los lados para eliminar el aire y un pozo caliente con su salida de condensado y de aire. El condensador mostrado en la Fig 12.26 está arreglado horizontalmente para dos pasos o doble flujo en el lado del agua, como se acostumbra en la mayoría de tales condensadores. Los tubos usualmente son de 22 a 26 pies de largo con placas de soporte para todos ellos, ya que el vapor los atraviesa en flujo cruzado. La parte inferior del haz está separada para permitir el enfriamiento de la mezcla de aire-vapor que va a los aparatos de vacío. Estos son usualmente un eyector de aire como los que se discuten en el Cap. 14. Puesto que el vapor de agua condensa isotérmicamente, la MLDT en flujo cruzado es idéntica a la del flujo en contracorriente. El método de cálculo bosquejado en el resto del capítulo está de acuerdo con las prácticas recomendadas por el Heat Exchange Institute, cuyas compañías miembros incluyen los fabricantes más connotados de condensadores de superficie.

Definiciones. Hay cierto número de definiciones que se aplican a los condensadores de superficie. Los más importantes son: la *carga* de vapor se expresa en libras por hora de vapor, las cuales se supone que tienen un calor residual que cede al agua de enfriamiento de 950 Btu/lb. Cuando se usa en conexión con el escape de una máquina de vapor el calor de desecho se toma como 1 000 Btu/lb. El ***vacío del condensador*** es la diferencia entre la presión atmosférica y la presión medida a la entrada del vapor y se expresa en pulgadas

de Hg a temperatura de 32°F. La *presión absoluta* en un condensador es la diferencia entre la presión barométrica y el vacío del condensador y se expresa en pulgadas de Hg absolutas. La carga *térmica* es la diferencia entre la temperatura de agua de circulación y la temperatura correspondiente a la presión absoluta a la entrada del vapor al condensador, T_s. El *aumento de temperatura* se refiere a las temperaturas de agua de circulación $t_2 - t_1$, y la diferencia termica1 se define como $T_s - t_1$.

Ya que el condensado está también al vacío, se colecta en el pozo caliente en la parte inferior del condensador y se requiere bombeo para su manejo. La *depresión del condensado* es la diferencia entre la temperatura del condensado en el pozo caliente y la temperatura correspondiente a la presión absoluta del vapor a la entrada del condensador. Es el número real de grados a que el condensado se subenfría, y debe mantenerse dentro de límites muy cercanos, puesto que el subenfriamiento reduce la presión de saturación y por lo tanto, la presión de succión a la entrada de la bomba de condensado, reduciendo su capacidad. También es costumbre calcular la superficie total en un condensador de este tipo usando la longitud de tubo entre los espejos en lugar de la longitud total. Esto es equivalente a la superficie efectiva descrita en el Cap. 7.

Hay algunas convenciones empleadas en los condensadores de superficie que se violan raramente. Los condensadores de superficie pocas veces se diseñan para operar a presiones absolutas de menos de 0.7 plg. abs Hg, con una diferencia termical de menos de 5°F, con un contenido de oxígeno disuelto en el condensado de menos de 0.03 cm^3/litro, o con una carga de vapor (no confundir con G′ o G″, lb/(h) (pie lin), que exceda a las 8 lb/(h) (pie"). No se usan velocidades en el agua menores de 3 pps. La cantidad de fugas de aire en el sistema debe de estimarse para la selección de la bomba de aire, ya sea del tipo mecánico o de eyector. El Heat Exchange Institute da una gráfica de los coeficientes totales de transferencia de calor limpios, para usarse se muestra en la Fig. 12.28 y con una carga máxima de 8 lb/(h)(pie^2) de vapor de agua condensado cuando el agua de entrada está a 70°F. El coeficiente total limpio para diferentes diámetros de tubo y la carga mencionada puede también obtenerse por

$$U_c = C_t \sqrt{V} \tag{12.53}$$

donde C_t es una constante como se muestra en la Fig. 12.28 para cada diámetro exterior de tubo, y V es la velocidad del agua en pies por segundo. Los factores de obstrucción se definen como porcentaje

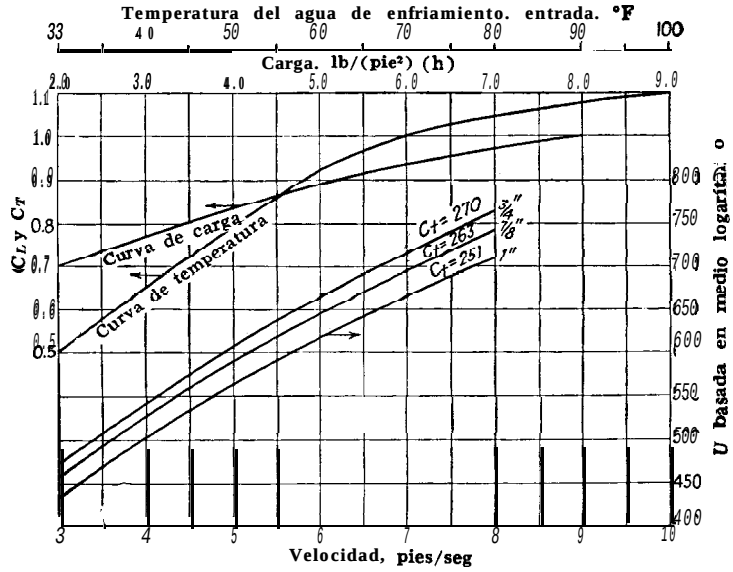


FIG. 12.28. **Coeficientes totales en los condensadores de superficie** (***Heat Exchange*** *Institute)*

de los coeficientes totales limpios llamado *factor* de limpieza. Así, un factor de limpieza de 85% significa que el coeficiente total de diseño será el 85% del coeficiente total limpio. El coeficiente total de diseño U_D para una carga de 8 lb/(h) (pie*) y una entrada de agua a 70°F es

$$U_D = C_{cl} C_t \sqrt{V} \tag{12.54}$$

Y el coeficiente para cualquier otra carga y temperatura es

$$U_D = C_L C_T C_{cl} C_t \sqrt{V} \tag{12.55}$$

donde C_L es la corrección por carga igual a $\sqrt[4]{\text{carga}/8}$ y C_T es la corrección por temperatura.

Cálculo de un condensador de superficie. Los cálculos para la caída de presión de un condensador son mucho más complejos que para los tipos previos de equipo y dependen grandemente del diseño geométrico del condensador de superficie. No hay publicada ninguna correlación entre la caída de presión del vapor condensante en flujo cruzado y arreglo radial, y los cálculos que se efectúan aquí determinan la superficie requerida para la carga de calor sin nin-

gún refinamiento de distribución. Los cálculos, sin embargo, permiten la evaluación de un condensador para otras condiciones que para las que fue diseñado.

La caída de presión en los tubos se determina convencionalmente mediante una fórmula del tipo de Williams y Hazen usando una constante de 130, de manera que

$$\Delta P_t = 0.0067 \frac{V^{1.84}}{d^{1.16}} \tag{12.56}$$

donde V = velocidad del agua, pps
d = DI del tubo, plg.

Difiere algo de la Ec. (7.45) en el lado inseguro a velocidades de 6 pps y menores, pero concuerda perfectamente a velocidades cercanas a 10 pps. Las pérdidas de regreso sugeridas por el Heat Exchange Institute corresponden a menos de las cuatro cabezas de velocidad dadas en la Ec. (7.46). Las relaciones para el condensador son

$$Q = w1(t_2 - t_1) = 500G_o(t_2 - t_1)$$

donde G_o son galones por minuto y la multiplicación por 500 da el flujo en libras por hora

$$\Delta t = \text{MLDT} = \frac{(T_s - t_1) - (T_s - t_2)}{\ln (T_s - t_1)/(T_s - t_2)} = \frac{t_2 - t_1}{\ln (T_s - t_1)/(T_s - t_2)}$$

$$A = \frac{Q}{U\,\Delta t} = \frac{500G_o(t_2 - t_1)}{U \dfrac{(t_2 - t_1)}{\ln (T_s - t_1)/(T_s - t_2)}} = \frac{500G_o}{V} \ln \frac{T_s - t_1}{T_s - t_2} \tag{12.57}$$

$$t_2 = T_s - \frac{T_s - t_1}{\text{antilog } UA/(2.3 \times 500G_o)} \tag{12.58}$$

La temperatura de salida del agua t_2 depende de los galones G_o por minuto que se circulen o de velocidad V. Pero U también depende de V.

La Ec. (12.58) puede también resolverse por t_2, ya que

$$A = La''N_t$$

donde a'' son los pies cuadrados de superficie externa por pie de longitud del tubo y

$$\frac{UA}{2.3 \times 500G_o} = \frac{U}{2.3 \times 500} \frac{La''N_t n}{7.5 \times 60V(a_t'/144)N_t} = \frac{0.00279ULna''}{Va_t'}$$

Y

$$t_2 = T_S - \frac{T_S - t_1}{\text{antilog } 0.00279\ ULna''/Va'_t} \qquad (12.59)$$

EJEMPLO 12.7. Cálculo de un condensador de superficie. Una turbina de vapor descarga 250 000 lb/h de vapor de agua a 1.5 plg Hg de presión. Se dispone de agua de enfriamiento a 70°F. Se ha preferido diseñar con tubos de 7/8 plg DE, 18 BWG y un factor de limpieza de 85%.

Para permitir la estimación del costo del condensador en base de dólares/pie², ¿qué superficie se requerirá y cuál será la cantidad de operación y el rango del agua de enfriamiento?

Solución: Supóngase la carga máxima de 8 lb/(h)(pie²) y el agua a una velocidad de 7.5 pps.

$$C_{Cl} = 0.85 \quad CT = 1.0 \quad CL = 1.0$$
$$U_D = C_{Cl}C_TC_LC_i\sqrt{V} \qquad (12.55)$$
$$= 0.85 \text{ X } 1.0 \text{ X } 1.0 \text{ X } 263\ \sqrt{7.5} = 612$$
$$A = \frac{250\ 000}{8} = 31\ 250 \text{ pie}^2$$

La temperatura necesaria para el agua de salida será

$$t_2 = T_S - \frac{T_S - t_1}{\text{antilog } 0.000279 \text{ X } ULna''/Va'_t} \qquad (12.59$$

Para tubos de 18 BWG de 7/8 plg. DE, $a'' = 0.229$ pie²/pie, DI = 0.777 plg., y $a'_t = 0.475$ plg.² (calculado de la Tabla 10).

$$T_S = 1.5 \text{ plg. Hg} = 91.72°\text{F}$$

Puesto que éste será un condensador relativamente grande, suponga una máxima longitud de tubo de 26'0" y dos pasos en los tubos.

$$t_2 = 91.72 - \frac{91.72 - 70}{\text{antilog } (0.000279 \text{ X } 612 \text{ X } 26 \text{ X } 2 \text{ X } 0.229)/(7.5 \text{ X } 0.4753} = 85.90°\text{F}$$

El gasto de circulación será

$$G_o = \frac{250\ 000 \text{ X } 950}{(85.90 - 70) \times 500} = 29\ 800 \text{ gpm}$$

Coeficientes individuales de película para los condensadores de vapor de agua. El método para el cálculo de los condensadores de superficie ha sido basado en el uso de coeficientes totales en lugar de coeficientes individuales. Estos coeficientes individuales son difíciles de obtener por experimentación directa, pero pueden computarse de los coeficientes totales. Distintos a los condensadcres que emplean vapores orgánicos, los coeficientes de condensación para el vapor de agua son considerablemente más grandes que para el agua, y bajo estas circunstancias la resistencia de la pared metálica del tubo es una pared suficientemente grande de la resistencia total y se requiere su inclusión en los cálculos. Para un tubo limpio el coeficiente total de transferencia de calor se puede expresar como:

$$\frac{1}{U_C} = R_c + R_m + R_w$$

y para un tubo sucio:

$$\frac{1}{U_D} = R_c + R_m + R_d + R_w$$

donde R_c es la resistencia al vapor condensante, R_m es la resistencia del tubo metálico, y R_w la resistencia del agua en los tubos, todos basados en el diámetro exterior del tubo. Wilson[12] ha demostrado que la suma de las primeras tres resistencias en una serie de pruebas se encontró esencialmente constante, y que R_w es la resistencia controlante. Más aún, el coeficiente de película para agua en los tubos es proporcional a la potencia 0.8 de la velocidad del agua a través del tubo, entonces R_w puede ser reemplazado por $1/a_1V^{0.8}$, y la ecuación anterior puede expresarse nuevamente con a_0 y a_1 como constantes.

$$\frac{1}{U} = a_0 + \frac{1}{a_1 V^{0.8}} \tag{12.60}$$

Graficando $1/U$ vs. $1/V^{0.8}$ en coordenadas rectangulares se obtendrá una línea recta que permite la evaluación de las constantes a_0 y a_1. a_0 es realmente la intersección para una velocidad de agua infinita, y cuando las resistencias del metal y por obstrucción se sustraen, se puede obtener el valor verdadero del coeficiente de condensación.

$$R_c = \frac{1}{h_c} = a_0 - R_m - R_d$$

PROBLEMAS

12.1. 62 000 lb/h de alcohol etílico puro a 2.0 lb/plg²g deberá condensarse con agua de 85 a 120°F. Debe considerarse un factor de obstrucción de 0.003. Se permite una caída de presión de 2 lb/plg² para el vapor y 10.0 para el agua.

Calcule el tamaño requerido para un condensador 1-2 horizontal, usando tubos de 1 plg DE, 14 BWG, 16'0" de largo y arreglo triangular de 1 ¼ plg.

12.2. Usando los datos del Prob. 12.1 calcule el tamaño de un condensador vertical 1-2 para las mismas condiciones.

12.3. Usando los datos del Prob. 12.1 calcule el tamaño de un condensador vertical l-l con condensación en los tubos.

12.4. 24 000 lb/h de vapor de metileticetona casi pura a 2 lb/plg²g punto de ebullición 180°F) debe condensarse y enfriarse a 160°F mediante agua de 85 a 120°F. Las caídas de presión son 2.0 para el vapor y 10.0 para el agua.

[12] Wilson, R. E.. *Trans. ASME, 37, 47,* (1951)

Se dispone de un condensador horizontal 1-2 de 25 plg DI con 468 tubos de 3/4 plg DE, 16 BWG, 16'0" largo, arreglados en cuatro pasos en arreglo triangular de 15/16 plg. Los deflectores se espacian a 25 plg.

(a) ¿Cuál es la diferencia verdadera de temperatura?

(b) ¿Cuáles son el factor de obstrucción y las caídas de presión?

12.5. Para los datos del Prob. 12.4, calcule la diferencia verdadera de temperatura y tamaño de un condensador-subenfriador horizontal 1-2 requerido para las condiciones del problema, usando tubos de 3/4 plg DE, 16 BWG, 12'0" de largo con arreglo triangular de 15/16 plg y un factor de obstrucción de 0.003.

12.6. 50 000 lb/h de acetato de etilo a 35 lb/plg²g (punto de ebullición 248°F) entran a un desobrecalentador-condensador horizontal 1-2 a 300°F y salen a 248°F. El enfriamiento se efectúa mediante agua de 85 a 120°F.

Se dispone de un condensador 1-2 de 27 plg DI, 432 tubos de 3/4 plg DE, 16 BWG, y 12'0" de largo, arreglados en cuatro pasos con arreglos de 1 plg en cuadro. Los deflectores están a 12 plg.

Calcule la diferencia verdadera de temperatura y el factor de obstrucción y caída de presión.

12.7 57 000 lb/h de hexano casi puro entran a la coraza de un condensador vertical 1-2 a 5 lb/plg²g y 220°F. El rango de condensación es de 177 a 170°F, a esta temperatura se envía al almacenaje. El agua de enfriamiento es usada entre 90 y 120°F.

Se dispone de un condensador de 31 plg DI, 650 tubos de 3/4 plg. 16 BWG, 16'0" de largo, cuatro pasos en los tubos con arreglo triangular de 1 plg. Los deflectores se encuentran a 18 plg. Calcule la diferencia verdadera de temperatura, factor de obstrucción y caídas de presión.

12.8. 59 000 lb/h de una mezcla de hidrocarburos ligeros, principalmente propano, entra a un condensador horizontal 1-2 a la temperatura inicial de condensación de 135°F a 275 lb/plg²g. El rango de condensación es de 135 a 115°F, temperatura a la cual se condensan 49 000 lb/h por agua de enfriamiento de 90 a 110°F. La condensación remanente se efectúa con agua refrigerada.

Se dispone de un condensador horizontal 1-2 de 37 plg DI, con 1 100 tubos de 3/4 plg DE, 16 BWG, 16'0" de largo, para cuatro pasos en los tubos y arreglo triangular de 15/16 plg. Los deflectores están a 36 plg.

¿Cuál es el factor de obstrucción y cuáles las caídas de presión?

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO 12

A	Superficie de transferencia de calor, pie2
A_c, A_d, A_s	Superficie de transferencia de calor para condensación, desobrecalentamiento y subenfriamiento, respectivamente, pies*
A_f	Area transversal de la película, pies*
A_C	Superficie total limpia de transferencia de calor, pies²
a	Area de flujo, pies*
a''	Area exterior por pie lineal, pies
a'_s	Sección transversal sumergida de la coraza, pies²
a'_t	Area de flujo por tubo, plg²
a_0, a_1	Constantes
B	Espaciado de los deflectores, plg

C	Calor específico de fluido caliente en las derivaciones, **Btu/(lb)(°F)**
C_{Cl}, C_T, C_L	Factores de limpieza, temperatura y de carga, adimensionales
C_t	Factor para el tubo, adimensional
C'	Espaciado entre tubos, plg
C_1, C_2, C_3	Constantes
c	Calor específico del fluido frío, **Btu/(lb)(°F)**
D	**Diámetro** interior del tubo, pies
D_o	Diámetro exterior del tubo, pies
D_e	Diámetro equivalente -para transferencia de calor y caída de presión, pies
d	Diámetro interior de tubos, plg
d_o	Diámetro exterior de tubos plg
f	Factor de fricción, **pies²/plg²**
G	Masa velocidad, **lb/(h)(pie²)**
G'	Carga de condensado para tubos verticales, lb/(h)pie)
G''	Carga de condensado para tubos horizontales, **lb/(h)** (pie)
G_0	Gasto de agua de circulación, gpm
g	Aceleración de la gravedad, **pies/h²**
g'	Aceleración de la gravedad, **pies/seg²**
h, h_i, h_o	Coeficientes de transferencia de calor en general, para el flujo interior y para el exterior, respectivamente, **Btu/(h)(pie²)(°F)**
h_{io}	Valor de h_i cuando se refiere al diámetro exterior, **Btu/(h)(pie²)(°F)**
h_x	Coeficiente de película condensante a distancia x de la parte superior del tubo, **Btu/(h)(pie²) (°F)**
h_α	Coeficiente de película condensante a un ángulo $\alpha°$, **Btu/(h)(pie²)(°F)**
$\bar{h}$	Valor promedio del coeficiente de película condensante entre dos puntos, **Btu/'(h)(pie²(** "F)
j_H	Factor para transferencia de calor, adimensional
k	Conductividad térmica, **Btu/** (h) (pie") (**°F/pie)**
L	Longitud del tubo, pies
L_c	Longitud del tubo expuesta a la condensación, pies
MLDT	Media logarítmica de la diferencia de temperatura, **°F**
m	Constante
N	Número de **deflectores** en la coraza
n	Número de pasos en los tubos
N_t	Número de tubos efectivos para la condensación
P	Perímetro, pies
P_T	Espaciado de los tubos, plg
ΔP	Caída de presión en general, **lb/plg²**
ΔP_T, ΔP_t, ΔP_r	Caída de presión total, en los tubos, y de **regreso,** respectivamente, **lb/plg²**
ΔP	Carga de presión del condensado, **lb/plg²**
Q	Flujo de calor, **Btu/h**
Q_x	Flujo de calor a distancia x de la parte superior del tubo, **Btu/h**
q_c, q_d, q_s	Flujo de calor para la condensación, desobrecalentamiento y subenfriamiento. respectivamente, **Btu/(h)**

R_d	Factor de obstrucción combinado, (h)(pie²)(°F)/Btu
R_c, R_m, R_w	Resistencias de la película de condensado, tubo metálico, y agua, respectivamente, (h) (pie²)(°F)/Btu
r	Radio del tubo pies
r_h	Radio hidráulico, r_h = área de flujo/perímetro húmedo, pies
Re	Número de Reynolds, adimensional
s	Gravedad específica, adimensional
T, T_1, T_2	Temperatura en general, entrada y salida del fluido caliente, respectivamente, °F
T_a	Temperatura promedio del fluido caliente, °F
T_c	Temperatura calórica del fluido caliente, °F
T_S	Temperatura del vapor de agua, °F
t, t_1, t_2	Temperatura del fluido frío en general, entrada, y salida, respectivamente, °F
t_a	Temperatura promedio del fluido frío, °F
t_c	Temperatura calórica del fluido frío, °F
t_f, t_w	Temperatura de la película y de la pared del tubo, respectivamente, °F
t'	Temperatura de la superficie externa de la película de condensado, °F
Δt	Diferencia verdadera de temperatura en Q = $U_D A \Delta t$, °F
$(\Delta t)_c$, $(\Delta t)_d$, (Δt_s)	Diferencias de temperatura verdadera o ficticia, para condensación, desobrecalentamiento, y subenfriamiento, respectivamente, °F
Δt_f	$(T_v - t_w)/2$, °F
U, U_C, U_D	Coeficientes totales de transferencias de calor, coeficiente limpio, y de diseño, respectivamente, Btu/(h)(°F)
U_c, U_d, U_s	Coeficientes totales para condensación, limpio, desobrecalentamiento, y subenfriamiento, respectivamente, Btu/(h)(pie²)(°F)
u	Velocidad de la película a lo largo del eje del tubo, pie/h
$\bar{u}$	Velocidad promedio de la película, pies/h
V	Velocidad, pps
W	Peso del flujo en general, peso del flujo del fluido caliente, lb/h
W'	Razón de condensación, Ib/ (h) (pie*)
w	Peso del fluido frío, lb/h
w'	Razón de condensación por tubo, W/N_t, lb/(h)(tubo)
x, x'	Longitud de la película, pies
x_c	Distancia de la parte superior a la cual ocurre el cambio de flujo de laminar a turbulento, pies
y, y'	Espesor de la película, pies
z	Distancia, pies; carga hidrostática, pies: función sintética
α	Angulo del tubo, grados
λ	Calor latente de condensación o vaporización, Btu/lb
μ	Viscosidad, centipoises × 2.42 = lb/(pie)(h)
μ'	Viscosidad, centipoises
μ_w	Viscosidad a la temperatura de la pared del tubo, centipoises × 2.42 = lb/(pie)(h)
ρ	Densidad, lb/pie³

τ	**Esfuerzo** tangencial, **lb/pie²**
ϕ	Relación de viscosidad, $(\mu/\mu_w)^{0.14}$, adimensional
ψ	Una función

SUSCRITOS (EXCEPTO LOS ANOTADOS)

c	Condensado, condensante
f	Película o temperatura de la película
	Líquido
s	Coraza
v	Vapor
	Tubos

CAPITULO 13

CONDENSACION DE VAPORES MEZCLADOS

Introducción. En el capítulo anterior se supuso que el vapor condensante consistía de un compuesto puro o sustancialmente puro que condensa isotérmicamente. Si el vapor estuviera mezclado con otro compuesto cuyo punto de ebullición fuera ligeramente diferente, la mezcla condensaría en un rango muy estrecho. Se supuso también, que donde hubiera un rango de condensación, el calor latente de condensación se transferiría al medio enfriante de una manera uniforme en todo el rango de condensación.

Sin embargo, considere una mezcla de dos fluidos diversos que tengan un rango de condensación de 100°F. Para llevar a efecto la reducción de la temperatura del vapor en un primer 10% , será necesario remover el 50% de la carga total de calor de la mezcla, puesto que el componente menos volátil se condensa más rápidamente a medida que la temperatura del vapor se reduce. Previamente, al usar la MLDT para la condensación de vapores en contracorriente, se supuso que durante la reducción del primer 10% de la temperatura del vapor, únicamente el 10% del calor se eliminó. La sustitución del medio logarítmico por la diferencia verdadera de temperatura, basada en las características uniformes de condensación supuestas para la mezcla de vapor, puede conducir a valores conservadores o inseguros de Δt y a la selección de un condensador equivocado. El problema impuesto por la condensación de mezclas de vapores no finaliza aquí. Dependiendo de la naturaleza de la mezcla, el coeficiente promedio de condensación h puede no permanecer constante a través de todo el rango de condensación y puede variar grandemente con la ***composición*** de ía mezcla de vapor a medida que el componente menos volátil se condensa. Esto último es particularmente cierto para una mezcla que contenga vapor y un gas no condensable, tal como en el caso de vapor de agua y aire.

La regla de la fase.[1] Los diferentes tipos de mezclas de vapor pueden ser estudiados cualitativamente mediante el uso de la regla

[1] **La presentación de la regla de la fase se simplifica aquí para las aplicaciones particulares en este libro.**

de la fase de J. Willard Gibbs. Las bases se definen como cantidades homogéneas de materia en la forma sólida,[2] líquida o gaseosa, que se distinguen una a otra por la presencia de una interfase entre cualesquiera dos de ellas. Un vapor es la coexistencia de un gas y un líquido, y lo mismo que cualquier líquido en ebullición y su vapor, consiste de dos fases.

Hay muchos compuestos químicos orgánicos que no son solubles en agua, o que forman mezclas *inmiscibles* con ella. Si un recipiente cilíndrico se llena hasta la parte superior con una mezcla de pentano y agua, aparece una interfase entre el agua en la parte interior (s = 1.0) y el pentano en la parte superior (s = 0.8) y el sistema contiene dos fases líquidas. Aunque se puede usar agitación para dispersar el agua en el pentano, no afecta el número de fases, puesto que, únicamente la naturaleza de la interfase es de consecuencias, no su forma. Por otra parte, una mezcla de dos gases forma rápidamente una mezcla homogénea dentro del recipiente, y como en todas las mezclas gaseosas, todos los compuestos gaseosos forman una sola fase. Se obtiene una interesante correlación si una mezcla de agua y pentano se hace ebullir en un recipiente cerrado: hay una mezcla de pentano y agua en la fase gas y dos fases líquidas, de manera que la materia delimitada ***o sistema consiste*** de tres fases.

Supóngase que una mezcla de dos compuestos mutuamente solubles o miscibles, se coloca en un recipiente aislado a su punto de ebullición, como se muestra en la Fig. 13.1. Si el vapor y el líquido

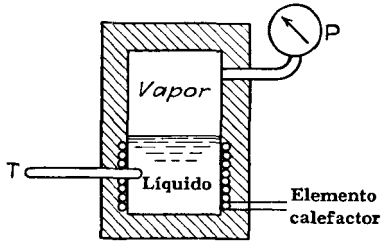


FIG. 13.1. Recipiente de equilibrio

están en ***equilibrio,*** no puede escaparse calor y el sistema continuará vaporizándose y condensándose indefinidamente. El punto de ebullición del sistema está relacionado a la presión total del sistema tanto como a la razón de los dos componentes en el líquido original. Supóngase en seguida que se desea cambiar la presión en el sistema. ¿Continuará ebullendo el líquido a la misma temperatura si la entalpía permanece constante? ¿Las composiciones químicas de la fase líquida y vapor permanecen las mismas? Si estas preguntas pueden ser contestadas, es posible sin hacer experimentos, de-

[2] En los textos no termodinámicos frecuentemente se hace referencia como a estados.

terminar cuándo una mezcla condensa o no isotérmicamente. Si la condensación es isotérmica, la diferencia verdadera de temperatura puede tomarse como idéntica con la MLDT. Si la condensación no es isotérmica, deben entonces emplearse otros métodos de calculo para la diferencia verdadera de temperatura, el más común de los cuales se desarrollará al final de este capítulo.

Gibbs[3] formuló una regla para determinar el número de variables independientes pertenecientes a un sistema en equilibrio, las cuales deben especificarse para que el número de fases quede permanentemente fijo. Así, si el sistema consiste de varias fases en equilibrio, ¿qué condiciones en el sistema original pueden variarse, mientras se mantienen las composiciones y las fases sin cambiar? Los cambios en los tamaños relativos de las fases no son de consecuencia. El número de variables, tales como la temperatura, presión y composición del sistema, que el ingeniero de proceso puede fijar *libremente* para determinar el número y clases de fases permanentemente, son los grados de libertad (o selección). Muchas veces es posible fijar el número de fases en un sistema, fijando simplemente la presión. Esto es verdadero para un fluido puro en ebullición tal como el agua. Si se desea hervir agua mediante el establecimiento de una fase gaseosa y otra líquida, ¿esto puede hacerse bajo cualquier número de combinaciones de presión y temperatura que el ingeniero desee fijar? Si la presión se considera como grado de libertad, puesto que puede ser libre e independientemente seleccionada, y se fija a 14.7 lb/plg²a, es suficiente para fijar todas las condiciones para la existencia de dos fases. Pero la temperatura no puede ser independientemente seleccionada puesto que no es una variable independiente, sino que en un sistema en equilibrio, es una propiedad *dependiente,* de la curva de saturación (presión) del líquido. Consecuentemente, no es posible tener agua presente en dos fases a presión de 14.7 lb/plg²a a ninguna otra temperatura que 212°F.

La ebullición de un compuesto simple es un hecho relativamente sencillo. Si se mezclan varios compuestos, es considerablemente más difícil determinar cómo las composiciones, presión y temperatura, sirven para fijar permanentemente el número y clases de fases en el sistema original. La regla de la fase de Gibbs permite la rápida determinación del número de grados de libertad en un sistetema de gran complejidad. La regla de la fase se escribe

$$F = C - P - f - 2 \qquad (13.1)$$

donde F es

[3] Gibbs. J. W. *Trans. Conn. Acad. Arts Sci.,* III. 108-248 (1876).

el número de grados de libertad, C el número de compuestos químicos individuales o sustancias químicas en el sistema, y P es el número de gases. Ningún término en la regla de la fase indica cuántas fases resultarán de la mezcla de cualquier grupo químico en particular. El número de fases que un grupo de compuestos químicos puede formar en un sistema en equilibrio, debe conocerse con anterioridad a partir del conocimiento de la miscibilidad o inmiscibilidad de los componentes como líquidos, más la adición de una fase gas, de la cual o a partir de la cual, puede haber vaporización o condensación. Esta información puede obtenerse de las tablas de solubilidad que se incluyen en manuales químicos.

Aplicaciones de la regla de la fase. Hay nueve tipos comunes de mezclas de vapor encontradas en la transferencia de calor, y ellas están dadas en la Tabla 13.1. Para demostrar el uso de la regla de

TABLA 13.1. REQUERIMIENTOS COMUNES DE LA CONDENSACION

Caso	Tipos de componentes	Ejemplo	Grados de libertad	Temp * durante la condensación
1	Vapor puro	Agua	1	Isotérmica
2	Dos miscibles	Butano-pentano	2	Decreciente
3	n-Miscibles	Butano-pentano hexano	n**	Decreciente
4	Vapor y no condensable	Vapor de agua-aire	2	Decreciente
5	n-Miscibles + no condensables	Butano-pentano-aire	$n + 1$	Decreciente
6	Dos ínmiscibles	Pentano-vapor de agua	1	Isotérmica
7	n-Miscibles + uno inmiscible	Butano-pentano-vapor de agua	n	Decreciente
8	n-Inmiscibles + no condensable	Pentano- vapor de agua-aire	2	Decreciente
9	n-Miscibles + un inmiscible + no condensable	Butano-pentano-vapor de agua-aire	$n + 1$	Decreciente

* Para procesos de presión constante.

* * Cuando hay más de tres grados de libertad, los grados adicionales representan concentraciones que deben fijarse. Una mezcla de butano, pentano y hexano requiere que se fijen no únicamente la relación del butano con el hexano sino también la cantidad de pentano en relación con el hexano.

la fase en la determinación de la naturaleza isotérmica o no isotérmica de la condensación de una mezcla de vapor en un condensador, se ilustrarán tres de los tipos. Se hace hincapié en que, en diseño de procesos ordinarios, los condensadores operan sustancialmente a presión constante y que un **grado** de libertad se fija usualmente mediante la presión de operación del proceso.

Para los análisis que siguen deberá hacerse referencia a la Fig. 13.2 que muestra la entrada de un condensador. Directamente y en la boquilla de entrada l-l' la temperatura de entrada es T_1, y en otra **sección** tal como la 2-2', después que ha tenido lugar una condensa-

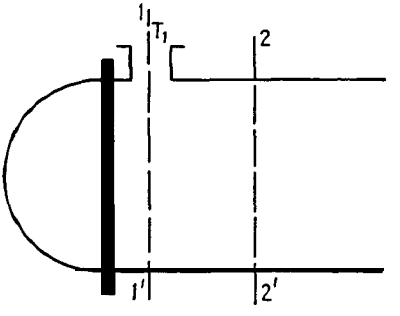


FIG. 13.2. Condiciones a la entrada de un condensador

ción parcial, la temperatura se designa como T_2, la que puede o no ser **idéntica con** T_1. Cuando un vapor debe condensarse, es conveniente considerar la condensación como la transferencia de material entre una fase gas y una o más fases líquidas. Puesto que la condensación se efectúa debido a que la superficie de transferencia de calor está debajo del punto de rocío del vapor, es lícito suponer que la superficie de transferencia de calor situada directamente después de la boquilla de entrada, está húmeda y suministra la fase líquida inmediatamente después de que el vapor entra al condensador.

Caso 2. Condensación de una mezcla de dos componentes miscibles. Ejemplo: Butano-pentano

$$F = C - P + 2$$
$$= 2 - 2 + 2 = 2 \qquad \text{(2 grados de libertad)}$$

A la entrada del condensador la presión p_1 y la *composición* C_1 del vapor se fijan por las condiciones de operación que preceden al condensador tales como la destilación. El sistema está completamente definido por el proceso que ha fijado los dos grados de libertad ***p, y C, y T,*** a 1-1' está fijo por lo tanto como variable dependiente, como en el caso de agua que ebulle a 14.7 lb/plg²a. Entre 1-1' y 2-2' se remueve calor

y con él cierta cantidad del compuesto de alto punto de ebullición y, una cantidad menor del compuesto de bajo punto de ebullición, como condensado en fase líquida. La composición C_2 del vapor a 2-2′ difiere de C, a l-l', en que el vapor empieza a tener menores cantidades del compuesto de alto punto de ebullición. Aplicar de nuevo, la regla de fase, en 2-2'. Debe haber aún dos grados de libertad, puesto que se desea retener el mismo número de fases. La presión es constante a p_1, pero la composición ha cambiado a C,. De acuerdo con las leyes que gobiernan el equilibrio vapor-líquido, la temperatura T_2, a p_1, C!, no puede ser la misma que T_1 a p_1, C,, puesto que esta última es un punto en la línea de equilibrio vapor-líquido tal como 212°F y 14.7 lb/plg²a es un punto en la línea de equilibrio para agua. La temperatura de condensación deberá variar consecuentemente de l-l' a 2-2′, y la condensación no es isotérmica.

Caso 4. Condensación de un vapor de un gas no condensable. Ejemplo: Vapor de agua-aire-agua.

$$F = 2 - 2 + 2 = 2 \qquad \text{(2 grados de libertad)}$$

Ea presión de operación está fija, y C_1 se fija a la entrada del condensador por la razón de vapor de agua a aire en los gases de entrada. Puesto que se fijan dos grados de libertad p_1 y C_1, la temperatura T_1 es de nuevo una variable dependiente a l-l'. Moviéndose a 2-2′, donde la presión del sistema es aún p_1, algo del vapor se condensa mientras que el gas no se condensa, resultando una nueva composición C,. La temperatura T_2 para p_1, C_2 debe diferir T_1 a p_1, C_1 por las mismas razones anteriores. La temperatura a 2-2' 0 a cualquier otro punto, es actualmente el punto de rocío para la mezcla que permanece en la fase gas y varía de la entrada a la salida a medida que cambia la composición de la fase vapor. La condensación no es isotérmica.

Caso 6. Condensación de una mezcla de dos componentes inmiscibles. Ejemplo: Pentano-vapor de agua-agua.

$$F = 2 - 3 + 2 = 1 \qquad \text{(1 grado de libertad)}$$

El condensado consiste de dos fases líquidas. Con un solo grado de libertad el sistema está completamente fijo en l-l' seleccionando la presión de operación p_1. La temperatura T_1 entonces corresponde a p_1. A 2-2' la presión es la misma, p,, y puesto que esto fija el sistema, T_2 y T_1 deben ser idénticas, además depende de p_1. La condensación es isotérmica.

1. CONDENSACION DE UNA MEZCLA BINARIA

Correlaciones vapor-líquido. En la derivación de la ecuación de Nusselt para un componente simple, se supuso que la razón a la que

el vapor entra en contacto con la película de condensado, es casi infinita. Un vapor que entra a un condensador a su presión de saturación condensa debido a que la superficie está a una temperatura debajo del punto de rocío o temperatura de saturación. La razón a la cual el vapor pasa de la fase vapor a la fase líquida depende, sin embargo, del mecanismo de difusión. Esto significa que, si la temperatura de la película del condensado es menor que la temperatura de saturación de la masa del vapor, la presión del componente en la película del condensado es menor que la del vapor, estableciéndose una diferencia de presiones. La dirección de esta diferencial promueve el flujo hacia afuera de la fase vapor.

En la condensación de una mezcla binaria el problema de difusión es un poco más complicado, aun cuando no produce resistencias significativas en serie con la resistencia de la película de condensado. En una mezcla binaria, a menos de que sea una mezcla de punto de ebullición constante ta! como el etanol-agua al 95%, los componentes de mayor punto de ebullición condensan en mayor proporción cerca de la entrada del condensador. La velocidad de condensación de ambos componentes está relacionada a sus diferenciales de presión individual entre la masa del vapor y la película de condensado. Colburn y Drew [4] señalaron que la razón de la presión parcial ejercida por la película de condensado para una mezcla binaria, depende de la temperatura de la película, la que a su vez está relacionada a la temperatura de la superficie fría y al rango de temperaturas del agua de enfriamiento. Así, para una mezcla binaria dada, que entra en un condensador, no solamente el flujo sino también la composición química del condensado están influidos por la temperatura del agua fría. Esto no es de un interés particular en la condensación total de un vapor, pero puede influir en la composición del producto obtenido de un condensador parcial. Colburn y Drew dan ecuaciones para calcular la composición y temperatura en la interfase vapor-condensado para mezclas binarias. Es costumbre, sin embargo, suponer la temperatura del condensado en la interfase como la misma del vapor.

En la condensación de un vapor que sale de una columna de destilación binaria, el vapor es casi completamente compuesto del componente más volátil y la presencia del segundo componente establece un rango de condensación según se predice por la regla de la fase. El segundo componente siendo menos volátil, condensa más fácilmente en la entrada que en la salida. Es, entonces, concebible, para una mezcla binaria con un rango de condensación de 20°F, que el componente de mayor punto de ebullición se condense en mayor

[4] Colburn, A. P., and T. B. Drew, *Trans. AIChe, 33,* 197.215 (1937).

proporción durante los primeros 10° que durante los segundos Similarmentee puede ser removido más calor del vapor en los segundos 10° que en los primeros. El uso de la MLDT induce a un pequeño error en el lado inseguro tratándose de vapores binarios, aun cuando el tamaño del error no justifica usualmente que se le rechace. Cuando un cierto número de componentes están contenidos en el vapor de salida de una torre de destilación de multicomponentes, el rango de temperatura y la distribución de la transferencia de calor difieren grandemente de las relaciones directas de Q vs. t con las que la ML DT se predice. Los métodos para tratar las mezclas multicomponentes se consideran en la siguiente sección,

Los coeficientes de película para la transferencia de calor por condensación de mezclas binarias, pueden tratarse como las anteriores relacionadas con los vapores simples usando las propiedades balanceadas de las mezclas.

2. CONDENSACION DE UNA MEZCLA DE MULTICOMPONENTES

Correlaciones vapor-líquido en las mezclas. Aun cuando la regla de la fase ha sido usada sólo de manera cualitativa, es importante en la identificación de los diferentes tipos de problemas de mezclas. Excepto en las mezclas binarias o mezclas de varios compuestos cuyos puntos de ebullición en su condición pura no difieran grandemente, la condensación de las mezclas de vapores tiene lugar sobre un amplio rango de temperaturas. La fracción de la carga total de calor liberada durante un descenso fracciona1 en la temperatura del vapor, no debe ser uniforme en todo el rango de condensación, y esto invalida el uso de la media logarítmica sola o F_T X MLDT en el caso del condensador 1-2. La solución de tales problemas requiere la determinación o cálculo de la *curva de condensación* para la mezcla.

Cuando un vapor simple está en equilibrio con su líquido, el vapor y el líquido tienen la misma composición. Para una mezcla, algunos de los componentes son más volátiles que otros (excepto en las mezclas de punto de ebullición constante) y el vapor y el líquido en equilibrio tienen diferente composición, el porcentaje del componente más volátil es mayor en el vapor. La siguiente discusión se aplica particularmente a mezclas que formen *soluciones ideales,* aun cuando se incluyen sugestiones para su aplicación en soluciones no ideales.

Una solución ideal, es aquella en la que la presencia de varios componentes no tiene efecto sobre la conducta de cada uno de ellos

y que se gobierna por las leyes de Dalton y de Raoult. Para un sistema de esta naturaleza, la ley de Dalton establece que la presión total es la suma de las presiones parciales en la fase sobre la solución líquida. La ley de Raoult establece que la presión parcial de un componente sobre una solución líquida es igual al producto de su presión como componente puro y su fracción mol en la solución. Esto último no es verdad para soluciones no ideables, en las cuales la presencia de varios componentes tiende a reducir la presión parcial de los otros, de manera que la presión total no es la-suma de los productos de las fracciones mol y la presión de vapor en el estado puro. Materiales de naturaleza electrolítica o iónica, tienen grandes desviaciones de las soluciones ideales. Para una solución ideal:

Ley de Dalton:

$$p_t = p_1 + p_2 + p_3 \; p_1 = p_t y_1 \tag{13.2}$$

y ley de Raoult:

$$p_1 = p_{p1} x_1 \tag{13.3}$$

donde p_t es la presión total, p_1 es la presión parcial del componente 1, p_{p1} la presión de vapor del componente puro 1 a la temperatura de la solución, y_1 la fracción mol del componente 1 de la fase vapor, y x_1 la fracción mol del componente 1 en el líquido. Suscritos 2, 3, etc., se refieren a los otros componentes. La fracción mol es la razón del número de moles de un componente simple al número total de moles en la mezcla y, muchas veces se abrevia *mf*. El mol por ciento es la fracción mol multiplicada por 100.

Resolviendo las Ecs. (13.2) y (13.3) para p_1,

$$p_1 = p_{p1} x_1 = p_t y_1 \tag{13.4}$$

Reacomodando,

$$y_1 = \frac{p_{p1} x_1}{p_t} \tag{13.5}$$

Las soluciones que son ideales a presiones moderadas se desvían de la idealidad a presiones altas, cada componente tiende en cierto grado a bajar la presión del otro. La presión total no es ya la suma de las presiones parciales, y la Ec. (13.5) no es válida. Se introducen entonces las *fugacidades* o *presiones* con-egidas designadas por la letra *f*. Las fugacidades son las presiones parciales de los compuestos de manera tal que los criterios de idealidad pueden retenerse, y sus estudios se originan con experimentos presión-volumen-temperatura en las sustancias químicas actuales.

donde f_t reemplaza a la presión total p_t

$$y_1 = \frac{f_{p1}x_1}{f_t} \tag{13.7}$$

o

$$y_1 = K_1x_1 \tag{13.8}$$

donde $K_1 = f_{p1}/f_t$

$$\Sigma y_1 = \Sigma(K_1x_1) \tag{13.9}$$

K se llama la constante de equilibrio.

Cuando una mezcla se encuentra en equilibrio en la fase vapor-líquido, el vapor posee un mayor porcentaje que el líquido del componente más volátil. Es posible, a partir de las Ecs. (13.4) a (13.9),

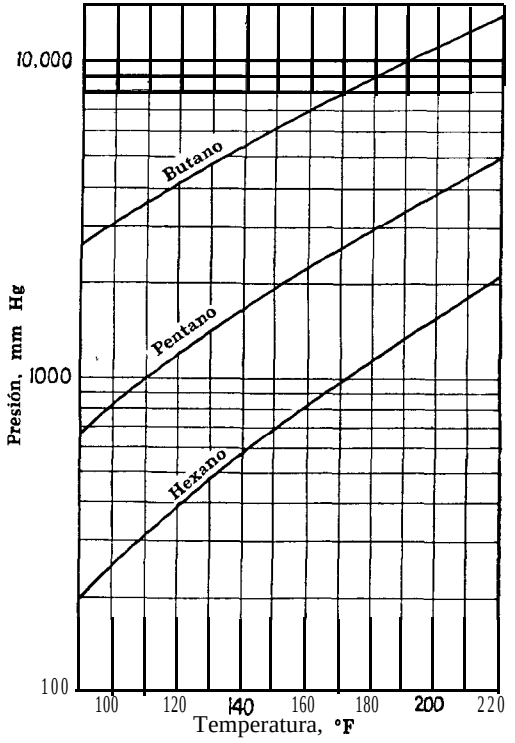


FIG. 13.3. Curvas de presión de vapor

a cualquier presión total dada, calcular la fracción mol y_1 del componente en la fase vapor que coexista con la fracción mol x_1 del mismo componente en la fase líquida. Las presiones de vapor de los componentes puros, deben conocerse a la temperatura a la cual se

supone que existe el equilibrio vapor-líquido. Dados butano, pentano y hexano, como se ve en la Fig. 13.3, el butano posee la mayor presión de vapor a cualquier temperatura dada. Las varias mezclas de los tres compuestos son formuladas con iguales proporciones de pentano a hexano y aquella con mayor proporción de butano empezaría a hervir casi a la temperatura de ebullición del butano puro. Otras mezclas que tengan preponderancia de hexano ebullen cerca del punto de ebullición del hexano. Cualquier mezcla de los tres componentes, empieza a hervir a una temperatura inicial mayor que el punto de ebullición del butano puro y menor que el punto de ebullición del hexano puro, puesto que la ebullición empieza solamente cuando la suma de las presiones parciales, $p_1 + p_2 + p_3$, es infinitesimalmente mayor que la presión total del sistema.

Se presume que la ebullición empieza cuando la primera burbuja es forzada fuera de la solución. Esta temperatura *se* llama ***punto de burbuja*** de la mezcla, el término ***punto de ebullición*** ha sido reservado para el compuesto puro. Si la mezcla se hierve a ***presión constante*** con expansión total del volumen de vapor formado, la fase líquida no desaparece sino hasta que la última gota se vaporiza. Para mezclas que se refieren a lo anterior, la última gota consiste principalmente de hexano y desaparece a mayor temperatura que a la que la burbuja inicial de la mezcla se formó. Después de la vaporización completa, la composición del vapor total es la misma que la composición del líquido antes de que empezara la vaporización. De la misma manera, si el equilibrio empezara con toda la mezcla en su fase vapor, la fase líquida empezaría con la formación de la primera gota de condensado cuya composición es idéntica a la última gota vaporizada. La temperatura de formación de la primera gota por extracción de calor de la fase vapor se llama también ***punto de*** rocío. La diferencia entre el punto de burbuja y el punto de rocío ***es el rango de ebullición***, que existe para cualquier mezcla miscible según se predice por la regla de la fase.

EJEMPLO 13.1. **Cálculo del punto de burbuja, punto de rocio, y composición de vapor de una mezcla.** La siguiente mezcla debe calentarse y vaporizarse a presión atmosférica. ¿Cuál es la temperatura a la que se iniciará la ebullición (punto de burbuja), y cuál es la composición del primer vapor que se forma?

Compuesto	Lb/h	Peso mol	mol/h	*mf*
Butano C_4H_{10}. .	1 625	58.12	28.0	0.077
Pentano C_5H_{12}. .	16 200	72.15	224.0	0.613
Hexano C_6H_{14}.	9 750	86.17	113.0	0.310
	27 575		365.0	1.000

Solución:

(a) Punto de burbuja: A presión atmosférica, $P_t = 14.7$ **lb/plg²** = 760 **mm Hg**

p_t = 760 mm		Supóngase T = 100°F		Supóngase T = 96°F		Supóngase T = 97°F	
	x_1, mf	$p_{p1,100°F}$	$p_1 = p_{p1}x_1$	$p_{p1,96°F}$	$p_1 = p_{p1}x_1$	$p_{p1,97°F}$	$p_1 = p_{p1}x_1$
C_4*	0.077	3,170	244	2,990	230	3,040	234
C_5	0.613	790	484	725	444	740	454
C_6	0.310	250	77.5	229	71	234	72.4
	1.000	$p_t = \Sigma p_1 = 805.5$ Muy alto			745 Muy bajo		760.4 Comprobado

* **El uso de la letra C con un suscrito es la abreviación usual para las moléculas orgánicas de cadena lineal donde el suscrito indica el número de átomos de carbono. Si no se trata de una cadena lineal como el isobutano, el suscrito designa el número de átomos de carbono. pero a la C se le precede por una i-. Así, el butano es C_4, isobutano i-C_4, pentano C_5, isopentano i-C_5, etc.**

La composición de la primera burbuja se encuentra mediante la **Ec. (13.5)**, $y_1 \frac{p_{p1}x_1}{p_t}$

	$\frac{p_{p1}x_1}{p_t} = y_1$
C_4	234/760.4 = 0.308
C_5	454/760.4 = 0.597
C_6	72.4/760.4 = 0.095
	1.000

(b) Similarmente, ¿a qué temperatura empezará a hervir la mezcla si el sistema está bajo presión a 35 **lb/plg²a** y, cuál será la composición? p_t = 35 **lb/plg²a** = 1810 mm.

	x_1, mf	Supóngase T = 150°F		Supóngase T = 149°F		$\frac{p_{p1}x_1}{p_t} = y_1$
		$p_{p1,150°F}$	$p_1 = p_{p1}x_1$	$p_{p1,149°F}$	$p_1 = p_{p1}x_1$	
C_4	0.077	6100	469	6050	467	467/1810 = 0.258
C_5	0.613	1880	1153	1850	1135	1135/1810 = 0.627
C_6	0.310	680	211	670	208	308/1810 = 0.115
	1.000	$P_t = \Sigma p_1 = 1833$ Muy alto			1810 Comprobado	1.000

(c) Las partes (a) y (b) pueden ser resueltas mediante las Ecs. (13.6) a (13.9) de los valores tabulados de f_p/f_t, los cuales se computaron de datos **ex-**

perimentales y que se consignan en la Fig. 7 del Apéndice, En la Fig. 7 se grafican valores de la constante de equilibrio K de un cierto número de hidrocarburos contra temperatura y presión. Es, en efecto, la curva de presión de vapor para los 18 componentes indicados. Así, si se escoge un punto focal $K = 1$ para cualquier compuesto, la línea que conecta la presión y la temperatura a través de $K = 1$ da la temperatura de ebullición del compuesto puro correspondiente a cualquier presión. Puesto que $K = 1$, de la Ec. (13.8), $f_p/f_t = 1$, y la presión de un compuesto puro f_p o p_p debe ser idéntica con la presión total f_t o p_t cuando no hay ningún otro fluido presente. A 760 mm o 14.7 lb/plg²a el punto de burbuja computado de los datos de fugacidad de la Fig. 7, serán mayores que en (a) debido a la reducción mutua de presiones parciales que resultan de la no idealidad.

Punto de Burbuja

	x_1, mf	Supóngase T = 95°F		Supóngase T = 100°F		Supóngase T = 102°F	
		$K_{95°F}$	$y_1 = K_1x_1$	$K_{100°F}$	$y_1 = K_1x_1$	$K_{102°F}$	$y_1 = K_1x_1$
C_4	0.077	3.13	0.241	3.35	0.258	3.45	0.266
C_5	0.613	0.92	0.564	1.00	0.613	1.02	0.625
C_6	0.310	0.30	0.093	0.335	0.104	0.35	**0.109**
	1.000	Σy_1 = **0.898** Muy bajo			**0.975** Muy bajo		1.000 Comprobado

(d) El uso de valores de K da y_1 directamente y permite el uso de la fracción mol total de $\Sigma y_1 = 1.00$ como criterio para el equilibrio. Similarmente para 35 lb/plg²a

	x_1	Supóngase T = 150°F		Supóngase T = 153°F	
		$K_{150°F}$	$y_1 = K_1x_1$	$K_{153°F}$	$y_1 = K_1x_1$
Ca	0.077	2.80	0.216	2.90	0.223
C_5	0.613	1.01	0.619	1.06	0.650
C_6	0.310	0.40	0.124	0.415	0.1285
	1.000	Σy_1 = 0.959 Muy bajo			**1.0015** Comprobado

(e) La temperatura a la cual la fase líquida desaparece si la ebullición tiene lugar en un recipiente cerrado, es la temperatura a la que únicamente resta la última gota. Pero este es el mismo caso que cuando se forma la primera gota en el punto de rocío. Las composiciones iniciales son entonces la fracción mol del vapor o y's, y para el líquido formado $x_1 = y_1/K_1$.

Punto de Rocío: A $p_t = 14.7$ lb/plg²a, 760 mm.

	y_1	Supóngase $T = 130°F$		Supóngase T= 120°F		Supóngase T = 123°F	
		$K_{130\%}$	$x_1 = \frac{y_1}{K_1}$	$K_{120°F}$	$x_1 = \frac{y_1}{K_1}$	$K_{123°F}$	$x_1 = \frac{y_1}{K_1}$
C_4	0.077	5.0	0.015	4.4	0.0175	4.60	0.0167
C_5	0.613	1.65	0.371	1.40	0.437	1.49	0.412
C_6	0.310	0.62	0.500	0.51	0.608	0.545	0.568
	1.000		Σx = 0.886		1.062		0.9967 Comprobado

El punto de rocío es 123°F.

A $p_t = 35$ lb/plg²a

	y_1	Supóngase T= 174°F	
		$K_{174°F}$	$x_1 = \frac{y_1}{K_1}$
C_4	0.077	3.70	0.0208
Ca	0.613	1.38	0.444
C_6	0.310	0.58	0.533
	1.000	Σx = 0.998	

El punto de rocío es 174°F.

Presión de operación de un condensador. En el Ejemplo 13.1 pueden encontrarse los requerimientos cuantitativos para establecer la presión de operación de una columna de destilación y un condensador. Si el condensador se opera a presión atmosférica el rango de condensación es de 123 a 102°F. La aplicación de condensadores 1-2 para estas temperaturas no es muy satisfactoria cuando el agua de enfriamiento de que se dispone está a 85°F, puesto que el rango de temperatura del agua debe ser reducido para prevenir grandes cruces de temperatura sobre los 102°F de la salida del condensador. Sería necesario para una condensación a presión atmosférica operar el condensador con un At de cerca de 16.5°F con gran cantidad de agua. Si la presión de la columna de destilación se aumentara a 35 lb/plg²a, el rango de condensación sería de 174 a 153°F. El rango del agua de enfriamiento podría ser de 85 a 120°F. y el At sería de 57°F, requiriéndose aproximadamente un cuarto de la cantidad de agua necesaria a presión atmosférica. Debe puntualizarse, sin embargo, que el aumento de la presión en la columna de destilación aumenta el cos-

to inicial y también la temperatura del medio calefactor en el hervidor. La selección de las condiciones óptimas de proceso es una cuestión de análisis económico. El costo de operación anual para varias presiones, que incluyen utilidades y cargos fijos, se grafica en contra de la presión de operación, siendo el óptimo cuando el costo total anual es un mínimo.

Volatilidades relativas. Otro método de obtener la composición durante el equilibrio de fase es por las ***volatilidades relativas. Este*** método utiliza el principio de que en una mezcla de varios componentes, algunos son más y otros menos volátiles (tienen mayores 0 menores K), que un compuesto intermedio. Aun cuando K puede cambiar grandemente en un pequeño rango de temperatura, las razones de las constantes de equilibrio relativas unas a otras permanecen casi constantes. Mediante esta premisa es posible eliminar los cálculos sucesivos de prueba y error, siempre que el primer tanteo sea razonablemente acertado. Para un sistema de tres componentes

$$y_1 = K_1x_1 \qquad y_2 = K_2x_2 \qquad y_3 = K_3x_3$$
$$\frac{y_1}{y_2} = \frac{K_1x_1}{K_2x_2} \qquad \frac{y_3}{y_2} = \frac{K_3x_3}{K_2x_2} \tag{13.10}$$

$K_1K_2 = \alpha_{1\text{-}?}$ es la volatilidad relativa del compuesto 1 al compuesto 2, y $K_3/K_2 = \alpha_{3-2}$ es la volatilidad relativa del compuesto 3 al compuesto 2.

Para vaporización:

$$y_1 + y_2 + y_3 = 1.00 \tag{13.11}$$

Relativo a y_2

Sustituyendo,

$$\frac{y_1}{y_2} + 1 + \frac{y_3}{y_2} = \frac{1.00}{y_2} \tag{13.12}$$

Reacomodando

$$\alpha_{1\text{-}2}\frac{x_1}{x_2} + 1 + \alpha_{3\text{-}2}\frac{x_3}{x_2} = \frac{1.00}{y_2}$$

$$y_2 = \frac{x_2}{\alpha_{1\text{-}2}x_1 + x_2 + \alpha_{3\text{-}2}x_3} = \frac{x_2}{\Sigma\alpha x} \tag{13.13}$$

puesto que

$$\frac{x_2}{y_2} = \alpha_{1\text{-}2}\frac{x_1}{y_1}$$

$$y_1 = \frac{\alpha_{1\text{-}2}x_1}{\Sigma\alpha x} \qquad y_2 = y_2 \qquad y_3 = \frac{\alpha_{3\text{-}2}x_3}{\Sigma\alpha x} \tag{13.14}$$

Para condensación:

$$x_1 + x_2 + x_3 = 1.00 \tag{13.15}$$

$$\frac{x_1}{x_2} + 1 + \frac{x_3}{x_2} = \frac{1}{x_2}$$

$$\frac{y_1}{y_2\,\alpha_{1\text{-}2}} + 1 + \frac{y_3}{y_2\,\alpha_{3\text{-}2}} = \frac{1}{x_2}$$

$$\frac{y_1}{y_2\,\alpha_{1\text{-}2}} + 1 + \frac{y_3}{y_2\,\alpha_{3\text{-}2}} = \frac{1}{x_2}$$

$$x_2 = \frac{y_2}{y_1/\alpha_{1\text{-}2} + y_2 + y_3/\alpha_{3\text{-}2}}$$

$$x_1 = \frac{y_1/\alpha_{1\text{-}2}}{\Sigma y/\alpha} \qquad x_2 = \frac{y_2}{\Sigma y/\alpha} \qquad x_3 = \frac{y_3/\alpha_{3\text{-}2}}{\Sigma y/\alpha} \tag{13.16}$$

EJEMPLO 13.2. Cálculo del punto de burbuja y composición de vapor mediante las volatilidades relativas. Como antes, haga la suposición de que el punto de burbuja es **95°F, el** cual está considerablemente fuera.

Punto de Burbuja: $p_t = 14.7$ **lb/plg²a.** Supóngase $T = 95°F$.

	x_1	$K_{95°F}$	$\alpha_{95°F}$	$\alpha_1 x_1$	$y_1 = \frac{\alpha_1 x_1}{\Sigma \alpha x}$
C_4	0.077	3.13	3.40	0.262	0.269
C_5	0.613	0.92	1.0	0.613	0.628
C_6	0.310	0.30	0.326	0.101	0.1035
	1.000			$\Sigma \alpha x = 0.976$	1.000

$$K^2 = \frac{y_2}{x_2} = \frac{(\alpha_2 x_2/\Sigma \alpha x)}{x_2} = \frac{0.628}{0.613} = 1.025$$

Vea la temperatura de C_5 en la Fig. 7 correspondiente a K_2 de 1.025 y $p_t = 14.7$ **lb/plg²a.**

$K_2 = 1.025$ $T = 102°F$ (Checa con el Ej. 13.1 en la primera prueba)

Punto de rocío: $p_t = 14.7$ **lb/plg²a.** Supóngase $T = 130°F$

	y_1	$K_{130°F}$	$\alpha_{130°F}$	$\frac{y_1}{\alpha_1}$	$x_1 = \frac{y_1/\alpha_1}{\Sigma y/\alpha}$
C_4	0.077	5.0	3.03	0.0254	0.0175
C_5	0.613	1.65	1.00	0.613	0.419
C_6	0.310	0.62	0.376	0.824	0.5635
	1.000			$\Sigma y/\alpha = 1.462$	1.0000

$$K_2 = \frac{y_2}{x_2} = y_2 / \frac{y/\alpha}{\Sigma y/\alpha} = \frac{0.613}{0.419} = 1.46$$

Vea la temperatura de C_5 correspondiente a $K_2 = 1.46$ y $p_t = 14.7$ **lb/plg²a.**

$$K_2 = 1.46 \qquad T = 122°F$$

El valor computado de los valores de K fue de **123°F,** que muestra una pequeña variación en las correlaciones actuales de las volatilidades.

Cálculo de composiciones entre el punto de rocío y el de burbuja. Usualmente el calculo de los puntos de rocío y de burbuja a partir de fracciones mol, es un paso innecesario y es deseable efectuar cálculos de multicomponentes directamente sobre el número de moles.

Puesto que

$$y_1 = K_1 x_1$$

es lo mismo que

$$\frac{V_1}{V} = K_1 \frac{L_1}{L}$$

donde V_1 es el número de moles de un componente en el vapor, y L_1 el número de moles de ese componente en el líquido. V y L son el número total de moles de vapor y líquido, respectivamente.

En el punto de rocío,

$$V_1 = K_1 L_1 \tag{13.17}$$

En el punto de burbuja,

$$L_1 = \frac{V_1}{K_1} \tag{13.18}$$

En un recipiente cerrado en el equilibrio a *cualquier temperatura* entre el punto de rocío y el de burbuja y si Y es el número original de moles de vapor que consiste de Y_1, Y_2 y Y_3, etc., para cada compuesto, la cantidad de condensado es dada por

$$Y = V + L \qquad Y_1 = V_1 + L_1$$

donde V es el número total de moles de vapor que restan y L es el numero total de moles de líquido formado. Entonces

$$V_1 = Y_1 - L_1$$

Y

$$V_1 = K_1 L_1 \frac{V}{L}$$

$$L_1 = \frac{Y_1}{1 + K_1(V/L)} \tag{13.19}$$

Para determinar las moles condensadas a cualquier temperatura dada entre el punto de rocío y el de burbuja, supóngase una razón V/L y calcúlense por la Ec. (13.19) el número de moles de líquido formado para el valor supuesto de V/L. Si la razón de la masa de vapor que resta a las moles de líquido formado no checa el valor supuesto de V/L, debe hacerse una nueva suposición.

Condensación diferencial. El equilibrio en un condensador origina una *condensación diferencial.* Considere un condensador como se muestra en la Fig. 13.4 dividido en cierto número de intervalos

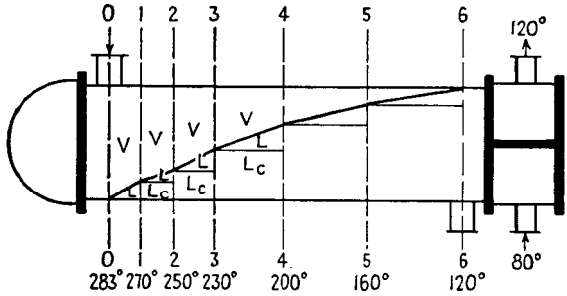


FIG. 13.4. Condensación diferencial en un condensador

de condensación tales como O-O a l-l, l-l a 2-2, etc. A O-O hay posiblemente sólo una gota de condensado, pero en la zona de O-O a l-l se forma una cantidad considerable de condensado. En l-l hay ahora una capa de condensado, y las moles totales del vapor más el condensado es lo mismo que a O-O, pero las moles de vapor son menores y la composición difiere de la alimentación original. El equilibrio a 1-1 difiere del punto de rocío ya que hay ahora una cantidad definida de moles de líquido presente en lugar de una sola gota. En el intervalo de l-l a 2-2 donde se establece otro equilibrio, el vapor está en equilibrio no solamente con el líquido que ha sido formado por condensación durante el intervalo, sino que también con un líquido cuya composición es la de todo el líquido precondensado en los intervalos anteriores. Se puede demostrar la similaridad entre esta conducta y la de aquella de los procesos a presión constante por lotes. Si L_c son las moles totales de líquido condensado en la zona O-O a l-l antes de la zona de l-l a 2-2, L_{c1} las moles del componente 1 condensadas de O-O a l-l, y L' y L', las moles totales y moles del componente 1 formados en la zona de l-l a 2-2 en la Fig. 13.4, entonces, a 2-2

$$\frac{V_1}{V} = K_1 \frac{L'_1 + L_{c_1}}{L' + L_c}$$

$$V_1 = Y_1 - L'_1$$

$$\frac{Y_1 - L'_1}{V} = K_1 \frac{L'_1 + L_{c_1}}{L' + L_c}$$

$$L'_1 = Y_1 - K_1 \frac{V(L'_1 + L_{c_1})}{L' + L_c}$$

$$L'_1 = \frac{Y - K_1(V/L' + L_c)L_{c_1}}{1 + K_1(V/L' + L_c)} \qquad (13.20)$$

Sin embargo, en cualquier punto, $L' + L_c$ = L, L', $+ L_{c1}$ = L,, y la Ec. (13.20) se reduce a la Ec. (13.19). Las condiciones en la Fig. 13.4 están obviamente idealizadas y no se toma en consideración la conducta hidrodinámica del condensado.

Cálculo de la curva de condensación para una mezcla de multicomponentes. El cálculo de una diferencia balanceada de temperatura depende de la forma de la curva de condensación, que es una gráfica del contenido de calor del vapor contra temperatura de vapor para el rango de condensación. La diferencia balanceada de temperatura se obtiene tomando incrementos del rango de condensación computando las diferencias promedio de temperaturas entre el vapor y el agua. Desde un punto de vista práctico sólo se hace necesario escoger un número razonable de temperaturas, ya que la solución de la Ec. (13.19) se logra por prueba y error. La mejor selección de los intervalos deberá dar iguales incrementos de $dQ/\Delta t$ o UA, pero es bastante difícil lograr esto por inspección. A menudo es útil observar si el vapor que debe condensarse tiene "cabezas o colas". Las "colas" indican que para un alto punto de rocío las porciones principales de vapor no condensan hasta que se alcancen temperaturas considerablemente menores. Así, en el Ej. 13.1, si un pequeño número de moles de C_9 o C_{10} se añadieron a la mezcla, el punto de rocío sería considerablemente mayor que antes, aun cuando la carga mayor de calor removida por condensación empezaría solamente a la temperatura a la que previamente estaba el punto de rocío, o sea cerca de 130°F a 14.7 lb/plg²a. Con pequeñas cantidades de C_9 y C,,, la temperatura del vapor descendería rápidamente al eliminarse una pequeña cantidad de calor. Similarmente, en el caso de las "cabezas", la presencia de pequeñas cantidades de propano C_3 reduce el punto de burbuja, aun cuando el calor removido entre los puntos de burbuja anteriores y actuales, no representaría necesariamente un porcentaje significativo de la carga total de calor removida en el condensador.

Diferencia balanceada de temperatura. En el desobrecalentador-condensador y en el condensador-subenfriador se supuso que las diferencias de temperatura a contracorriente podían aplicarse a todo lo largo de la coraza para obtener la At balanceada. En el caso de una mezcla de multicomponentes y debido a que se requiere una integración para obtener la At balanceada, similarmente ès muy conveniente suponer que el medio enfriante está en contracorrientes con el vapor de multicomponentes aun si se emplea un condensador 1-2. El porcentaje de aumento en la temperatura del medio enfriante en cualquier sección transversal de la coraza, se toma entonces como proporcional al porcentaje de la carga térmica removida de cualquier sección transversal hasta la salida. La At balanceada es entonces la diferencia de temperatura promediada entre la curva de condensación (contenido de calor del vapor vs. T_v) y la línea recta que re-

presenta el medio enfriante. Cuando se emplea un condensador 1-2, si el valor de F_T basado en las temperaturas de entrada y salida, no es casi igual a 1.0, la suposición anterior puede no ser admisible. Si q es la carga de calor para un intervalo en la curva de condensación, entonces la At promediada se obtiene de la carga total de calor Q dividida por la suma de los valores de $q/\Delta t_{prom}$ donde Δt_{prom} es la diferencia de temperatura promedio para el intervalo.

Coeficientes de transferencia térmica para mezclas de multicomponentes. Cuando se condensa una mezcla- de multicomponentes, el rango de condensación entre el punto de rocío y el punto de burbuja puede ser mayor de 100". El líquido que se forma cerca de la entrada difiere grandemente en su composición de aquel que se forma a la salida, y debe enfriarse hasta el punto de burbuja al final de la coraza, antes de que se drene del condensador. El coeficiente de película en el condensador difiere algo de las suposiciones de Nusselt, en que el primer líquido en condensarse es el que hierve a más alta temperatura, los compuestos de alto punto de ebullición en cualquier serie química homóloga, son más viscosos que los de punto de ebullición menor. Para tubos horizontales o verticales significa que el número de Reynolds para la porción de entrada de los tubos, puede muy bien ser menor que los que se calculen usando las propiedades medias de la mezcla total de la película de condensado. No obstante, para evitar lo tedioso de una integración para determinar los cambios en $\bar{h}$ debido al cambio de las propiedades del líquido para cambios diferenciales en el área dA, es posible usar un método que promedie los coeficientes de entrada y salida. Esto puede hacerse usando las propiedades promedio de la mezcla, o, si hay una gran diferencia en las características del condensado a la entrada y a la salida, calcúlese h en ambos extremos y tómese el promedio. Las composiciones del condensado final no son idénticas en tubos horizontales y verticales que condensan la misma mezcla, puesto que el condensado es acumulativo en los tubos verticales. Sin embargo, parece que esta consideración no debe tomarse en cuenta en vista de otras suposiciones que también se aplican, excepto para condensados viscosos.

En los condensadores verticales u horizontales es útil considerar, como en el desarrollo de la Ec. (13.20), que existe un equilibrio de fases en una sección transversal entre el vapor residual y el líquido que se forma en ese punto. Al condensar mezclas de multicomponentes entre su punto de rocío y punto de burbuja, el vapor se enfría y el condensado formado en la entrada sale a la temperatura de la salida, que puede estar por debajo 100° o más. El vapor y el condensado deben enfriarse sensiblemente a medida que atravie-

san la coraza, aun cuando esto no es lo mismo que el desobrecalentamiento o subenfriamiento, puesto que ocurre concurrentemente con la condensación en lugar de en zonas diferentes. La superficie limpia requerida para la condensación se calcula frecuentemente a partir de la carga *total* de calor, la At balanceada, y el valor de U_{limpio}, usando $\bar{h}$ obtenida por cualquiera de los dos métodos descritos antes, El principal problema de transferencia de calor sensible, parece ser el enfriamiento del condensado más bien que el vapor, puesto que, el coeficiente de vapor en presencia de la condensación es bastante alto como se discutió en el Cap. 12 para el vapor. Un método de tratar la transferencia de calor sensible, es considerar una superficie adicional equivalente al porcentaje en el que la carga de calor sensible es al calor total. La superficie de transferencia de calor sensible es entonces un porcentaje *adicional* de la superficie de condensación. Esto es equivalente a usar un coeficiente de transferencia de calor sensible de cerca de la mitad del coeficiente de condensación. Otro método es computar la superficie de enfriamiento del condensado usando el coeficiente de convección libre de cerca de 50, pero aplicado únicamente a la carga de calor sensible del líquido de composición promedio por enfriar. En la práctica ambos métodos dan casi el mismo resultado. La efectividad de la superficie requerida para la transferencia de calor sensible, y particularmente para el enfriamiento del condensado, se asegura sumergiendo toda la superficie adicional mediante el uso de un sello cespol o un deflector de represa como los discutidos anteriormente. El coeficiente total limpio es entonces el coeficiente balanceado basado en la superficie total limpia. Si el vapor entra arriba del punto de rocío, o si el condensado sale debajo del punto de burbuja, las zonas de desobrecalentamiento y subenfriamiento se balancean entonces con la zona de condensación, como se explicó en el Cap. 12.

EJEMPLO 13.3. **Cálculos para un condensador de multicomponentes. El** vapor de salida de una torre de destilación que opera a 50 **lb/plg²a** contiene únicamente hidrocarburos saturados **tales** como propano, butano y hexano, que tienen **el** siguiente análisis:

	Lb/h	Mol/h
Ca	7,505	170.5
C_4*	16,505	284.0
C_6	4,890	56.8
C_7	34,150	341.1
C_8	32,406	284.0
	95,450	1136.4

* Las trazas de C_5 se han combinado en partes iguales con C_4 y C_6 para simplificar el cálculo.

Deben condensarse en un condensador horizontal 1-2 usando agua de enfriamiento de 80 a 120°F. Las caídas de presión serán de 2.0 lb/plg² para el vapor y 10.0 lb/plg² para el agua. Deberá considerarse un factor de obstrucción de 0.004 como mínimo. Se dispone para el servicio de un condensador 1-2 de 33 plg DI, que nene 774 tubos de ¾ plg DE, 16 BWG y 16'0" de largo, arreglados en paso triangular de 1 plg. El haz de tubos se arregla para cuatro pasos, y los deflectores se espacian, excepto para la entrada y salida, a 30 plg.

(a) Determine el rango de condensación
(b) Calcule la curva de condensación
(c) Calcule el At balanceado
(d) Diga si es o no apropiado el condensador

Solución. (a) Rango de condensación: Este es la temperatura entre el punto de rocío Ec. (13.17) y el punto de burbuja Ec. (13.18).

Punto de rocío: Supóngase $T = 283°F$
Punto de burbuja: Supóngase $T = 120°F$

	V_1	$K_{1\ a\ 283°F}$	$\frac{V_1}{K_1}$	L_1	$K_{1\ a\ 120°F}$	K_1L_1
C_3	170.5	13.75	12.40	170.5	4.1	700
C_4	284.0	6.18	46.0	284.0	1.39	395
C_6	56.8	1.60	35.5	56.8	0.17	9.66
C_7	341.1	0.825	414.	341.1	0.06	20.44
C_8	284.0	0.452	628.	284.0	0.023	6.54
	1136.4		1147.0 comprobado	1136.4		1132.6 comprobado

Supóngase intervalos a 270, 250. 230, 200, 160°, y el punto de rocío, y resuelva para V/L mediante la Ec. (13.19) para obtener la condensación en cada intervalo y de esto la carga de calor para el intervalo.

Rango: 283 a 270°F
Prueba: Supóngase V/L = 4.00.

	Y_1	$K_{270°}$	$\frac{K_1V}{L}$	$1 + \frac{K_1V}{L}$	$L_1 = \frac{Y_1}{1 + K_1(V/L)}$
C_3	170.5	12.75	51.0	52.0	3.28
C_4	284.0	5.61	22.4	23.4	12.13
C_6	56.8	1.40	5.60	6.60	8.60
C_7	341.1	0.705	2.82	3.82	89.3
C_8	284.0	0.375	1.50	2.50	113.7
	1136.4			$L = \Sigma L_1 =$	227.0

$V = 1136.4 - 227.0 = 909.4$
V/L calculado = 4.00
V/L supuesto = 4.00 comprobado

Si los valores supuestos y calculados de V/L no coinciden, se debe suponer un nuevo valor. Un **check** en este tipo de cálculos generales infiere una variación de 0.01 o menos a medida que V/L decrece. Para el siguiente rango, 270 a **250°F**, proceda como antes y obtenga las moles actuales de condensación para el intervalo, restando el líquido en equilibrio a 270°F del que está en equilibrio a 250°F. Entonces L_{c1} son las moles de los componentes individuales formados antes del intervalo y L', son las moles de los compuestos individuales formados en el intervalo. L'_1 se obtiene restando L_{c1} de L_n la que a su vez se obtiene de la suposición **checada** de V/L donde $\Sigma L_1 = L$. Un sumario de los cálculos punto a punto se da en la Tabla 13.2.

(b) Curva de condensación: Este paso requiere el cálculo de la carga de calor entre los intervalos. Excepto a la entrada y salida del condensador, hay un cambio en las cantidades tanto del vapor como del líquido en el intervalo. Los cambios de calor se determinan de los cambios en las entalpías como se da en la Fig. 10. Un intervalo representativo se calcula siguiendo la Tabla 13.2.

La MLDT seria **87.7°F**, y el error resultante de su uso hubiera sido **(13/** 100.7) $\times$ 100 $=$ 12.9% en el lado seguro. En cualquier sistema que no tenga muchas "colas o cabezas" será satisfactorio el uso de la MLDT, aun cuando no se puede asegurar que el error esté siempre del lado seguro.

La curva de condensación para el flujo en contracorriente verdadera se muestra como una línea recta en la Fig. 13.5. La curva de condensación real se indica como una línea curva, y el área encerrada por ambas representa el aumento real en temperatura potencial de que se dispone.

TABLA 13.2. COMPOSICIONES DE PUNTO A PUNTO

$L_1 = L_{c1} + L'_1 \qquad L = (L_1)$

T_{vapor} (DP) 283°	270°		250°			230°			200°		
	Y_1	L_1	Y_1	L_{c1}	$L_{1'}$	Y_1	L_{c1}	$L_{1'}$	Y_1	L_{c1}	L_1'
C_3	170.5	3.28	167.2	3.28	5.85	161.4	9.13	8.02	153.3	17.15	16.40
C_4	284.0	12.13	271.9	12.13	20.81	251.1	32.94	26.04	225.0	58.98	46.6
C_6	56.8	8.60	48.2	8.60	12.00	36.2	20.60	11.0:	**25.2**	**31.62**	**11.88**
C_7	341.1	89.3	251.8	89.3	94.5	157.3	183.8	63.6	93.7	247.4	51.6
C_8	284.0	113.7	170.3	113.7	82.4	87.9	196.1	41.7	46.2	237.8	28.2
	1136.4	227.0	909.4	227.0	215.6	693.9	442.5	150.3	543.4	593.0	154.7
V/L =		**4.00**			**1.567**			**0.916**			**0.520**

	200°			160°			120°(BP)
	Y_1	L_{c1}	L_1'	Y_1	L_{c1}	L_1'	
C_3	**136.9**	**33.55**	**40.2**	**96.7**	**73.8**	**170.5**	
C_4	**178.4**	**105.6**	**83.7**	**94.7**	**189.3**	**234.0**	
Cr	**13.3**	**43.5**	**9.30**	**4.0**	**52.8**	**56.8**	
C_7	**42.12**	**99.0**	**31.8**	**10.3**	**330.8**	**341.1**	
C_8	**18.02**	**66.0**	**14**	**3.7**	**280.3**	**284.0**	
	388.7	747.7	**179.3**	209.4	927.0	1136.4	
V/L =		**0.520**			**0.226**		

CARGA TERMICA PARA EL INTERVALO 270 A 250"

	Mol. Peso	$H_{v,270°}$	Y_1	H_v	$H_{l,270°}$	L_{c1}	H_1
C_3	44	324	167.2	2 384 000	210	3.28	30 300
C_4	58	334	271.9	5 260 000	212	12.13	149 200
C_6	86	352	48.2	**1 460 000**	226	8.60	167 000
C_7	100	359	251.8	**9** 030 000	236	89.3	2 105 000
C_8	114	368	170.3	7 150 000	239	113.7	3 100 000
				25 284 000			5 551,500
				5 551 500			

$H_{270°}$ = ***30 835 500*** Btu/h

	Mol. Peso	$_vH_{250°}$	Y_1	H_v	$H_{l,250°}$	L_{c1}	H_1
C_3	44	313	161.4	2 221 000	195	9.13	78 400
C_4	58	323	251.1	4 700 000	197.5	32.94	377 000
C_6	86	341	36.2	1 **060 000**	212.5	20.60	376 000
C_7	100	350	157.3	5 500 000	224	183.6	4 110 000
Ce	114	358	87.9	3 580 000	225	196.1	5 040 000
				17 061 000			9 981 400
				9 981 400			

$H_{250°}$ = ***27 042 400*** Btu/h

$Q_{270\text{-}250°}$ = 30,835 500 − 27 042 000 = 3 793 100 Btu/h

CARGA TERMICA PARA EL RANGO COMPLETO

$T_{vapor,°F}$	*H*	q = AH	Δt_W*	t_W, °F	Δt_{av}	$\frac{q}{\Delta t}$	$q_{cumulativa}$
283	34 312 000	3 476 500	6.55	120			*0*
270	30 835 500	3 793 100	7.15	113.4	159.8	21 780	3 476 500
250	27 042 000	2 839 400	5.35	106.3	150.1	25 210	7 269 600
230	24 203 000	3 359 000	6.34	100.9	136.4	20 800	10 109 000
200	20 844 000	3 931 100	7.42	94.6	117.2	28 620	13 468 000
160	16 912 900	3 803 900	7.17	87.2	88.2†	44 550	17 399 100
120	13 109 000			80.0	54.9†	69 450	21 203 000
		21 203 000	39.98		ΣUA = 210 410		

* Requerimientos de agua: t_W es la temperatura del agua.

$\frac{21203\ 000}{120 - 80}$ = 530 000 lb/h de agua de enfriamiento ≈ 1060 gpm

† MLDT

$$At \text{ Balanceada} = \frac{\Sigma q}{\Sigma UA} = \frac{21\ 203\ 000}{210\ 410} = 100.7°F$$

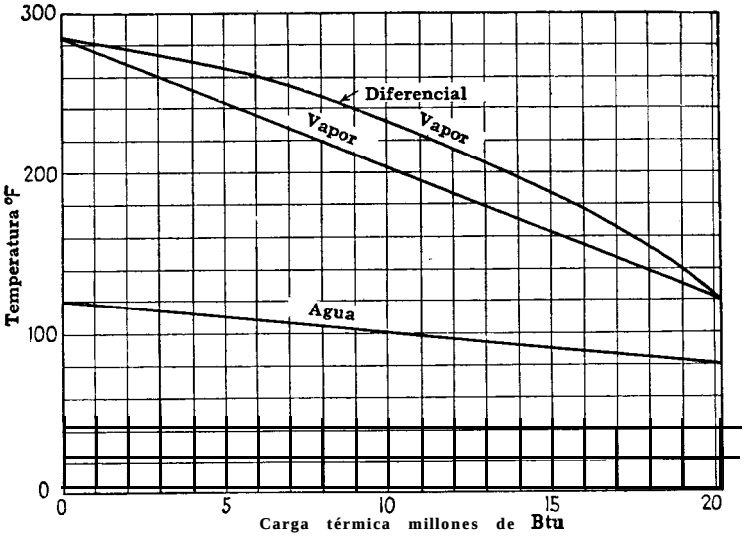


FIG. 13.5. Curvas de condensación línea recta y diferencial

El calculo del intercambiador para el Ej. 13.3 es el siguiente:

Intercambiador:

Coraza	*Tubos*
DI = 33 plg	Número y longitud = 774, 16'0"
Espaciado de los deflectores = 30 plg	DE, BWG, paso = ¾ plg, 16 BWG, 1 plg en triángulo
Pasos = 1	Pasos = 4

(1) Balance de calor:

Q coraza = 21 203 000 Btu/h

Q agua = 530000 × 1(120 − SO) = 21203000 Btu/h

$$\text{Peso molecular promedio} = \frac{95\ 450}{1136.4} = 84$$

Este corresponde con bastante aproximación al hexano (pesomolecular = 86.2) cuyas propiedades se usarán en el cálculo.

$$\text{Carga de calor sensible del condensado} = 95\ 450 \times \frac{0.6(283 - 120)}{2}$$

$$= 4\ 670\ 000\ \text{Btu/h}$$

$$\text{Sumergencia} = 4\ 670\ 000 \times \frac{100}{21203\ 000} = 22\%\ \text{(aprox.)}$$

(2) $\Delta t{:}\Delta t$ balanceada = 100.7°F

(3) T_c y t_c: El uso de las temperaturas promedio será satisfactorio.

Fluido caliente: coraza, vapor

(4') Tubos sin sumergir

$= 774 \times (1 - 0.22) = 604$

$G'' = W/LN_t^{2/3} = 95\,450/16 \times 604^{2/3}$

$= 83.7$ **[Ec.** (12.43)]

Fluido caliente: coraza, vapor

Supóngase $\bar{h} = 200$

$T_v = (283 + 120)/2 = 201.5°F$

$t_w = t_a + \dfrac{h_o}{h_{io} + h_o}(T_v - t_a)$ **[Ec.** (5.31)]

$= 100 + \dfrac{200}{1120 + 200}(201.5 - 100)$

$= 115°F$

$t_f = \frac{1}{2}(T_v + t_w) = \frac{1}{2}(201.5 + 115)$

$= 158°F$

$s_f = 0.60$ [Fig. 6]

$\mu_f = 0.21$ cp [Fig. 14]

$k_f = 0.077$ **Btu/(h)(pie²)(°F/pie)** [Tabla **4]**

$\bar{h} = 206$ [Fig. 12.91

Fluido frío: tubos, agua

(4) **Area** de flujo $a'_t = 0.302$ **plg²** [Tabla **10]**

$a_t = N_t a'_t/144n$ **[Ec. (7.48)]**

$= 774 \times 0.302/144 \times 4 = 0.406$ **(pie²)**

Fluido frío: tubos, agua

(5) $Gt = w/a_t$

$= 530\,000/0.406$

$= 1300\,000$ **lb/(h)(pie²)**

$V = G_t/3600\rho = 1{,}300\,000/3600 \times 62.5$

$= 5.79$ **p.p.s.**

(6) $h_i = 1355$ [Fig. **25]**

$h_{io} = h_i \times ID/OD$

$= 1355 \times 0.62/0.75$

$= 1120$ **Btu/(h)(pie²)(°F)** **[Ec. (6.5)]**

Coeficiente total de condensación limpio U_C:

$$U_c = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{1120 \times 206}{1120 + 206} = 174 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)} \quad (6.38)$$

Superficie limpia requerida para la condensación:

$$A_c = \frac{q_c}{U_c \Delta t} = \frac{21\,203\,000}{174 \times 100.7} = 1210 \text{ pies²}$$

Superficie limpia requerida para subenfriamiento:

$$A_s = 1210 \times 0.22 = 267 \text{ pies²}$$

Superficie total requerida:

$$A_C = 1210 + 267 = 1477 \text{ pie²}$$

Coeficiente total limpio balanceado U_C:

$$U_C = \frac{Q}{A\,\Delta t} = \frac{21\,203\,000}{1477 \times 100.7} = 143$$

Coeficiente total de diseño U_D:

$a'' = 0.1963$ **pie²/pie lin.** (Tabla 10)

Superficie total $= 774 \times 16'0'' \times 0.1963 = 2430$ **pie²**

$$U_D = \frac{Q}{A\,\Delta t} = \frac{21\,203\,000}{2430 \times 100.7} = 86.7 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)}$$

Factor de obstrucción R_d:

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{143 - 86.7}{113 \times 86.7} = 0.00155 \text{ (h)(pie²)(°F)/Btu} \quad (6.13)$$

Caída de Presión

(1') a_s = ID X $C'B/144P_T$ [Ec. (7.1)]
≅ 33 X 0.25 X 30/144 X 1.0
= 1.72 pie*

La sumergencia puede despreciarse a menos que la caída de presión calculada esté cercana.

$G_s = W/a_s$ [Ec. (7.2)]
= 95 450/1.72 = 55 500 lb/(h)(pie²)

A t T_1 = 283°F,

μ = 0.009 X 2.42 = 0.0218 lb/(pie)(h)
D_e = 0.73/12 = 0.0608 pie [Fig. 15]
$Re_s = D_eG_s/\mu$
= 0.0608 X 55 500/0.0218 = 155 000
f = 0.00125 pie²/plg² [Fig. 29]
(2') No. de cruces $(N + 1) = 12L/B$ [Ec. (7.43)]
= 12 X 16/30 = 7

$$\rho = \frac{84}{359 \times 743/492 \times 14.7/50}$$

= 0.527 lb/pie³
s = 0.527/62.5 = 0.00844
D_s = 33/12 = 2.75 Pies

(3') $$\Delta P_s = \frac{1}{2}\frac{fG_s^2D_s(N+1)}{5.22 \times 10^{10}D_e s}$$ [Ec. (12.47)]

$$= \frac{1}{2}\frac{0.00125 \times 55\,500^2 \times 2.75 \times 7}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0608 \times 0.00844}$$

= 1.4 lb/plg²

(1) *At* 100°F,
μ = 0.72 x 2.42 = 1.74 lb/(pie)(h) [Fig. 14]
D = 0.62/12 = 0.0517 pies
$Re_t = DG_t/\mu$
= 0.0517 X 1300 000/1.74 = 38 600
f = 0.00019 pies²/plg² [Fig. 26]

(2) $$\Delta P_t = \frac{fG_t^2Ln}{5.22 \times 10^{10}Ds\phi_t}$$ [Ec. (7.45)]

$$= \frac{0.00019 \times 1\,300\,000^2 \times 16 \times 4}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0517 \times 1.0 \times 1.0}$$

= 7.6 lb/plg²

(3) $\Delta P_r = (4n/s)(V^2/2g')$ [Ec. (7.46)]
= 4 X 4 X 0.23 = 3.7 lb/plg² [Fig. 27]

(4) $\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$
= 7.6 + 3.7 = 11.3 lb/plg² [Ec. (7.47)]

Sumario

206*	*h* Exterior	1120
U_C	143	
UD	86.7	
R_d *Calculada* *0.00455*		
Ra Requerida *0.004*		
1.4	Calculada ΔP	11.3
2.0	Permitida ΔP	10.0

* Condensación solamente.

El pequeño exceso de la caída de presión para el agua en el lado de los tubos no deberá ser objetable.
El haz deberá estar sumergido cerca de 25 a 30%.

3. CONDENSACION DE UNA MEZCLA DE MISCIBLES Y UN INMISCIBLE

Este caso se presenta en la destilación por arrastre de vapor de sustancias orgánicas que son miscibles entre ellas pero no lo son en agua. El agotamiento de los compuestos volátiles del aceite de absorción es un ejemplo típico que se muestra en la Fig. 11.1. La introducción de vapor de agua permite que parte de la presión total de operación en la columna de destilación sea contribuida por el vapor, de manera que la mezcla de volátiles y aceite no se necesita elevar a alta temperatura para llevar a efecto la destilación. En esta forma y sin necesidad de recurrir al vacío se puede lograr una mayor separación entre los volátiles y el aceite, los que hierven en un rango algo mayor que en el que la destilación se efectúa. El vapor que se desprende de la torre es una mezcla de un compuesto simple y vapor de agua, la condensación es isotérmica. Si la mezcla contiene más de un compuesto miscible con el primero pero inmiscible con el agua, hay entonces un rango de condensación. Puesto que la presión total en este último consiste de agua más los miscibles, las relaciones de equilibrio para los miscibles corresponden a la suma de sus presiones parciales en lugar de la presión total en el sistema. La presión parcial del vapor depende únicamente de la presión de saturación correspondiente a su temperatura en la mezcla, y está dada por las propiedades del vapor de agua saturado en la Tabla 7. La presión total es constante, pero la presión parcial relativa de los miscibles y el vapor de agua cambian de punto a punto. Los problemas involucrados en el cálculo de la curva de condensación para este sistema, se incluyen de una manera más amplia en el problema demostrado en la Sección 5 de este capítulo. Ordinariamente los cálculos no son tan largos y el uso de la MLDT o F_T X MLDT se justifica según el caso.

Hazelton y Baker [5] efectuaron trabajos experimentales en un tubo vertical para condensar tolueno, benceno y clorobenceno con vapor de agua. Se encontró que la presencia de sustancias orgánicas favorece la condensación del vapor de agua en forma de gotas. También encontraron que los coeficientes de película son independientes de la caída de temperatura a través de la película de condensado, así como de las propiedades del líquido condensado con el agua. Hazelton y Baker pudieron correlacionar su trabajo con los resultados experimentales de otros autores. Para tubos verticales obtuvieron

$$\bar{h} = 79\left[\frac{(\text{wt-}\%)_A\lambda_A + (\text{wt-}\%)_B\lambda_B}{(\text{wt-}\%)_A L}\right]^{1/4} \qquad (13.21a)$$

[5] Hazelton. R., and E. M. Baker. *Trans. AIChE*, 40, 1-29 (1944).

donde A y *B* se refieren respectivamente, al líquido orgánico y al agua en la película de condensado, y *L* es la longitud del tubo en pies. La correlación para tubos horizontales correspondiente a otros investigadores es

$$\bar{h} = 61 \left[\frac{(\text{wt-}\%)_A \lambda_A + (\text{wt-}\%)_B \lambda_B}{(\text{wt-}\%)_A D_o} \right]^{1/4} \qquad (13.21b)$$

Para haces de tubos en intercambiadores horizontales, es poco probable que el coeficiente difiera grandemente de los valores predichos por la Ec. (13.21*b*).

4. CONDRNSACION DE UN VAPOR DE UN GAS NO CONDENSARLE

Como en el caso de un interenfriador de un compresor de gas (Cap. 9), si una mezcla de vapor y gas se enfría en una operación de presión constante, la temperatura a la que la primera gota de condensado aparece es el ***punto de rocío***. El punto de rocío es la temperatura de saturación del vapor correspondiente a su presión parcial en la mezcla. El cálculo del punto de rocío de una mezcla de vapor y un gas no condensable, se demostró en el Ej. 9.3. En esta sección se cubre el calculo de un interenfriador de un compresor.

Cuando una mezcla de vapor y un gas no condensable se alimenta a un condensador y la temperatura de los tubos está debajo del punto de rocío, se forma una película de condensado en los tubos. Las correlaciones de las presiones parciales se muestran en la Fig. 13.6. Según se sugiere por los datos de Othmer de la Fig. 12.25, se forma una película de gas no condensable y vapor alrededor de la película de condensado. Si se presume que existe un equilibrio en la superficie de la película de condensado, la presión parcial del vapor en la pared del tubo corresponde al condensado frío p_c, y la presión del vapor en la película del gas se sitúa entre la de la película del condensado p_c y la del cuerpo gaseoso p_v. Para que el vapor del cuerpo gaseoso continúe condensando en una película, debe desplazarse a través de la película gaseosa por la diferencia entre la presión parcial del vapor en el cuerpo gaseoso y el condensado. El paso de un componente a través de otro se llama ***difusión o*** **transferencia** ***de*** masa, en un sistema de difusión la razón a la que el vapor condensa no depende ya enteramente del mecanismo de condensación de Nusselt sino de las leyes que gobiernan la difusión. Cuando el vapor se difunde a través de película de gas no condensable y se licuifica en la pared del tubo, lleva con él su calor latente de condensación.

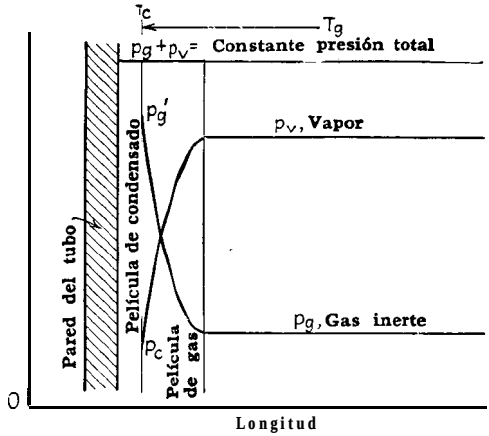


FIG. 13.6. Potenciales de condensación con no condensables

En adición a la diferencia de presiones parciales que promueve la difusión hay también una diferencia de temperatura entre el cuerpo del gas T_g y la película de condensado T_c por la que el gas se enfría sensiblemente. Se mostrará que la razón de difusión y la de transferencia de calor no son independientes una de la otra.

Correlaciones entre la transferencia de masa y de calor. La teoría de la difusión será tratada con más amplitud y detalles en el Cap. 17, el que está dedicado a la transferencia de calor difusional.

Ya se mostró en el Cap. 3 que hay una conducta análoga entre la transferencia de calor y la fricción de un fluido cuando este fluye en un tubo. Otra analogía existe para un sistema en el que la transferencia de masa por difusión está acompañada por la transferencia de calor. Cierto número de autores han contribuido al refinamiento y extensión de esta analogía, pero las derivaciones empleadas aquí son esencialmente aquellas de Colburn,[6] Colburn y Hougen,[7] y Chilton y Colburn.[8] El reporte de Colburn y Hougen forma la base de los cálculos de diseño.

Se mostró en el Cap. 9 que cuando se trata con gases es ventajoso expresar el factor j_H de transferencia de calor para un fluido que fluye dentro de un tubo mediante

$$j_H = \frac{hD}{k}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{-\frac{1}{3}} = \frac{h}{cG}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{\frac{2}{3}}\left(\frac{DG}{\mu}\right) \qquad (13.22)$$

[6] Colburn, A. P., *Trans, AIChE*, 29. 174 (1933).
[7] Colbum, A. P. and 0. A. Hougen, *Ind.* Eng. *Chem.*, 26. 1178 (1934).
[8] Chilton, T. H. and A. P. Colburn, *Ind. Eng. Chem., 26, 1183* (1934).

Se puede definir un nuevo factor j_h como $j_h = j_H/(DG/\mu)$ o

$$j_h = \frac{h}{cG}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{2/3} \tag{13.23}$$

Empleando j_h es posible eliminar la variación de k con la temperatura al hacer los cálculos de transferencia de calor sensible, puesto que $(c\mu/k)$ es casi constante sobre un amplio rango de temperatura. Ya que

$$Q = wc(t_2 - t_1) = h\pi\, DL\ \Delta t$$

y $G = 4w/\pi D^2$, sustituyendo para h y G la Ec. (13.23) se transforma en

$$j_h = \frac{h}{cG}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{2/3} = \frac{t_2 - t_1}{\Delta t}\frac{D}{4L}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{2/3} \tag{13.24}$$

Multiplicando el último término por $\pi D/\pi D$,

$$j_h = \frac{h}{cG}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{2/3} = \frac{t_2 - t_1}{\mathrm{At}}\left(\frac{a}{A}\right)\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{2/3} \tag{13.25}$$

donde a es el área de flujo $\pi D^2/4$, y A es la superficie del tubo πDL.

Cuando de un gas se desprende vapor, que no está saturado con moléculas de solvente, puede haber difusión en dos direcciones. Las moléculas del vapor pueden pasar al absorbente, y las moléculas de absorbente pueden pasar al gas. En el paso de vapor de agua del cuerpo gaseoso a la película de condensado que consiste de agua líquido solamente, la transferencia de masa es en una sola dirección y las moles transferidas del gas al líquido están dadas por

$$dN_d = d\left(\frac{Gap_v}{M_m p_t}\right) = K_G\, \Delta p\, dA \tag{13.26a}$$

donde A = Superficie de difusión, pies²
a = área de flujo de gas y vapor, pies²
G = masa velocidad, lb/(h)(pie²)
K_G = coeficiente de difusión de masa, mol/(h) (pie²) (atm)
M_m = peso molecular promedio del vapor y no condensable, lb/mol
N_d = material transferido, mol/h
p_c = presión parcial en atmósferas del vapor en la película de condensado, atm
p_v = presión parcial en atmósferas del vapor en el cuerpo gaseoso, atm
p_t = presión total del sistema en atmósferas, atm
Δp = potencial instantáneo de desplazamiento, $p_v - p_c$, atm

El coeficiente K_G es la constante dimensional que hace igual a dN_d al lado derecho de la ecuación. K_G se determina experimentalmente y por lo mismo las funciones de K_G y U son similares, siendo K_G a Δp en la transferencia de masa lo que U es a Δt en la transferencia de calor. Si la concentración inicial del vapor condensable es pequeña, es conveniente usar la simplificación de que la masa velocidad de la mezcla no varía apreciablemente durante la difusión del vapor al gas y que

$$\frac{G}{M_m} = \frac{G_i}{M_i}\left(\frac{p_t}{p_t - p_v}\right)$$

donde el suscrito i se refiere al gas inerte. Reemplazando $p_t - p_v$ por p_g, la presión del gas inerte en el gas, y manteniendo p_t constante en el tubo con a constante, la diferenciación del segundo término de la Ec. (13.26~) da

$$dN_d = \frac{Ga\,dp_v}{M_m p_t} = K_G\,\Delta p\,dA \qquad (13.26b)$$

El segundo y tercer términos pueden ser fácilmente agrupados para dar

$$\frac{K_G p_{gf}}{G/M_m} = \left(\frac{dp_v}{\Delta p}\right)\left(\frac{p_{gf}}{p_t}\right)\left(\frac{a}{dA}\right)$$

donde p_{gf}. es la media logarítmica de p_g del gas inerte en el gas y $p'_g = p_t - p_c$ la presión del gas inerte en la película de condensado En la forma integrada se transforma en

$$\frac{K_G p_{gf}}{G/M_m} = \left(\frac{p_1 - p_2}{\Delta p}\right)\left(\frac{p_{gf}}{p_g}\right)\left(\frac{a}{A}\right) \qquad (13.27)$$

donde p_1 y p_2 son las presiones parciales de los componentes que se difunden a A_1 y A_2.

Cuando un fluido fluye a lo largo de una superficie, las partículas dentro del fluido intercambian momentum con la película estacionaria de la superficie, originando una caída de presión en el fluido en dirección al flujo. Esta suposición condujo a la Ec. (3.51) en la analogía de Reynolds. Es lícito concebir que ocurre una condición similar cuando un vapor que se desplaza a lo largo de una superficie condensa contra una película de condensado al que encuentra moviéndose a ángulos rectos en dirección al flujo cediéndole su momentum. En la Ec. (3.51) y las subsecuentes, se puede apreciar que la razón de pérdida de momentum por fricción en la película al momentum total de la corriente, depende de la cantidad de superficie estacionaria de que se dispone para la cantidad total de fluido que fluye. Para una cantidad dada de fluido en movimiento en un tubo y una superficie de transferencia de calor o de difusión total también

dada, la cantidad de fricción en la película será mayor si la trayectoria consiste de tubo largo de pequeño diámetro, que si se trata de un tubo corto de gran diámetro. El índice de estas posibilidades es la razón A/a o cuando se usa en el factor de difusión, su recíproco a/A. Justamente como se encontró en los refinamientos de la analogía de Reynolds, que la razón μ/k tiene influencia en la transferencia de calor, puede también inferirse que las propiedades del fluido afectan la difusión. Las propiedades asociadas con la fricción en la película están contenidas én el número de Schmidt adimensional $\mu/\rho k_d$, donde k_d es el coeficiente de difusión (difusividad) en pies cuadrados por hora de un gas a través de otro y μ y ρ son la viscosidad y densidad de la mezcla. Si la influencia de μ/k_d en la difusión es comparable a la de μ/k en la transferencia de calor, es entonces razonable multiplicar la Ec. (13.27) por $(\mu/\rho k_d)$. Suponiendo $p_{gf}/p_g = 1.0$, y designando el factor de difusión j_d, y usando arbitrariamente la potencia dos-tercios

$$j_d = \left(\frac{p_1 - p_2}{\Delta p}\right)\left(\frac{a}{A}\right)\left(\frac{\mu}{\rho k_d}\right)^{2/3} \tag{13.28}$$

Se hace hincapié ahora en la similitud entre las Ecs. (13.25) y (13.28). De una extensión de la analogía de Reynolds a la destilación, donde las analogías entre la transferencia de masa y de calor son muy cercanas, hay buena razón para pensar que j_d y j_h son las mismas funciones del número de Reynolds e iguales. La correlación entre la difusión y la transferencia de calor es obtenida igualando las Ecs. (13.25) y (13.28) y resolviendo para K_G.

$$K_G = \frac{h(c\mu/k)^{2/3}}{cp_{gf}M_m(\mu/\rho k_d)^{2/3}} \tag{13.29}$$

La principal deducción de la Ec. (13.29) es de que la razón de difusión y de transferencia de calor no ocurren independientemente. Cuando la concentración de vapor es alta, como en muchas aplicaciones industriales, la Ec. (13.28) debe calcularse por cambios paulatinos en la superficie, puesto que p_{gf}/p_g ya no será la unidad.

El coeficiente total de transferencia de calor varía grandemente durante la condensación de vapor de un gas no condensable, el que inicialmente está en su punto de rocío, debido a que el potencial para difusión varía notablemente a medida que el vapor es removido del cuerpo gaseoso resultando mayores porcentajes de inerte. A la entrada, la composición de una mezcla de vapor y no condensable puede ser casi toda vapor y el coeficiente de película puede ser casi totalmente el de condensación pura para vapor. Pero después de que mucho del vapor se haya condensado, la salida puede con-

sistir sustancialmente de gas no condensable puro con un coeficiente de película de bajo valor. Es posible a menudo tener una variación de U_c para la condensación de vapor de agua del aire desde 1 500 Btu/(h) (pie') ("F) a la entrada a un valor de 15 a la salida.

En tanto que el coeficiente de película varía de la entrada a la salida, la distribución de calor puede también variar debido a la razón de cambio diferencial en la entalpía de la mezcla de vapor a medida que la temperatura desciende. En otras palabras, aun cuando la temperatura del gas declina 50% del rango total de la temperatura del gas, probablemente es falso que el 50% de la carga total de calor haya sido cedida. Este no es el caso de encontrar meramente la diferencia verdadera de temperatura, ya que el coeficiente de transferencia de calor también varía $dQ = q$ varía. La superficie es entonces definida por la ecuación fundamental.

$$A = \int \frac{dQ}{(U\,\Delta t)} \tag{13.30}$$

La Ec. (13.30) no puede ser integrada a menos de que U y Δ_t se expresen como función de Q. Un método mucho más simple es integrar numéricamente $dQ = q$ para pequeños intervalos finitos.

Dif usividades. Para una revisión completa sobre la difusión y los métodos de determinar la difusividad de un gas a través de otro, el lector debe referirse al excelente libro de Sherwood.[9] Gilliland [10] ha establecido una ecuación empírica para la determinación de la difusividad de un gas a través de otro que está dada por

$$k_d = 0.0166\,\frac{T^{3/2}}{p_t(v_A^{1/3} + v_B^{1/3})^2}\left(\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}\right)^{1/2} \tag{13.31}$$

donde k_d = difusividad, pies²/h
p_t = presión total, atm
v_A, v_B = volúmenes moleculares de el gas que se difunde y el gas inerte computados de los datos de volúmenes atómicos de la Tabla 13.3
T = temperatura absoluta, °K(°C abs)
M_A, M_B = pesos moleculares del gas que se difunde y el gas inerte, respectivamente

EJEMPLO 13.4. Cálculo de la difusividad de una mezcla. Calcúlese la difusividad de una mezcla de CO,- vapor de agua a 267°F y 30 lb/plg²g

Para el vapor de agua: $H_2O: v_A = 2 \times 3.7 + 7.4 = 14.8$ $M_A = 18$

Para $CO_2: v_B = 14.8 + 2 \times 7.4 = 29.6$ $M_B = 44$

[9] Sherwood, T. K., "Absorption and Extraction", McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1937.

[10] Gilliland. E. R. *Ind. Eng. Chem.*, *26*. 516 (1934).

$$T = 267°F \approx 273 + 130 = 403°K \quad 30\ \text{lb/plg}^2\text{g} \approx \frac{14.7 + 30}{14.7} = 3.04\ \text{atm.}$$

$$k_d = 0.0166 \times \frac{403^{3/4}}{3.04(14.8^{1/3} + 29.6^{1/3})^2}\left(\frac{1}{18} + \frac{1}{44}\right)^{1/2} = 0.41\ \text{pie}^2/\text{h}$$

TABLA 13.3. VOLUMENES ATOMICOS

Azufre	25.6
Bromo	27.0
Oxígeno	7.4
En ésteres metílicos	9.1
En ésteres superiores y éteres	11.0
En ácidos	12.0
Carbón	14.8
Cloro	24.6
Hidrógeno	3.7
Nitrógeno	15.6
En aminas primarias	10.5
En aminas secundarias	12.0
Para formación de anillos bencénicos, dedúzcase	15
Para naftalina, dedúzcase	30
Para molécula de hidrógeno úsese	v = 14.3
Para aireúsese	$v = 29.9$

Desarrollo de una ecuación para transferencia de calor. Chilton y Colburn han mostrado que los resultados de su analogía que culminan en la Ec. (13.29), son valederos en el lado seguro para flujo de fluido dentro de tubos, a través de un tubo simple y a lo largo de superficies planas. En cada caso se sustituye el valor apropiado de h en la Ec. (13.29). Parece ser que estas ecuaciones son válidas en la mayoría de los casos de vapores que forman películas de condensado no viscoso, no controlantes. El uso de h_o calculada para el gas de la Fig. 28 y sustituida en la Ec. (13.29) para la condensación de vapor de agua del aire y CO, en la coraza de un condensador horizontal con deflectores, es válido para muchas aplicaciones.

Para establecer una ecuación que pueda resolverse de punto a punto para U y At como en la Ec. (13.30), será necesario únicamente sumar todas las resistencias en serie en una sección transversal promedio en cada incremento de q. En la condensación de vapor de un gas no condensable, la cantidad de calor que se retira de la película de condensado debe ser igual a la cantidad que absorbe el agua de enfriamiento. El flujo total de calor a través de la película de gas es la suma del calor latente llevado por la difusión del vapor a la película de condensado más el calor sensible removido del gas debido a la diferencia de temperatura $T_g - T_c$. La carga de calor ex-

presada en términos de la coraza, lado de los tubos, y potenciales totales por pie cuadrado de superficie, cuando la mezcla de gas y vapor fluye en la coraza, es

$$\underset{(a)}{h_o(T_g - T_c) + K_G M_v \lambda (p_v - p_c)} = \underset{(b)}{h_{io}(T_c - t_w)} = \underset{(c)}{U(T_g - t_w)} \qquad (13.32)$$

donde h_o = coeficiente para el gas seco, lado de la coraza, Btu/(h) (pie²) (°F)

h_{io} = coeficiente para el agua, lado de los tubos, Btu/(h) (pie') (°F)

T_g = temperatura del gas, °F

T_c = temperatura del condensado, °F

t_w = temperatura del agua, °F

p_v = presión parcial del vapor en el cuerpo del gas, atm

p_c = presión parcial del vapor en la película de condensado, atm

M_v = peso molecular del vapor, adimensional

λ = valor latente. Btu/lb

La posibilidad de subenfriar el vapor en la pared del tubo se ha omitido de este balance de calor, ya que usualmente no es significante comparado con los efectos mayores del calor latente. Si el subenfriamiento adquiere importancia, significa que la cantidad de calor entregada a la pared del tubo es mayor que la que cedió a la película de gas.

En la aplicación de las Ecs. (13.29), (13.30), y (13.32) a la solución de un condensador real, se supone que hay un valor único de T_g y T_c y, por lo tanto, valores de p_v y p_c iguales en cualquier sección transversal. En un condensador que tenga varios pasos en los tubos y con agua dentro de ellos, lo anterior obviamente no es posible. Si hay un gran rango de condensación, si el agua de enfriamiento tiene un rango reducido y no hay cruce de temperatura de manera que F_T para un condensador 1-2 sería sustancialmente igual a 1.0, entonces es de poca importancia suponer una distribución en contracorriente de las temperaturas del agua. En cualquier punto que el gas ceda la mitad de su carga de calor, se puede suponer que el agua ha recibido la mitad de su carga térmica. Esto puede parecer arbitrario, pero en el análisis final representa un problema de mantener $T_g - T_c$ y $p_v - p_c$ en sus relaciones apropiadas, y esto requiere la presencia del mismo T_c en cualquier punto. De otra manera, la solución debe extenderse para cubrir a cada paso como un condensador.

Cálculo de una mezcla de vapor no condensable. El método de aplicar las Ecs. (13.29), (13.30) y (13.32) se bosqueja en seguida:

1. Debe suponerse un intercambiador completo para fijar las áreas de flujo del lado de la coraza y lado de los tubos. La superficie se obtiene por integración en la suposición de una contracorriente verdadera.

2. De las condiciones de proceso calcúlese h_o y h_{io} para el gas y el medio enfriante, respectivamente. El uso de un valor promedio para h_{io} es aceptable, no así para h_o, ya que la masa velocidad del gas cambia de punto a punto.

3. Del valor de h_o obténgase K_G/p_{gf} de la Ec. (13.29).

4. Fije el primer intervalo de cálculo fijando T_g, lo que también determina la carga de calor q para ese intervalo.

5. Supónganse valores de T_c, temperatura del condensado, de manera que las Ecs. (13.32a) y (13.32b) se igualen. Para cada valor supuesto de T_c es necesario computar un nuevo valor de p_{gf}, puesto que la presión del vapor en la película de condensado es la presión de saturación correspondiente a T,.

6. Cuando las Ecs. (13.32~) y (13.32b) se balancean, la carga total de calor transferida por pie cuadrado de cada una de ellas, es lo mismo que el calor total que debe ser transferido, $U(T_g - t_c)$.

7. De q obtenido en 4 y $U(T_g - t_c)$ obténgase dA para el intervalo.

8. Procédase con el siguiente intervalo suponiendo un valor menor de T_c.

EJEMPLO 13.5. **Cálculo de un condensador para vapor de agua-bióxido de carbono.** El vapor debe condensarse del bióxido de carbono en el siguiente intercambiador:

Coraza con 21¼ plg DI, deflectores espaciados a 12 plg.

246 tubos de ¾ plg DE, 16 BWG, 12'0" de largo y arreglo en cuadro de 1 plg.

El haz de tubos tiene cuatro pasos.

La corriente caliente es una mezcla de 4 500 lb de vapor de agua y 1544 lb de CO, a 30 lb/plg²g que entran a su punto de rocío y salen a 120°F. El agua de enfriamiento entrará a 80°F y saldrá a 115°F.

La difusividad del vapor de agua-CO, calculada Por la fórmula de Gilliland es 0.41 pies²/h, y $(\mu/\rho k_d)^{2/3}$ puede tomarse Por razones de simplicidad como constante a un valor promedio de 0.62 entre entrada y salida.

(a) Determine la At balanceada. (b) Determine el factor de obstrucción para el condensador.

Solución. Como simplificación se puede suponer que el coeficiente de transferencia de calor a la temperatura promedio del agua es constante a través de todo el intercambiador. Esto no altera la primera suposición de que la temperatura del agua se considera en flujo a contracorriente verdadera con el condensado.

Base: Una hora

Entran	Lb/h	Mol/h
CO_2	1544	35
H_2O	4500	250
Total	6044	285

Presión total = 30 + 14.7 = 44.7 **lb/plg²a** ≈ 3.05 atm donde **lb/plg²/14.7** = atm

Presión parcial del agua = $^{250}/_{285}$ X 44.7 = 39.2 **lb/plg²** ≈ 2.68 atm

Punto de rocío = 267°F de la Tabla 7 ≈ 2.68 atm

Peso molecular promedio, $M_m = {}^{6044}/_{285} = 21.2$

(*a*) Diferencia balanceada de temperatura At:

Balances totales :

Entrada: Presión de vapor de agua, $p_v = 2.68$ **atm**
Presión del inerte, $p_g = 3.05 - 2.68 = 0.37$ **atm**
Presión total = 3.05 atm

Salida: Presión parcial del agua a 120°F = 0.1152 atm
Presión de vapor del agua, $p_v = 0.115$ atm
Presión del inerte, $p_g = 2.935$ **atm**
Presión total = 3.05 atm

Libras mol de vapor a la entrada= 250

Libras mol de vapor a la salida = $35 \text{ X } \frac{0.115}{2\ 935} = 1.37$

Libras mol de vapor condensado = 250 − 1.37 = 248.63

Carga de calor: Supónganse puntos a 267, 262, 255, 225, 150, 120°F. **y calcúlese** la carga de calor *q* para cada intervalo.

Para intervalo de 267 a 262°F:

De la Tabla 7, p_v a 262°F = 2.49 atm
$p_g = 3.05 - 2.49 = 0.56$ atm

Moles de vapor remanentes = $35 \text{ X } \frac{2.49}{0.56} = 156$

Moles de vapor de agua condensada = 250 − 156 = 94

Calor de condensación = 94 X 18 X 937.3 + **0.46(267 − 262)** X 94 X 18
= **1 590 000 Btu**

Calor de vapor no condensado = 156 X 18 X **0.46**(267 − 262) = 6450

Calor de los no condensables = 1 544 X 0.22 X 5.0 = 1 700

Total para el intervalo = 1598 150

Balance de calor:

Intervalo, °F	*q*
267-262	1598 000
262–255	1 104 000
255-225	1 172 000
225-150	751000
150–120	177 000
Total	4 802 000

Cantidad total de agua = $\frac{4\ 802\ 000}{115 - 80} = 137\ 000$ **lb/h**

Coeficiente h_i *para el agua:*

$$a_t = N_t \frac{a_t'}{144} = 246 \times \frac{144 \times 0.302 \times 4}{144} = 0.129 \text{ pie}^2 \quad (7.48)$$

$$G_t = \frac{w}{a_t} = \frac{137\,000}{0.129} = 1060\,000 \text{ lb/(h)(pie}^2\text{)}$$

$$V = \frac{G}{3600} = \frac{10\,60\,000}{3600 \times 62.5} = 4.72 \text{ pps}$$

$h_i = 1120$ (Fig. 25)

$$h_{io} = h_i \times \frac{DI}{DE} = 1\,120 \times \frac{0.62}{0.75} = 926 \quad (6.5)$$

Ahora procédase a la determinación de U At de punto a punto en la unidad suponiendo temperaturas para la película de condensado de manera que las Ecs. **(13.32*a*)** y **(13.32*b*)** sean iguales.
Coeficiente de la coraza para la mezcla de gas que entra.

Propiedades medias para el punto 1:

$$c \text{ media} = \frac{1544 \times 0.22 + 4500 \times 0.46}{6044} = 0.407 \text{ Btu/(lb)(°F)}$$

$$k \text{ media} = \frac{1544 \times 0.0128 + 4500 \times 0.015}{6044} = 0.0146 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{ (°F/pie)}$$

$$\mu \text{ media} = \frac{1544 \times 0.019 + 4500 \times 0.0136}{6044} = 0.015 \times 2.42 = 0.0363 \text{ lb/(pie)(h)}$$

$$a_s = ID \times C' \frac{B}{144 P_T} = 21.25 \times 0.25 \times \frac{12}{144 \times 1.0} = 0.442 \text{ pie}^2 \quad (7.1)$$

$$G_s = \frac{W}{a_s} = \frac{6044}{0.442} = 13\,650 \text{ lb/(h)(pie}^2\text{)} \quad (7.2)$$

$$Re_s = \frac{D_e G_s}{\mu} \qquad D_e = \frac{0.95}{12} = 0.0792 \text{ pie} \quad \text{(Fig. 28)}$$

$$= 0.0792 \times \frac{13\,650}{0.0363} = 29\,800 \quad (7.3)$$

$j_H = 102$ (Fig. 28)

$$\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} = \left(\frac{0.407 \times 0.0146 \times 0.0363}{}\right)^{1/3} = 1.0$$

$$h_o = j_H \frac{k}{D_e} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} = 102 \times 0.0146 \times \frac{1.0}{0.0792} = 18.9 \quad (6.15b)$$

$$(\mu/\rho k_d)^{2/3} = 0.62 \qquad \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{2/3} = \left(\frac{0.407 \times 0.0363}{0.0146}\right)^{2/3} = 1.01$$

$$K_G = \frac{h_o (c\mu/k)^{2/3}}{c p_{gf} M_m (\mu/\rho k_d)^{2/3}} = \frac{18.9 \times 1.01}{0.407 \times p_{gf} \times 21.2 \times 0.62} = \frac{3.56}{p_{gf}}$$

Punto 1:

$T_g = 267°F$ (entrada) $\quad p_v = 2.68$ atm $\quad p_g = 3.05 - 2.68 = 0.37$ atm

$t_W = 115°F \quad \Delta t = T_g - t_W = 267 - 115 = 152°F$

Probar

$T_c = 244°F \quad p_c = 1.83$ atm $\quad p_g' = 3.05 - 1.83 = 1.22$ atm

$$p_{gf} = \frac{p_g' - p_g}{2.3 \log p_g'/p_g} = \frac{1.22 - 0.37}{2.3 \log 1.22/0.37} = 0.715 \text{ atm}$$

$$h_o(T_g \quad Tc) + K_G M_v \lambda (p_v - p_c) = h_{io}(T_c - t_W) \quad (13.32)$$

$$18.9(267 - 244) + \frac{3.56}{0.715} \times 18 \times 933.8(2.68 - 1.83) = 926(244 - 115)$$

$$71\,400 \neq 129{,}000 \text{ No comprueba}$$

Probar

T_c = 220°F p_c = 1.17 atm p'_g = 1.58 atm p_{of} = 0.03 atm

$$18.9(267 - 220) + \frac{3.56}{0.93} \times 18 \times 933.8(2.68 - 1.17) = 926(220 - 115)$$

98 400 = 97 500 Comprobación

$$U\,\Delta t = \frac{9s\ 400 + 97\ 500}{2} = 97\ 950$$

$$U = \frac{97\ 950}{267 - 115} = 644$$

Habiendo determinado las condiciones a la entrada, procédase de punto a punto en el **intercambiador.** Puesto que la presión parcial del agua cambia rápidamente a alta temperatura, se sigue que mucha de la condensación **ocu**rrirá cerca de la entrada (Refiérase a la curva de saturación del agua). Para obtener una distribución razonable de las cargas de calor en el condensador, se ha escogido el segundo punto muy próximo al primero.

Punto 2:

T_g = 262°F y saturado p_v = 2.49 atm p_a = 3.05 - 2.49 = 0.56

Moles de vapor remanentes= $35 \times \frac{2.49}{0.56} = 156$

Nuevo gasto de gas = 1544 \$156 X 18 = 4352 lb/h

Propiedades medias: M_m = 22.8 c = 0.382 k = 0.0143

μ = 0.0154 × 2.42 = 0.0373

$$G_s = \frac{W}{a_s} = \frac{4352}{0.442} = 9850\ \text{lb/(h)(pie}^2\text{)}$$

$$Re = \frac{D_e G_s}{\mu} = 0.0792 \times \frac{9850}{0.0373} = 20{,}900$$

$$j_H = 83.5 \qquad \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} = 1.0 \qquad \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{2/3} = 1.0$$

h_o = 15.0

$$K_G = \frac{15.0 \times 1.0}{0.382 \times p_{of} \times 22.8 \times 0.62} = \frac{2.80}{p_{of}}$$

Aumento de temperatura del agua = 1598 000/137 000 = 11.7°F

t_W = 115 - 11.7 = 103.3°F

Probar

T_c = 182°F p_c = 0.534 atm p'_g = 2.51 atm p_{of} = 1.305 atm

$$15.0(262 - 182) + \frac{2.80}{1.305} \times 18 \times 937.3(2.49 - 0.534) = 926(182 - 103.3)$$

71900 = 72 800 Comprobado

$$U\,\Delta t = \frac{71\ 900 + 72\ 800}{2} = 72350$$

$$U = \frac{72\ 350}{262 - 103.3} = 456$$

Puntos 3, 4, y 5 se calculan de la misma forma

Punto 6:

T_g = 120°F y saturado p_v = 0.115 atm p_g = 3.05 - 0.115 = 2.935 atm

Moles de vapor remanentes = $35 \times \frac{0.115}{2.035} = 1.37$

Nuevo gasto de gas = 1544 + 1.37 X 18 = 1568.7

Prop. medias :

M_m = 43.1 c = 0.214 k = 0.0102

μ = 0.016 X 2.42 = 0.0337

$$G_s = \frac{w}{a_t} = \frac{1568.7}{0.442} = 3570 \text{ lb/(h)(pie}^2\text{)}$$

$$Re = 0.0792 \text{ X } \frac{3570}{0.0387} = 7300$$

$$j_H = 47.5 \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} = 0.935$$

$$\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{2/3} = 0.872$$

h_o = 5.7

$$K_G = \frac{0.87}{p_{of}}$$

Aumento en temperatura del agua = $\frac{177\,000}{137\,000}$ = 1.3°F

t_W = 81.3 − 1.3 = 80°F

Probar

T_c = 80.7°F p_c = 0.0352 atm p'_o = 3.95 − 0.0352 = 3.015 p_{of} = 2.97

$$5.7(120 - 80.7) + \frac{0.87}{2.97} \times 18 \times 1025.8(0.115 - 0.0352) = 926(80.7 - 80)$$

654 = 648

$$U\,\Delta t = \frac{654 + 648}{2} = 651$$

$$U = \frac{651}{(120 - 80)} = 16.2$$

Habiendo determinado tanto q como 7.7 At, se debe únicamente recalcar que $A = \Sigma q/\Sigma U$ At y proceda a evaluar A. Esto puede hacerse de varias formas. Más precisamente, Σq debe graficarse contra $1/U$ At, el área de la gráfica corresponde a A. Un método más simple y generalmente aceptado involucra la tabulación de los resultados obtenidos y su suma numérica. Esto último será demostrado.

Punto	T_o	T_c, °F	$U\,\Delta t$	$(U\,\Delta t)_{prom}$		$A = \frac{q}{(U\,\Delta t)_{prom.}}$	At	$\Delta t_{prom.}$	$\frac{q}{\Delta t_{prom.}}$
1	267	220	97 950	.....	.....	.....	152		
2	262	182	72,350	85 150	1 598 000	18.8	158.7	155.5	10 300
3	255	145	45 900	59 075	1 164 000	18.7	159.7	159.2	6 930
4	225	101	12.900	26 000*	1 172 000	45.2	138.2	149.0	7 870
5	150	84	1 710	5 560*	751 060	135.1	68.7	99.3*	7 570
6	120	80.7	651	1 098*	177 000	161 .0	40.0	53.3*	3 320
					4 302 000	A_c = 378.8 pie^2		$\sum \frac{q}{\text{At}_{prom.}}$ = 35 990	

* MLDT

La MLDT basada en un rango de 267 a 120°F en la coraza y de 80 a 115°F en los tubos, es 84. 0°F, pero cuando se balancea por la suma de $\Sigma UA = Q/\Delta t$,

$$\text{Balanceada } \mathbf{At} = \frac{Q}{\Sigma q/\Delta t_{\text{prom}}} = \frac{4\ 802{,}000}{35\ 990} = 133°\text{F}$$

y

$$U_{\text{limpio}} = \frac{Q}{A\ \Delta t} = \frac{4\ 802\ 000}{378.8 \times 133} = 95.3$$

Superficie externa/pie = 0.1963 (Tabla 10)
Superficie total disponible = 246 × 12'0" × 0.1963 = 580 pies²

$$U_D = \frac{Q}{A\ \Delta t} = \frac{4\ 802\ 000}{580 \times 133} = 62.3$$

$$R^d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{95.3 - 62.3}{95.3 \times 62.3} = 0.0055$$

Observaciones. La caída de presión para el lado de la coraza puede calcularse del promedio basado en las condiciones del gas a la entrada y la salida.

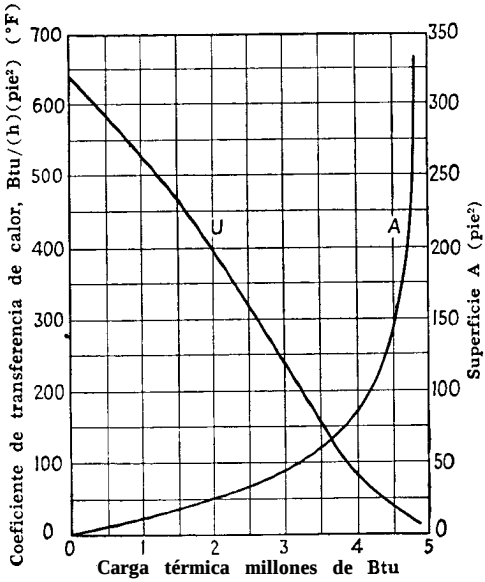


FIG. 13.7. Condensación de una mezcla de CO_2-vapor de agua

El factor de obstrucción de 0.0055 es mayor de lo generalmente necesario, pero se recomiendan factores grandes de obstrucción debido a la sensibilidad del cálculo en los últimos pasos. En la Fig. 13.7 se muestra una gráfica de *U* y A vs. Q. Note que U,. varía de 644 a 16.2 de la entrada a la salida.

Usualmente no es necesario considerar el calor de subenfriar todo el condensado a la temperatura de salida cuando el vapor que se maneja es vapor de agua, debido a su alta conductividad térmica cuando condensa en la pared del tubo. Cuando se condensan vapores orgánicos, será necesario tomar en cuenta una superficie extra como se discutió en la sección anterior.

5. CONDENSACION DE UNA MEZCLA INMISCIBLE CON AGUA DE UN NO CONDENSABLE

La influencia de los componentes en la curva de condensación. Esta sección corresponde al Caso 9 de la Tabla 13.1. Los métodos consignados aquí se refieren particularmente a la destilación del petróleo por arrastre de vapor, aunque se pueden aplicar variaciones de este método a otros problemas.

Cuando una mezcla de vapores orgánicos inmiscibles con agua entra a un condensador y contiene gas no condensable así como vapor de agua, el cálculo puede efectuarse usando la Ec. (13.20) con modificaciones. La presión total es la suma de las tres presiones distintas: presión de los miscibles, presión del gas, y presión de los inmiscibles. El equilibrio entre los miscibles no se afecta por la presencia de otros componentes, excepto de que el equilibrio existe únicamente a la suma de las presiones parciales de los miscibles y no a la presión de operación del condensador. Puesto que las mezclas vapor de agua-gas y gas-miscibles alcanzan sus correlaciones de equilibrio separadas, el sistema puede tener dos puntos de rocío, uno para el vapor y otro para los miscibles, aun cuando ambos no deben excederse del condensador. Si se cuenta con un gran número de componentes miscibles el cálculo de la curva de condensación será considerablemente más prolongado que el cálculo directo de una mezcla de multicomponentes.

Una mezcla de vapores miscibles es afectada de una manera muy definida por la presencia de no condensables y vapor de agua. El no condensable reduce la curvatura de la curva de condensación para los miscibles. Esto se debe al hecho de que las moles de no condensables permanecen constantes mientras los miscibles abandonan el vapor. Sin embargo, los no condensables reducen el coeficiente de condensación para el vapor miscible y el vapor de agua. El punto de rocío de los miscibles puede obtenerse de la suma de las presiones de los miscibles y el no condensable, mediante la suma de los valores de $K_i L_i$ con las moles de no condensable incluidas como constante. Puesto que el vapor de agua es inmiscible con los miscibles, su punto de rocío es una función únicamente de la presión parcial y la temperatura a la que el no condensable se satura con el vapor de agua según las propiedades del vapor tales como las registradas en la Tabla 7. Cuál de los dos puntos de rocío tiene lugar a más alta temperatura, depende de la composición del vapor inicial. Es enteramente posible que condense primero ya sea el vapor de agua o los miscibles, o ambos pueden tener los puntos de rocío muy cercanos. Puesto que el calor latente para el calor de agua es

de 6 a 8 veces más grande que el de un aceite, es extremadamente importante determinar exactamente donde el vapor empieza a condensar, y la curva de condensación puede exhibir una divergencia mayor de la línea recta en una gráfica de capacidad de calor vs. T_v, que las que usualmente se encuentran con mezclas de multicomponentes de miscibles solamente. El calculo de este tipo de problema puede facilitarse por métodos empíricos. Un problema de este tipo será resuelto usando un método empírico desarrollado para fracciones de petróleo.

Desarrollo de una solución empírica. En la industria petrolera es costumbre tomar mezclas líquidas de vapores complejos y luego destilarlos en el laboratorio a presión atmosférica por cualquiera de dos métodos. El primero es la destilación de la ASTM, la cual se efectúa en una forma estandarizada con equipo prescrito y bosquejado en los Estándares de la ASTM 1930, Parte II. Una muestra de 100 cm^3 se destila por lotes en un frasco de destilación con un termómetro sumergido en el cuello del frasco. La temperatura se registra en el punto *inicial de ebullición* (PIE) y además, para cada 10 cm^3 sucesivos que se destilen. Los porcentajes destilados se grafican en contra de la temperatura. Esto se llama la curva de destilación ASTM. Otro método que es más exacto pero mucho más elaborado, es la destilación al *verdadero punto de ebullición*. (VPE). Este consiste en introducir la muestra de material en un matraz de fondo redondo que se conecta a una columna de destilación Podbielniak que contiene un gran número de platos teóricos de destilación. El material se destila con un reflujo de 10 : 1 hasta 30: 1. La curva VPE se grafica de una manera similar a la destilación ASTM, excepto de que se logra separación casi completa y que los porcentajes destilados pueden identificarse por sus puntos de ebullición como componentes puros. El material que primero destila en una destilación VPE tiene un punto de ebullición inicial menor que la ASTM correspondiente, puesto que muchas fracciones volátiles se separarán casi individualmente de la siguiente fracción menos volátil. La presencia en la destilación ASTM de las fracciones no separadas acorta el rango de temperaturas entre el punto de ebullición inicial y el punto final de la destilación en comparación con la VPE.

Se ha logrado un cierto número de correlaciones por Piroomov y Beiswenger[11] y Packie,[12] de los cuales el segundo es el usado aquí. Estos estudios toman el problema de correlacionar una destilación por lotes tales como la ASTM o VPE con el trabajo que se espera en

[11] Piroomov, and Beiswenger, Am. *Petroleum Inst. Bull.* 10, Pág. 52, enero 3, 1929.
[12] Packie, J. W.. *Trans. AIChE*, 37, 51-78 (1941).

una columna de destilación donde la vaporización ocurre como un proceso continuo. Así, supóngase un hervidor donde continuamente se opera al punto de ebullición mediante la introducción de un líquido que continuamente se separa en vapor que asciende y un líquido que se purga por el fondo. Considerar este sistema de equilibrio. Se supone que la ebullición produce un líquido de composición uniforme y que el vapor está en equilibrio con el líquido en el hervidor. Una condición similar existe en las columnas de destilación y condensadores, en los cuales se forman continuamente vapores que están en contacto con el líquido de los que provienen en cada paso del proceso. Una curva que indica la temperatura del líquido como función de la composición y a una presión dada cuando se mantiene en equilibrio con su vapor sobre todo el rango, de ebullición o condensación, se llama curva de *equilibrio instantáneo* (EI). Se necesita una curva EI para el cálculo de la curva de condensación, y difiere naturalmente de una curva ASTM en que el material previamente vaporizado se remueve del sistema. El método dado en seguida, permite la conversión de una curva ASTM o VPE en una curva EI de una manera empírica, como resultado de la correlación de muchas destilaciones instantáneas que han sido comparadas con sus respectivas destilaciones ASTM y PIE. El procedimiento para obtener la curva de condensación y la verdadera diferencia de temperatura de las curvas ASTM o VPE, es el siguiente:

La diferencia verdadera de temperatura:

1. Trácese la curva de destilación ASTM con el porcentaje vaporizado como abscisa y la temperatura como ordenada.

2. Trace la *línea de destilación de* referencia que es una linea recta a través de los puntos de 10 a 70% en las curvas ASTM o VPE.

3. Determínese la pendiente de la linea de referencia anterior mediante la siguiente fórmula, donde los porcentajes representan puntos en las curvas respectivas.

$$\frac{\text{Temp °F a } 70\% - \text{temp °F a } 10\%}{60} = \text{°F/\%}$$

4. Calcúlese el promedio del punto al 50% para la curva de destilación promediando los puntos de 20, 50 y 80%, o si falta el punto de 80% úsese el punto de 50% de la linea de destilación de referencia.

5. Usense las curvas apropiadas de las Figs. 13.8 o 13.9, que son las llaves de la correlación. Estas curvas relacionan el punto al 50%

de la línea de destilación de referencia ASTM al punto al 50% en la línea de referencia de equilibrio instantáneo.

6. Usando la pendiente calculada en 3, úsese la Fig. 13.10, que relaciona la pendiente de la línea de referencia ASTM a la pendiente de la línea de la destilación instantánea.

7. El punto al 50% y la pendiente determina la línea instantánea de referencia, que se supone recta a través de los puntos de 10 y 79% en la curva de vaporización instantánea.

8. A varios porcentajes hágase lecturas de temperatura de la curva ASTM o VPE y esta línea de referencia, y reste la temperatura para la línea de referencia de aquella para la curva de destilación tomando en cuenta el signo de la diferencia,

9. Para cada porcentaje destilado léase en la curva apropiada en la Fig. 13.11 o 13.12 el valor del cociente.

$$\frac{\text{(Temp. en la curva de vap. inst.)} - \text{(temp. en línea de ref. inst.)}}{\text{(Temp. en curva destilación)} - \text{(temp. en línea de dest. de ref.)}}$$

10. Multiplíquese el cociente obtenido en 9 por la diferencia obtenida en 8 para obtener la diferencia entre las temperaturas en Pa curva de vaporización instantánea y la línea de referencia instantánea para un porcentaje de destilado dado. Esto se traduce en la transformación de la curvatura de la línea ASTM a la El.

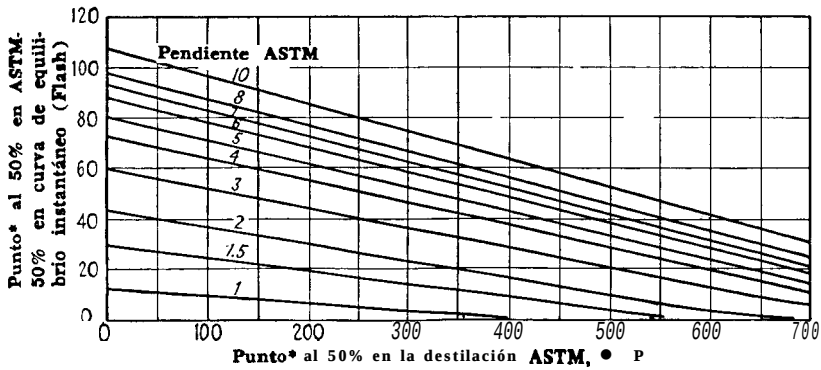


FIG. 13.8. *Un promedio de los valores de 20, 50 y 80%. Relación entre los puntos a 50% de las curvas ASTM y El. (*Packie, Trans. AIChE*)

ll. Para el mismo porcentaje destilado y usado para obtener el producto en 10, léase el valor de la temperatura en la línea instantánea de referencia y añádase o réstese de ella de acuerdo con el signo, el producto obtenido en 10. Procédase así punto a punto para determinar la curva de vaporización instantánea completa.

12. La curva obtenida así *es* la EI *o curva de vaporización instantánea* para 1 atm, puesto que se refiere a la curva ASTM a presión atmosférica. Para obtener una curva a otras presiones cuando la columna de destilación deba operarse a presión subatmosférica o superatmosférica, refiérase a la Fig. 8 en el Apéndice.[13]

Observe la temperatura en la intersección de las lineas de referencia instantánea y de destilación de referencia. En la gráfica de presión de vapor (Fig. 8), estímese el número de grados de desplazamiento en el punto de ebullición, qué el cambio de presión causaría para un hidrocarburo puro con un punto de ebullición atmosféri-

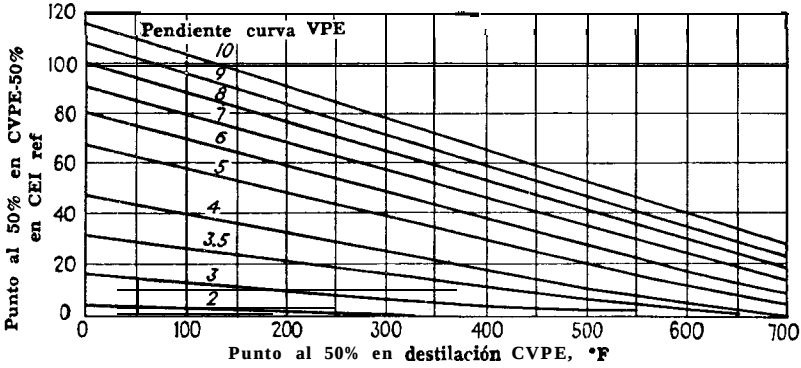


FIG. 13.9. Relación entre los puntos a *50%* de las curvas VPE y EI. *(Packie, Transactions of American Institute of Chemical Engineers)*

co igual, que la temperatura a la intersección de las dos curvas de referencia. Desplácese cada punto de la curva de vaporización instantánea (flash), el mismo número de grados que un componente puro con un punto de ebullición atmosférico, a la misma temperatura de intersección seria desplazado por el cambio de presión atmos-

[13] La Fig. 8 es una gráfica de la presión de vapor de los hidrocarburos. No se grafican los componentes individuales sino por los puntos de ebullición de los componentes puros que tiene o pueden tener a la presión atmosférica. Así, el isohexano ebulle a 140°F a presión atmosférica. La curva oblicua a 140°F puede entonces considerarse como la curva de presión de vapor para el isohexano. Sin embargo. el hexano normal ebulle a 156°F, y su curva de presión de vapor estará, en la Fig. 8. proporcionalmente entre las curvas a 140 y 160°F. Desplazándose hacia arriba o hacia abajo en la curva de los 140° se pueden obtener valores para la presión del compuesto como la ordenada y la temperatura de saturación corespondiente a tal presión. Así, a 14.7 lb/plg²a el isohexano tiene un punto de ebullición de 140' leído como la abscisa. Si se desea la presión a 100°F. muévase hacia abajo en la curva de 140" hasta una temperatura de 100'. léase en la abscisa, dando un valor a la izquierda de 6.5 lb/plg²a. En una mezcla de compuestos orgánicos, si su temperatura de ebullición se conoce a 14.7 lb/plg²a, la Fig. 8 permite con igual facilidad la determinación de la presión y temperatura correspondiente a cualquiera nueva condición. Este tipo de gráficas tienen ciertas ventajas inherentes sobre la carta de Cox más convencional. particularmente cuando es preferible dividir arbitrariamente una mezcla de hidrocarburos en un número ficticio de compuestos puros de manera que se aproxime a la composición total de la mezcla.

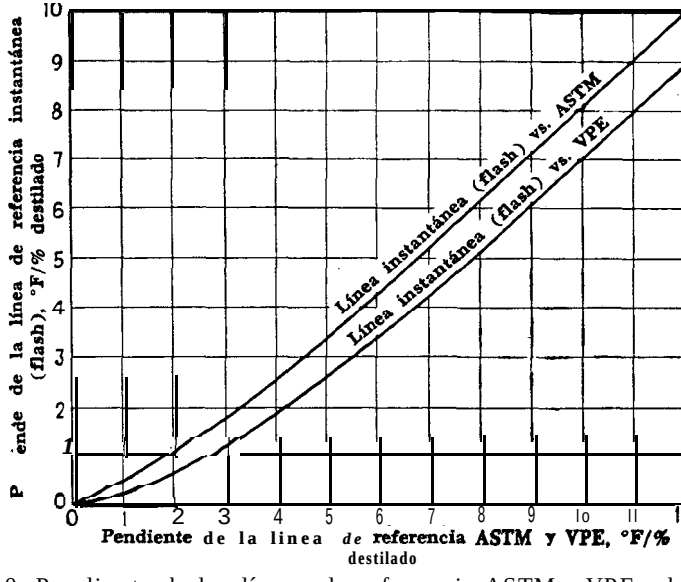


FIG. 13.10. Pendiente de las líneas de referencia ASTM y VPE a las lineas CEI. *(Packie, Transactions of American Znstitute of Chemical Engineers)*

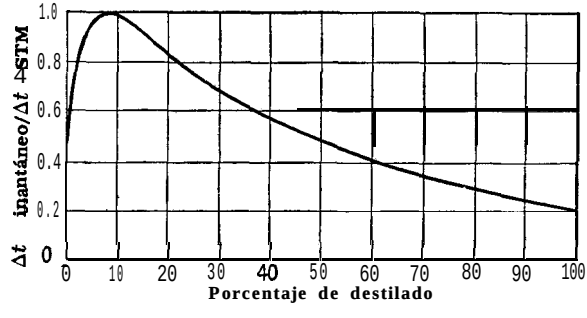


FIG. 13.11. Desviación At de la curva ASTM de su linea de referencia. *(Packie, Transactions of American Znstitute of Chemical Engineers)*

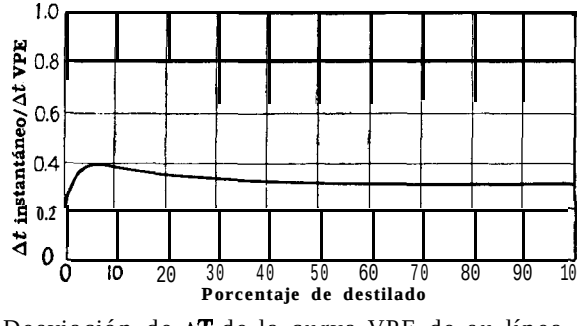


FIG. 13.12. Desviación de ΔT de la curva VPE de su línea de referencia. *(Packie, Transactions of* American *Znstitute of Chemical Engineers)*

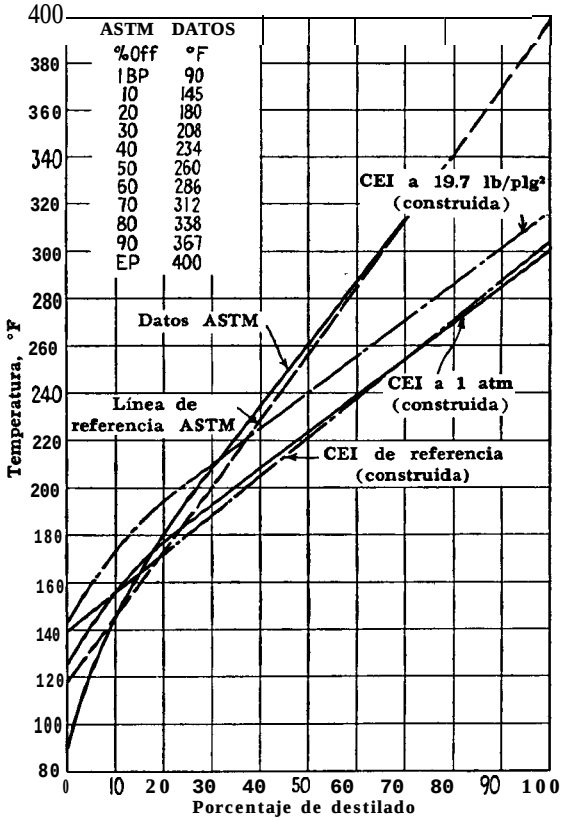


FIG. 13.13. Gráfica de la curva ASTM y construcción de la CE1

férica. Para presiones de operación mayores que 25 lb/plg² se puede esperar mayor exactitud empleando el método de Katz y Brown.[14]

El método de calcular coeficientes de transferencia de calor para estos sistemas, se difiere hasta seguir un ejemplo ilustrativo del cálculo de las diferencias verdaderas de temperatura balanceadas, de manera que los problemas que se originan en el calculo de la curva de condensación puedan esclarecerse al principio.

EJEMPLO 13.6a. **Cálculo de una mezcla de hidrocarburo -no condensable— vapor de agua.** El producto de una columna de destilación que opera a 5 lb/plg²g contiene 13 330 lb/h de vapor de aceite, 90 lb/h de gas no condensable de peso molecular 50, y 370 lb/h de vapor de agua. Al condensarse el vapor de aceite tiene una gravedad específica promedio de 50°API. El producto de la destilación está a 305°F y se condensa completamente (todo lo posible) con agua de 85 a 120°F.

Determine la verdadera diferencia de temperatura balanceada.

[14] Katz, D. L., and G. G. Brown, *Ind. Eng. Chem.*, 25, 1373.1384 (1933).

La destilación ASTM del aceite solo en el producto, es como sigue:

% destilado	Temp. °F
Punto inicial de ebullición	90
10	145
20	180
30	208
40	234
50	260
60	286
70	312
80	338
90	367
Punto final	400

Solución: Base 1 hora.

(1) y (2) Grafíquese la curva ASTM y la línea de referencia como se indica en la Fig. 13.13. Aplicando el método bosquejado, determínese el punto de rocío de (a) vapor de aceite y (b) vapor de agua, (c) la curva de condensación, (d) la carga térmica, (e) la diferencia verdadera de temperatura balanceada, y finalmente (f) el condensador.

(3) Pendiente de la ASTM $= \frac{70\% - 10\%}{60\%} = \frac{312 - 145}{60} = 2.79°F/\%$

(4) Promedio del punto a 50% $= \frac{20 + 50 + 80\%}{3} = \frac{180 + 260 + 338}{3} = 259.3°F$

(5) Para el punto a 50% en la curva de equilibrio instantáneo (CEI) de la Fig. 13.8 donde la pendiente de ASTM = 2.79°F/% y 259.3°F
Punto 50% ASTM = punto 50% curva instantánea (flash) = 38°F
50% en CEI = 259 − 38" = 221°F fijando el primer punto en CE1

(6) De la Fig. 13.10, curva superior
Pendiente de la línea instantánea (flash) de referencia = 1.65°F/%
10% en CE1 = 50% − 40% = 221 − 40 × 1.65 = 155°F
70% en CEI = 50% + 20% = 221 + 20 × 1.65 = 254°F

(7) Dibújese esta línea como referencia a través del punto a 50%. Calcúlese la curva instantánea para diferentes porcentajes de destilado.

(8) AT ASTM = °F ASTM − °F ASTM referencia

(9) AT ASTM × (factor Fig. 13.11) = AT CE1

(10) °F CEI referencia + AT CEI = °F CEI

(11) 0% destilado:
AT ASTM = 90 − 117 = -27°F.
AT CEI = -27 × 0.50 = 13.5°F.
°F CEI = 139 − 13.5 = 125.5

10% destilado:
AT ASTM = 145 − 145 = 0.

20 % destilado :
AT ASTM = 180 − 173 = +7.0°.

AT CE1 = +7.0 × 0.82 = 5.7".
°F CEI = 172 + 5.7 = 177.7.

30% destilado :
AT ASTM = 208 − 201 = +7.0°.
AT CE1 = +7.0 × 0.67 = 4.7".
°F CE1 = 188 + 4.7 = 192.7.

40% destilado:
AT ASTM = 234 − 229 = +5.0°.
AT CEI = 5.0 × 0.57 = 2.9".
°F CEI = 204 + 2.9 = 206.9.

70% destilado:
AT ASTM = 312 − 312 = 0.

(12) Corrección por presión: Intersección de la referencia ASTM y CEI a 170°F. De la Fig. 8 en el Apéndice siga oblicuo a 170' a la intersección con 19.7 lb/plg² a 187°F. Añádase 187' − 170" = 17° a cada punto.

Cálculo del punto a 80% :

Entra el siguiente vapor, 13 330 lb/h aceite 50" API, 370 lb/h de vapor de agua, 90 lb/h gas de peso molecular 50.

Para 80%, 13 330 × 0.80 = 10 664 lb/h aceite no condensado

Punto de ebullición promedio de CE1 a 1 atm es 269°F de la Fig. 13.13.

Punto de ebullición promedio de CE1 a 19.7 lb/plg²a añádase 17°F = 269 + 17 = 286°F.

El peso molecular del vapor de punto a punto se determina mediante la Fig. 13.14.

Para un aceite de 50°API y 269°F, peso molecular = 113

Moles de aceite por condensar = 10 664/113	=	94.3
Lo siguiente está también presente: Moles de gas = 90/50	=	1.80
Moles de vapor de agua = 370/18	=	20.6
Moles totales	=	116.7

La presión total es 19.7 lb/plg²a, y la presión parcial de cada componente es proporcional a su fracción mol.

Presión parcial del aceite = (94.3/116.7)19.7 = 15.9 lb/plg²a.

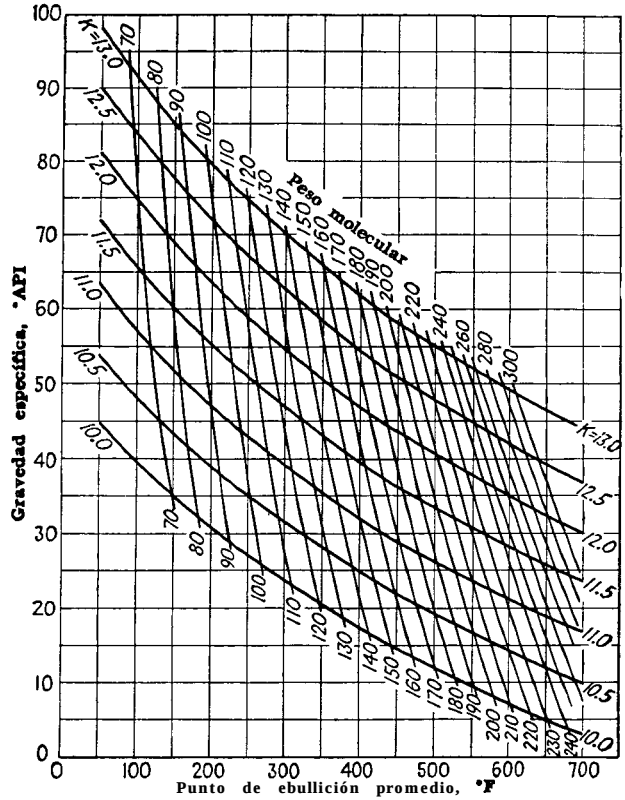
Presión parcial del gas NC = (1.8/116.7)19.7 = 0.304 lb/plg²a.

La temperatura a la que el aceite condensará en presencia de no condensable, corresponde a su presión parcial.

Refiérase a la Fig. 8 en el Apéndice, la que relaciona la temperatura a la que una fracción ebullirá a mayor o menor temperatura si la temperatura a una presión dada se conoce.

A 19.7 lb/plg²a el punto de ebullición es 286°F. En la intersección de esta ordenada y la abscisa sígase una oblicua a una ordenada de 15.9 lb/plg²a y léase una nueva abscisa de 277°F. Estos valores son las temperaturas de condensación actual del aceite en presencia de gas no condensable y vapor.

Para determinar la carga de calor es también necesario determinar la temperatura a la cual el vapor empiece a condensarse, puesto que el condensado último, agua, es inmiscible con el aceite condensado. El vapor de agua puede condensarse antes de que se alcance el punto de rocío del aceite, durante la condensación del aceite o después de que todo el aceite se ha condensado. El punto de rocío del vapor de agua es función únicamente de su presión parcial en el vapor y la temperatura de saturación del vapor puro a su presión parcial.



13.14. Pesos moleculares de las fracciones de petróleo. (*Watson, Nelson, and Murphy, Industrial and Engineering Chemistry*)

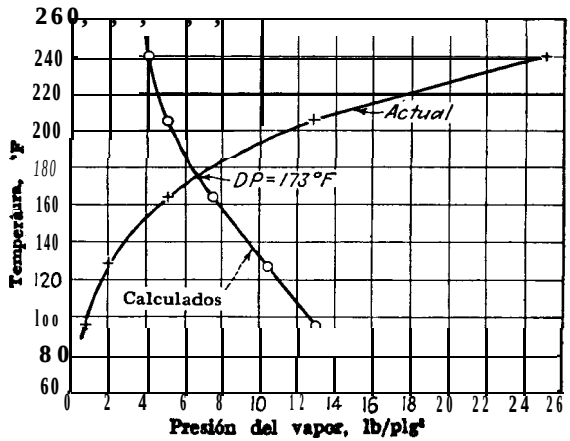


FIG. 13.15. Presión de vapor de agua calculada vs. actual

A 19.7 lb/plg²a, si solamente estuviera presente vapor de agua puro, condensaría a 227°F. El punto de rocío en este caso debe ser considerablemente menor.

CALCULO DEL PUNTO DE ROCIO DEL VAPOR DE AGUA

T, °F	$[p_t - (p_{aceite} + p_{NC})] = p_{vapor}$			p_{sat} (tablas de vapor)
95	19.7	6.73	12.97	0.815
127	19.7	9.40	10.30	2.050
163	19.7	12.25	7.45	5.09
205	19.7	14.64	5.06	12.77
240	19.7	15.65	4.05	24.97

Estos datos se grafican en la Fig. 13.15, el punto de intersección, 173°F, es el punto de rocío del vapor de agua.

Para establecer la respectiva carga de calor en las zonas de aceite y de vapor de agua, la condensación del aceite desde la entrada al punto de rocío del vapor de agua se determina de la Tabla 13.4. Cuando condensan juntos vapor de agua y aceite, será necesario suponer una temperatura inferior al punto de rocío del vapor y la cantidad de aceite condensado en ese punto. Si a la temperatura supuesta la suma de las presiones parciales excede a la presión total, 19.7 lb/plg²a, deberán fijarse las cantidades de aceite, vapor de agua y no condensable.

A 173°F, el punto de rocío del vapor de agua, $p_{sat} = 6.417$ lb/plg²a

$$p_{aceite} + p_{NC} = 19.7 - 6.417 = 13.29 \text{ lb/plg}^2\text{a}$$

	Mol/h
Aceite	= X
Gas NC = 90/50	= 1.8
Vapor de agua = 370/18	= 20.55
	22.35 + X

Pero las 20.55 moles de vapor de agua ≙ 6.417 lb/plg²a

$$19.7 \times 20.55/(22.35 + X) = 6.417$$

$$X = 40.75 \text{ moles aceite}$$

Las presiones parciales de los componentes, en sus fracciones molares, son

	lb/plg²
Aceite	12.74
Gas NC	0.56
Vapor de agua	6.42
	19.72

173°F y 12.74 lb/plg²a son equivalentes a 180°F a 14.7. De la Fig. 13.14 el peso molecular de los vapores es 85.

$$\text{lb/h vapor} = 40.75 \times 85 = 3470 \text{ lb}$$

$$\% \text{ Condensado} = \frac{(13\,330 - 3470)100}{13\,330} = 74\%$$

Se necesita ahora determinar las cantidades de vapor de agua y aceite condensadas a temperaturas menores que el punto de rocío del vapor. Al construir la Tabla 13.4 la presión parcial del vapor de agua y las moles en la fase gas se consideraron constantes. Sin embargo, realmente cuando se condensa vapor de agua, resulta en una disminución gradual y continua de la presión. La corrección se hace después.

TABLA 13.4. CURVA DE CONDENSACION DE ACEITE

%	Condensables, lb/h	Punto de ebullición prom. en CE1 14.7 lb/plg²a °F	Punto de ebullición prom. en CE1 19.7 lb/plg²a °F	Peso mol. 50' API	Moles aceite	Moles gas NC	Moles vapor de agua	Moles totales	Presión total, lb/plg²a	Presión parcial del aceite, lb/plg²a	Presión parcial de gases NC lb/plg²a	Temp. condensación °F
100	13,330	300	317	124	107.5	1.8	20.6	129.9	19.7	16.3	1.273	305
80	10,664	269	286	113	94.3	1.8	20.6	116.7	19.7	15.9	1.304	277
60	7,998	239	256	103	77.7	1.8	20.6	100.1	19.7	15.3	0.354	240
40	5,332	207	224	93	57.4	1.8	20.6	79.8	19.7	14.3	0.444	205
20	2,666	178	195	84	31.8	1.8	20.6	54.2	19.i	11.6	0.654	163
10	1,333	155	172	78	17.1	1.8	20.6	39.5	19.í	8.5	0.897	127
5	667	141	158	75	8.9	1.8	20.6	31.3	19.i	5.6	1.13	95

La reducción de la presión parcial del vapor de agua en la mezcla aumenta la presión parcial del aceite, aumentando, por lo tanto, el porcentaje de condensación para una temperatura dada. Así, para 80% de condensación, si se eliminara el vapor de agua y el gas no condensable, la temperatura correspondería a 195°F a 19.7 **lb/plg²a** en CE1 en lugar de **163°F** cuando el vapor y los no condensables están presentes.

Prueba 1:

A **163°F,** supóngase que el 90% del vapor de aceite se condensa.

	Mol/h	*mf*
Vapor de aceite 13 300 × 0.10/78.	17.1	$17.1/(18.9 + X)$
Gas NC	1.8	$1.8/(18.9 + X)$
Vapor de agua.	X	$X/(18.9 + X)$
Total	$18.9 + X$	

Entonces **19.7X/(** 18.9 + X) es la presión parcial del vapor de agua. Puesto que el agua es insoluble en los hidrocarburos, la presión parcial también está fija por la presión de saturación dada en las tablas de vapor.

Para **163°F** p_{vapor} = 5.09 **lb/plg²a**

$$19.7X/(18.9 + X) = 5.09$$
$$X = 6.58 \text{ moles vapor}$$

	Mol/h	*mf*	$mf \times p_t = p_{parcial}$
Vapor de aceite. .	17.1	0.672	13.23
Gas NC, .	1.8	0.070	1.38
Vapor de agua .	6.58	0.258	5.09
Total. . .	25.48	1.000	19.70

Una temperatura de 163°F a 13.23 **lb/plg²a** es equivalente a la temperatura de 188°F a 19.7 **lb/plg²a.** De la CE1 a 19.7 **lb/plg²a** en la Fig. **13.13,** se verá que 16.5% se vaporizará a 188°F o 83.5% se condensa. Se supuso que 90% se condensaba, entonces la cantidad de aceite supuesta como condensada estaba errada, se requiere una nueva prueba.

Prueba 2:

A 163°F supóngase que se condensa 85% de vapor.

	Mol/h	*mf*	$mf \times p_t$
Vapor de aceite, 13 330 X .15/81. .	24.7	0.692	13.62
Gas NC, $^{9}/_{50}$. . . .	1.8	0.050	0.99
Vapor, X	(*X* = 9.23)	0.258	5.09
		1.00	19.70

163°F a 13.62 **lb/plg²a** ⇔ 185°F en la CE1 a 19.7 **lb/plg²a.** Este punto corresponde a 15% del líquido u 85% condensado. Las suposición es correcta.

Vapor de agua inicial = $^{370}/_{18}$ = 20.55 moles
Vapor de agua no condensada a 163°F = 9.23
Moles condensadas, 173 — 163°F = 11.32

Similarmente

T, °F	Aceite cond. %	Aceite cond. lb	Vapor cond. lb
173	74	9 863	0
163	85	11 350	204
127	97.5	13 000	357
95	100	13 330	370

Curva de condensación. Las datos siguientes de entalpía se han tomado de la Fig. 11 en el Apéndice y de las tablas de vapor. Las limitaciones de este tipo de datos de entalpia para el petróleo pueden encontrarse en la literatura.

La inconsistencia de la temperatura de referencia para la entalpía, **para el** vapor de agua y el vapor de aceite no afectan la solución, ya que **sólo** se consideran **diferencias.**

Aceite			Vapor de agua	
T_c, °F	H_v, Vapor	H_l, líquido	H_g o H_v, gas o vapor	H_l, liquido
305	368	242	1197.0	**Sobrecalentado**
277	359	225	1184.1	**Sobrecalentado**
240	337	204	1167.0	Sobrecalentado
205	322	185	1150.6	Sobrecalentado
173	310	168	1135.4	140.9
163	306	163	1131.4	130.9
127	293	144	1116.6	94.9
95	283	128	1103.1	63.0

Carga térmica

305°F:

			H	q
Vapor de aceite	= 13 330 X 368	=	4 920 000	
Vapor de agua	= 370 x 1197.0	=	443 000	
Gas NC	= 90 X 0.46(273)	=	11 300	
			5 374 300	0

277°F :

Vapor de aceite	= 10 664 X 354	=	3 770 000	
Aceite líquido	= 2 666 X 225	=	595 000	
Vapor de agua	= 370 X 1184.1	=	438 000	
Gas NC	= 90 X 0.46(245)	=	9300	
			4 812 300	562 000

240°F:

			H	q
Vapor de aceite	= 7 998 X 337	=	2 695 000	
Aceite líquido	= 5 332 X 204	=	1 088 000	
Vapor de agua	= 370 X 1167	=	432000	
Gas NC	= 90 X 0.46(208)	=	8 600	
			4 223 600	588 700

205°F:

Vapor de aceite	= 5 332 X 322	=	1 715 000	
Aceite líquido	= 7 998 X 185	=	1480090	
Vapor de agua	= 370 X 1150.6	=	426000	
Gas NC	= 90 X 0.46(173)	=	7 200	
			3 628 200	595 400

173°F (Punto de rocío del vapor):

Vapor de aceite	= 2 666 X 310	=	827 000	
Aceite líquido	= 10664 x 168	=	1 790 000	
Vapor de agua	= 370 x 1135.4	=	420 000	
Gas NC	= 90 X 0.46(141)	=	5 800	
			3 042 800	585 400

163°F:

Vapor de aceite	= 1 980 X 306 = 606000		
Aceite líquido	= ll 350 x 163 = 1 850 000		
Vapor de agua	= 166 × 1131.4 = 188500		
Agua	= 204 x 130.9 = 26 700		
Gas NC	= 90 X 0.46(131) = 5 400		
	2 676 600	366 200	

127°F:

Vapor de aceite	= 330 X 293 = 96 600		
Aceite líquido	= 13 000 × 144 = 1 870 000		
Vapor de agua	= 13 x 1116.6 = 14 400		
Agua	= 357 X 94.9 = 33 900		
Gas NC	= 90 X 0.46(95) = 3 900		
	2 018 800	657 800	

95°F:

Aceite líquido	= 13 800 x 128 = 1710000		
Agua	= 370 X 63 = 23 300		
Gas NC	= 90 X 0.46(63) = 2 600		
	= 1 735 900	282 900	

Estos cálculos se grafican en la Fig. 13.16

Sumario:

Entrada al punto de rocío del vapor:
5374300 − 3042800 = 2331500 Btu/h

Punto de rocío del vapor a la salida:
3 042 800 − 1 735 900 = 1 306 900

Total 3 638 400 Btu/h

$$\text{Agua total} = \frac{3\ 638\ 400}{120 - 85} = 104\ 000 \text{ lb/h}$$

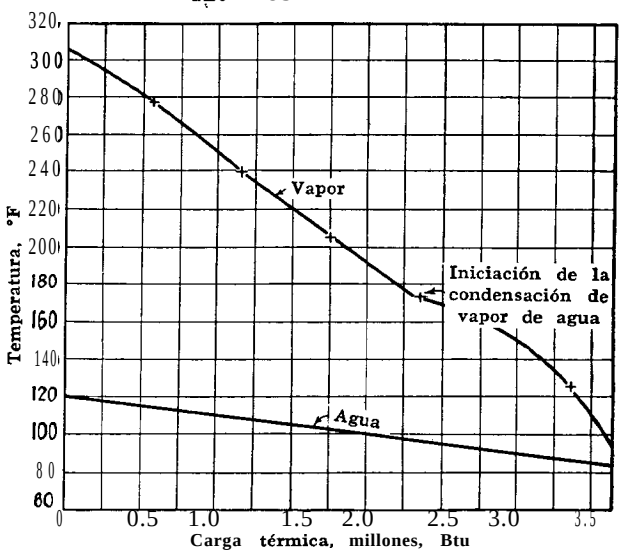


FIG. 13.16. Condensación de mezclas de hidrocarburos con gas y vapor

En este problema en particular, la curva de condensación desde la entrada al punto de rocío del vapor de agua es casi línea recta. Cuando tanto los cambios de temperatura en la coraza como en los tubos son proporcionales a la carga de calor, puede aplicarse la MLDT.

Temperatura del agua al punto de rocío del vapor,

$$t_w = 35 + \frac{1\,306,900}{3\,638\,400} \times 35 = 97.5°\text{F}.$$

Diferencia verdadera de temperatura balanceada, At:
Entrada al punto de rocío del vapor:

$$\begin{array}{llll} T_1 & 305 & 120.0 & t_2 \\ T_x & 173 & 97.5 & t_y \end{array} \qquad \text{MLDT} = 122.2°\text{F}$$

$$UA = \frac{\Delta q}{\Delta t} = \frac{2\,331\,500}{122.2} = 19\,050$$

Punto de rocío del vapor a la salida (de la Fig. 13.16):

t	Δq	T_c	t_w	Δt_{prom}	$\frac{\Delta q}{\Delta t}_{prom} = UA$
2 331 500	.....	173	*97.5*		
2 500 000	169 000	169	*96*	74	2 285
2 750 000	250 000	161	*93*	70.5	3 550
3 000 000	250 000	149	91	63	3 970
3 250 000	250 000	134	89	51.5	4 850
3 500 000	250 000	112	86	35.5	7 040
3 638 000	138 000	95	85	18.5	7 460
				$UA = \sum \frac{\Delta q}{\Delta t}$	29,155

$$\text{At balanceada} = \frac{0}{\Sigma\, \Delta q/\Delta t} = \frac{1\,306\,900}{29\,155} = 4.8°\text{F}$$

Diferencia total de temperatura balanceada:

$$\text{At balanceada} = \frac{638500}{29\,155 + 19\,050} = 75.5°\text{F}$$

La MLDT sin corregir es 60.1°F.

Coeficiente total de transferencia de calor. La curva de condensación del Ej. 13.6*a* es típica de la condensación que puede ocurrir para el sistema y fases indicadas. Se repite aquí que el punto de rocío del vapor de agua puede ser mayor que el punto de rocío del aceite y que el vapor de agua puede empezar a condensar primero. Cuando esto último ocurre, la superficie desde el punto de rocío del vapor de agua hasta el punto de rocío del aceite puede tratarse como en la condensación ordinaria de un vapor de un no condensable con el vapor de aceite sobrecalentado combinándose con el gas para formar el

total de los no condensables. Si el vapor entra a temperatura arriba de cualquier punto de rocío, se enfría hasta el primer punto de rocío como gas seco, aunque esto no sucede después de una columna de destilación, ya que el vapor del último plato está siempre en su punto **de rocío.**

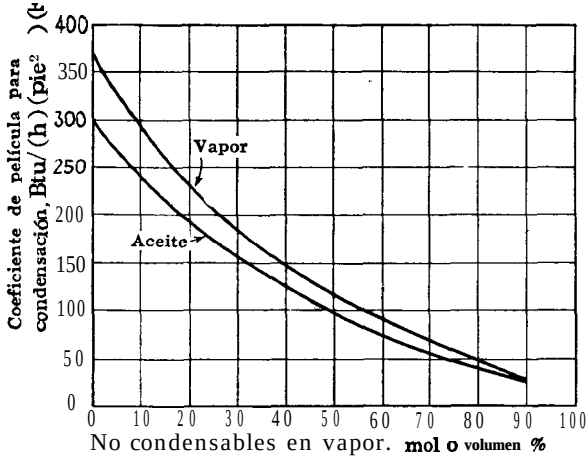


FIG. 13.17. Coeficientes de condensación para vapores y no condensables

Cuando el vapor de agua está sobre su punto de rocío, se considera como un gas no condensable por seguridad, aun cuando la temperatura de la pared del tubo puede estar debajo del punto de rocío del vapor de agua y, por lo tanto, húmeda. Cuando el vapor de aceite condensa en presencia de no condensables, el problema es de nuevo de difusión, excepto que las ecuaciones empleadas hasta ahorita para la difusión, no son muy confiables cuando se calculan de propiedades de vapores de alto peso molecular. Una curva para los coeficientes de condensación y difusión de vapores de aceite en presencia de no condensables está graficada en la Fig. 13.17 en función del porcentaje de los no condensables. Su origen se discute en seguida.

Cuando el vapor de agua se difunde a través de un gas no condensable y vapores miscibles, la velocidad de transferencia de calor es bastante diferente de la de difusión pura. Se ha logrado una correlación no publicada de los coeficientes limpios totales U_c obtenidos por el cálculo de la difusión pura del vapor, usando los métodos de la Sección 4 de este capítulo, a través de gases con peso molecular entre 16 y 50. Los datos calculados definen una línea común cuando U_c se grafica en contra del porcentaje de los no condensables aun cuando la presión de operación en el sistema se varía. La curva obtenida de estos datos se toma como una curva base y se le añade

la resistencia de la película correspondiente a un espesor de 0.002 plg, la que da una resistencia promedio de 0.0020. La curva de vapor mostrada en la Fig. 13.17 se construyó de esta manera. La curva de difusión del aceite se estableció tomando el coeficiente de condensación pura para el vapor y, reduciéndolo en el mismo porcentaje en que la curva de vapor de agua se reduce mediante el aumento en el porcentaje de los no condensables. El valor base para la curva de aceite en la Fig. 13.17 fue 300, pero cualquier otro coeficiente de condensación puede usarse y reducirse correspondientemente. Por lo general, no es necesario este refinamiento. El uso de curvas a bajos vacíos o presiones muy altas es cuestionable, pero se han diseñado un buen número de condensadores que corresponden a los datos obtenidos por este método y han operado con éxito.

Mientras que el método basado en el uso de coeficientes ficticios como el sugerido puede ser no muy deseable comparado con el método de los coeficientes individuales, tiene la ventaja de ser rápido. El enfriamiento del condensado a la temperatura de salida en condensadores horizontales, puede ser tratado de manera similar al de la Sección 2, usando la velocidad de convección libre U de cerca de 50 y aplicando a la carga térmica promedio de calor sensible. El agua se considera en los pasos más fríos, y el aumento en la temperatura del agua se designa consecuentemente.

EJEMPLO 13.6b. Cálculo de un condensador para la condensación de los no condensables de una mezcla inmiscible con agua. El vapor del Ejemplo 13.6a debe condensarse con un factor de obstrucción de cuando menos 0.0030 y una caída de presión que no exceda a 2.0 lb/plg² para el vapor y 10.0 lb/plg para el agua.

Se dispone de un intercambiador de 27 plg DI que contiene 286 tubos de 1 plg DE, 14 BWG, 12'0" de largo, arreglados en triángulo de 1¼ plg de paso. El haz de tubos está arreglado para ocho pasos y los deflectores están espaciados a 16 plg.

Solución:

Intercambiador:

Coraza	Tubos
DI = 27 plg	Número y longitud = 286, 12'0"
Esp. de los defl. = 16 plg	DE, BWG, paso = 1 plg, 14 BWG, 1¼ plg en triángulo
Pasos = 1	Pasos = 8

Superficie limpia *requerida:*

Carga térmica a la entrada hasta el punto de rocío del vapor, = 2 331500 Btu/h

At = 122.2°F h_{io} para el agua es 700 Btu/(h) (pie*) ('F)
De la Tabla 13.4 a la entrada

Gas NC + vapor de agua = 1.8 + 20.6 = 22.4 mol/h
Total = 129.9 mol/h

$$\% \text{ gas NC} = \frac{22.4}{129.9} = 0.1735$$

De la Fig. 13.17, h_o = 205 Btu/(h)(pie²)(°F)
Al punto de rocío del vapor

	Mol/h
Gas NC + vapor de agua	22.4
Aceite	40.75
Total	63.2

$$\%\text{NC} = \frac{22.4}{63.2} = 0.354$$

De la Fig. 13.17, h_o = 140
Coeficiente total promedio logarítmico = 136.5 Btu/(h)(pie²) ('F)
At = 122.2°F

$$A_{C1} = \frac{Q}{U\,\Delta t} = \frac{2\,331500}{136.5 \times 122.2} = 139.5 \text{ pies}^2$$

Al punto de rocio del vapor de agua, éste ya no se considera como no condensable. Y como el resto del vapor de aceite se condensa, no debe considerarse como un no condensable en presencia de vapor de agua, aun cuando la presencia de cada uno de ellos tiene influencia sobre la velocidad de difusión del otro.

Al punto de rocío del vapor de agua a la salida:

	Mol/h
Gas NC	1.8
Vapor de agua	20.6
Total	22.4

$$\%\ \text{Gas NC} = \frac{1.8}{22.4} = 0.080$$

De la Fig. 13.17, U_C = 212 (balanceado para aceite y vapor de agua)
A la descarga

Gas NC = 1.8 moles
Vapor de agua = despreciable

De la Fig. 13.17, U_C = 15
Coeficiente total promedio logarítmico = 74.5 Btu/(h)(pie²)(°F)
At = 44.8°F

$$A_{C2} = \frac{Q}{U\,\Delta t} = \frac{1306900}{74.5 \times 44.8} = 391 \text{ pies*}$$

Velocidad de subenfriamiento: considere que todo el condensado se enfría en la mitad del rango completo de condensación.

Calor del liquido (50°API) = 13 330 $\times$ 0.55(305 − 95)/2 = 770 000 Btu/h

Supóngase que los pasos con agua más fría están en contacto con el condensado.

$$\text{Aumento de temperatura del agua} = \frac{770\ 000}{3\ 638\ 400} \times 35 = 7.4°F$$

Condensado, 305 a 95°F

Agua de 85 a 92.4°F

MLDT, = 66.3°F

Usese un valor de $U = 50$ para convección libre.

$$A_s = \frac{Q}{U\,\Delta t} = \frac{770\ 000}{50 \times 66.3} = 232.5 \text{ pies}^2$$

Superficie limpia total, A_C = 139.5 + 391 + 232.5 = 763 pies²

Coeficiente total limpio U_C:

$$U_C = \frac{Q}{A_C\,\Delta t} = \frac{3\ 638\ 400}{763 \times 75.5} = 63.2 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)(°F)}$$

Coeficiente total de diseño U_D:

Superficie externa por pie de longitud = 0.2618 pies (Tabla 10)

$A = 286 \times 12'0'' \times 0.2618 = 897$ pie²

$$UD = \frac{3\ 638\ 400}{897 \times 75.5} = 53.7$$

Factor de obstrucción:

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{63.2 - 53.7}{63.2 \times 53.7} = 0.0028 \text{ (h) (pie}^2\text{) (°F)/Btu}$$

La caída de presión se calcula de la manera acostumbrada.
Sumergencia (232.5/763)897 = 274 pies² de superficie.

Sumarlo

*	h Exterior	700
U_C	63.2	
U_D	53.7	
R_d Calculado	0.0028	
R_d Requerido	0.063	
0.8	Calculada ΔP	5.6
2.0	Permitida ΔP	10.0

* Compuesto. Factor de obstrucción bajo.

PROBLEMAS

13.1. El siguiente vapor entra a un condensador a 40 lb/plg²a

	Moles/h
C_4	6.4
C_5	219.7
C_6	2.3
	226.4

Supóngase una caída de presión de 5 lb/plg² en el condensador. Se dispone de un condensador horizontal 1-2 de 25 plg DI que contiene 222 tubos de 1 plg DE, 14 BWG y 12'0" de largo, arreglados en ocho pasos con arreglo en cuadro de 1¼ plg. Los deflectores se espacian a 18 plg. Enfriamiento por agua de 85 a 120°F.

(a) ¿Cuál es la verdadera diferencia de temperatura?

(b) ¿Cuál es el factor de obstrucción y las caídas de presión?

13.2. El siguiente vapor entra a un condensador a 20 lb/plg²a

	Mols/h
C_4	10.5
C_5	150.0
C_6	39.6
C_7	63.7
C_8	191.5

El enfrlamiento se efectúa por agua de 85 a 120°F.

Se dispone de un condensador horizontal 1-2 de 23¼ plg DI, con 308 tubos de ¾ plg DE, 14 BWG, 12'0" de largo, los tubos están arreglados para cuatro pasos en arreglo en cuadro de 1 plg. Los deflectores están espaciados a 24 plg.

(a) ¿Cuál es la verdadera diferencia de temperatura?

(b) ¿Cuál es el factor de obstrucción y la caída de presión?

13.3. El siguiente vapor de una torre entra a un condensador a 50 lb/plg²a

	Mols/h
C_4	31
C_5	245
C_6	124
H_2O	40
	440

El enfriamiento se efectúa por agua de 85 a 120°F.

(a) ¿Cuál es la verdadera diferencia de temperatura?

(b) Calcúlese el tamaño de un condensador 1-2 horizontal que se requiere para esta aplicación estipulando un factor de obstrucción mínimo de 0.904 y una caída de presión de 2.0 para el vapor y 10.0 para el agua. Usense tubos de 1 plg en arreglo en cuadro de 1¼ plg con una velocidad minima para el agua de 3.0 pps.

13.4. 2800 lb/h de aire saturado con vapor de agua a 203°F y 5 lb/plg² entran a un condensador donde se enfrían a 100°F mediante agua de 70 a 100°F.

Se dispone para este servicio de un condensador 1-2 de 27 plg DI con 462 tubos de ¾ plg DE, 16 BWG, 12'0" de largo, en cuatro pasos en arreglo triangular de 1 plg. Los deflectores están a 24 plg.

(a) ¿Cuál es la verdadera diferencia de temperatura?
(b) Cuál es la caída de presión y el factor de obstrucción?

13.5. Un aceite tiene la siguiente curva de destilación ASTM:

% destilado	°F
IBP	310
10	328
20	333
30	346
40	354
50	360
60	367
70	372
80	377
90	332
100	387

28 000 lb/h de aceite (peso mol. = 154) y 4 400 lb/h de vapor de agua entran a un condensador a 20 lb/plg²a. El agua de enfriamiento variará de 85 a 100°F. Se dispone de un condensador vertical 1-2 de 31 plg DI, 16'0" de largo con 728 tubos de ¾ plg DE, 18 BWG, 16'0" de largo arreglados en dos pasos con arreglo triangular de 1 plg.

(a) ¿Cuál es la At balanceada?
(b) ¿Cuál es el factor de obstrucción y las caídas de presión?

13.6.. Un aceite de 48°API tiene la siguiente curva de destilación ASTM:

% destilado	°F
IBP	100
10	153
20	190
30	224
40	257
50	234
60	311
70	329
80	361
90	397
Punto final	423

15300 lb/h de vapor de aceite, 3 620 lb/h de vapor de agua, y 26200 lb/h de gases no condensables (peso mol. = 46) a 2.0 lb/plg² deben condensarse usando agua de enfriamiento con una temperatura de entrada de 85°F.

Se dispone para este servicio de dos condensadores horizontales 1-2 de 33 plg DI, conectados en serie y que contienen 680 tubos de ¾ plg DE, 14

BWG, 16'0" de largo, arreglados para cuatro pasos en arreglo en cuadro de 1 plg. Los deflectores están a espaciado máximo.

(*a*) Considerando el condensador a presión atmosférica, ¿cuál es la At balanceada?

(*b*) ¿Cuáles son los factores de obstrucción y las caídas de presión?

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO 13

A	Superficie de transferencia de calor, pie.+
A_C	Superficie de transferencia de calor limpia, pies²
A_c, A_s	Superficie de transferencia de calor para condensación y subenfriamiento, respectivamente, pies²
A_q	Superficie de transferencia de calor correspondiente al intervalo de carga térmica q, pies²
a	Area de flujo, pies*
B	Espaciado de los deflectores, plg
C	En las derivaciones, calor específico del fluido caliente, Btu/(lb) (°F); número de componentes en la regla de la fase, adimensional
C'	Espaciado entre los tubos, plg
c	Calor específico del fluido frío, Btu/(lb) ('F)
D	Diámetro interior de los tubos, pies
D_o	Diámetro exterior de los tubos, pies
d	Diámetro interior de los tubos, plg
D_e	Diámetro equivalente para la transferencia de calor y caída de presión, pies
d_e	Diámetro equivalente para la transferencia de calor y caída de presión, plg
F	Grados de libertad en la regla de la fase
f	Factor de fricción
f_p, f_t	Fugacidad del compuesto puro, fugacidad a presión total, atm
G	Masa velocidad, lb/(h) '(pie*)
G_m	Masa velocidad mol, mol/(h) (pie*)
G'	Carga del condensador para condensadores verticales Ib/(h) (pie)
G''	Carga del condensador para condensadores horizontales lb/(h) (pie)
g'	Aceleración de la gravedad, pies/seg²
H_v, H_i	Entalpía del vapor, entalpía del líquido, Btu/lb
h, h_i, h_o	Coeficiente de transferencia de calor en general, para líquido interior, para líquido exterior, respectivamente Btu/ (h) (pie²) (°F)
h_{io}	Valor de h_i referido al diámetro exterior del tubo, Btu/(h)'(pie²) (°F)
$\bar{h}$	Coeficiente promedio de película en la condensación, Btu/(h)'(pie²) (°F)
j_H	Factor para transferencia de calor (hD/k) $(c\mu/k)^{-1/3}$, adimensional
j_h	Factor para transferencia de calor $(h/cG)(c\mu/k)^{2/3}$ adimensional

j_d	Factor para difusión, adimensional
K	Constante de equilibrio, adimensional
K_1	Constante de equilibrio para cualquier compuesto simple o el primer compuesto, adimensional
K_G	Coeficiente de difusión, (lb-mol)/(h) (pie') (atm)
k	Conductividad térmica, Btu/ (h) (pie²) '(°F/pie)
k_d	Difusividad, pies²/h
L	Longitud del tubo, pies, líquido total, mol o mol/h
L_1	Líquido de un compuesto simple o el primer compuesto, mol o mol/h
L'_1	Líquido de un compuesto simple o el primer compuesto condensado en un intervalo, mol o mol/h
L_G	Longitud del tubo en la cual la condensación es efectiva, pies
L_c	Líquido de un compuesto simple condensado antes de un intervalo, mol o mol/h
M_A, M_B	Pesos moleculares de gases difusibles e inertes, respectivamente
M_m	Peso molecular promedio de una mezcla de vapor lb/mol
M_v	Peso molecular del componente difusible, lb/mol
mf	Fracción mol, adimensional
N	Número de deflectores, adimensional
N_d	Número de moles transferidas por difusión, adimensional
N_t	Número de tubos efectivos para condensación en un haz parcialmente sumergido, adimensional
n	Número de pasos en los tubos; número de compuestos en una mezcla
P	Número de fases en la regla de la fase
P_T	Paso del tubo, plg
ΔP	Caída de presión en general, lb/plg²
ΔP_T, ΔP_t, ΔP_r	Caída de presión total, en los tubos, y de regreso, respectivamente, lb/plg²
p	Presión parcial en general, atm
p_1, p_2	Presión parcial de los componentes; presión parcial para un componente en dos diferentes puntos, atm
p_t, p_p	Presión total y presión del componente puro, atm
p_g, p'_g	Presión parcial del gas inerte en el cuerpo del gas y en la película del condensado, atm
p_{gf}	Diferencia de presión media logarítmica de gas inerte entre p_g y p'_g, atm
Δp	Diferencia de presión del fluido difusible entre p_v y p_c, atm
Q	Flujo de calor, Btu/h
q	Flujo de calor para un intervalo, Btu/h
q_c	Flujo de calor para la condensación, Btu/h
R_d	Factor de obstrucción combinado, (h) (pie²) (°F)/Btu
Re	Número de Reynolds, adimensional
S	Gravedad específica, adimensional
T	Temperatura de la mezcla gaseosa, °K
T_1, T_2	Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente, °F
T_c	Temperatura de la película de condensado; temperatura calórica del fluido caliente, °F
T_S	Temperatura del vapor de agua, °F

t, t_1, t_2	Temperatura del fluido frío en general, entrada y salida respectivamente, °F
t_c	Temperatura calórica del fluido frío, °F
t_f	Temperatura de la película, °F
t_w, t_w	Temperatura del agua, temperatura de la pared del tubo, °F
Δt	Diferencia verdadera de temperatura, °F
U, U_C, U_D	Coeficiente total de transferencia de calor, coeficiente limpio y coeficiente de diseño, respectivamente, Btu/(h) (pie') (°F)
U_c, U_s	Coeficiente total limpio para. condensación y subenfriamiento, respectivamente, Btu/(h)(pie²)'("F)
V	Velocidad, pps o vapor total, mol o mol/h
V_1	Vapor de un compuesto simple o del primer compuesto, mol o mol/h
v_A, v_B	Volúmenes molares de difusión de un gas difusible o inerte, adimensional
W	Peso del flujo del fluido caliente, lb/h
w	Peso del flujo del fluido frío, lb/h
x, x_1, x_2	Fracción molar en el líquido
Y, Y_1, Y_2	Vapor total alimentado o cada uno de los componentes mol o mol/h
y, y_1, y_2	Fracción molar en el vapor
α	Volatilidad relativa
λ	Calor latente de vaporización, Btu/lb
μ	Viscosidad, centipoises $\times$ 2.42 = lb/(pie) (h)
μ_w	Viscosidad a la temperatura de la pared del tubo, centipoises $\times$ 2.42 = lb/(pie) (h)
p	Densidad, lb/pie³
ϕ	Razón de viscosidad, $(\mu/\mu_w)^{0.14}$

Suscritos (excepto los anotados airiba)

a	Promedio
c	Condensado o condensación
f	Película
g	Gas (inertes)
i	Inerte
l	Líquido
s	Lado de la coraza
t	Lado de los tubos
v	Vapor

CAPITULO 14

EVAPORACION

Mecanismos de vaporización. Mucho de nuestro presente conocimiento del fenómeno de ebullición se obtiene del trabajo de Jakob y Fritz[1] y las investigaciones posteriores de Jakob.[2] Cuando a través de un tubo fluye vapor de agua y aquel se encuentra sumergido en un recipiente con líquido, se forman pequeñas burbujas de vapor de una manera completamente al azar en la superficie del tubo. El calor que pasa a través de la superficie del tubo donde no se forman burbujas, entra por convección al líquido que lo rodea. Algo del calor del líquido fluye entonces hacia la burbuja, provocando evaporación desde su superficie interna hacia el interior de ella misma. Cuando se ha desarrollado suficiente fuerza ascensorial entre la burbuja y el líquido, ésta se libera de las fuerzas que la mantienen adherida al tubo y sube a la superficie del recipiente. Kelvin postuló que, para que esta conducta prevalezca, el líquido debe estar más caliente que su temperatura de saturación en la burbuja incipiente. Esto es posible, ya que la naturaleza esférica de la burbuja establece fuerzas de superficie en el líquido, de manera que la presión de saturación dentro de la burbuja es menor que la del líquido que la rodea. La temperatura de saturación de la burbuja siendo menor que la del líquido que la rodea, permite el flujo de calor dentro de la burbuja. El número de puntos en los que se originan burbujas depende de la textura de la superficie del tubo, aumentando con la rugosidad. Jakob y Fritz han detectado la presencia de líquido sobrecalentado cercano a la superficie de calentamiento y han encontrado que la diferencia entre la temperatura del líquido sobrecalentado y la temperatura de saturación del vapor es menor para superficies rugosas que para aquellas lisas.

La transferencia de calor por vaporización sin agitación mecánica, es obviamente una combinación de convección ordinaria en el líquido y convección adicional producida por la ascención de las

[1] Jakob, M., y W. Fritz. *Forschr. Gebiete Ingenieurw., 2, 434 (1931).*

[2] Jakob. M., *Mech. Eng., 58, 643* (1936); "Heat Transfer", Vol. 1, John Wiley & Sons, Inc., New York 1949.

burbujas de vapor. Bajo diferencias de temperatura muy pequeñas entre la pared del tubo y el líquido en ebullición, la formación de las burbujas tiene lugar lentamente y la velocidad de transferencia de *calor* es esencialmente la de convección libre, estando dada por las Ecs. (10.13) y (10.14). La tensión superficial y su influencia en la formación de la burbuja y su crecimiento, es otro factor que se muestra en la Fig. 14.1. La tensión superficial de agua en contra de aire es aproximadamente de 75 dinas/cm a temperatura ordinaria, mientras que la mayoría de las sustancias orgánicas tienen tensiones superficiales que varían de 20 *a* 30 dinas/cm a temperatura ordinaria. La tensión superficial de muchos líquidos a sus puntos de ebullición respectivos, sin embargo, probablemente no se aparte mucho de aquellas a temperatura ordinaria. Las tensiones superficiales de líquidos en contra de metales pueden también diferir de su tensión superficial en contra del aire, ya que la velocidad de vaporización del agua es en realidad mucho mayor que la de los líquidos orgánicos bajo condiciones idénticas. Si la tensión superficial de un líquido es baja, tiende a mojar las superficies, de manera que la burbuja en la Fig. 14.1*a*, es fácilmente ocluida por el líquido y asciende. Para líquidos de tensión superficial inmediata, como se muestra en la Fig. 14.1*b*, existe un balance momentáneo entre la burbuja y la pared del tubo, de manera que es necesario formar una burbuja más grande antes de que las fuerzas ascensoriales la liberen de la superficie del tubo, La burbuja de la Fig. 14.1*c* indica la influencia de una gran tensión superficial.

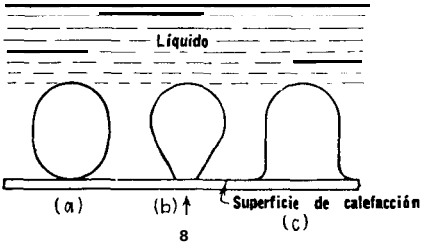


FIG. 14.1. Efecto de la tensión interfacial en la formación de las burbujas. (Según *Jakob* y *Fritz*)

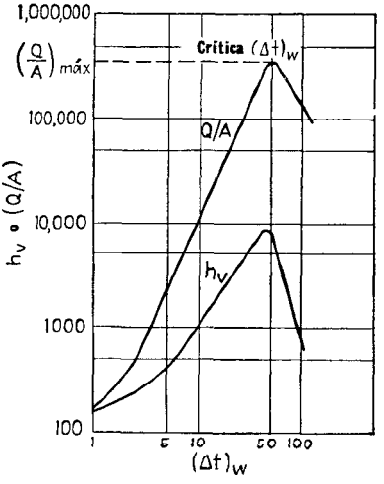


FIG. 14.2. Curva de ebullición de agua en recipientes. (Según *McAdams*)

Considere el coeficiente de ebullición típico de la curva de McAdams[3] basado en los datos de varios investigadores para el agua, como se muestra en la Fig. 14.2. Desde una (At), mayor de 5°F hay una correlación logarítmica relativamente recta entre el coeficiente de vaporización y la diferencia de temperatura, donde $(\Delta t)_w$ es la diferencia de temperatura entre la pared del tubo y el vapor. Esta correlación cambia, sin embargo, a la ***diferencia de*** temperatu***ra crítica*** que se manifiesta alrededor de 45°F para aguas que se evaporan en recipientes. A esta diferencia de temperatura la superficie caliente y el líquido se aproximan a las condiciones mostradas en la Fig. 14.3. Hay un predominio del vapor en la pared del tubo debido a la rápida y alta transferencia de calor, de manera que en realidad muy poco líquido tiene contacto con la pared caliente del tubo. Esta condición se llama ***interferencia,*** siempre que la gran cantidad de vapor formado en la pared del tubo sirve realmente como una resistencia de gas al paso de calor hacia el líquido y reduce el coeficientes de película para la vaporización a medida que la diferencia de temperatura aumenta. Drew y Mueller[4] han reportado la diferencia de temperatura crítica para un cierto número de compuestos orgánicos bajo condiciones diferentes de superficie, y las sustancias orgánicas exhiben una diferencia de temperatura crítica que son aproximadamente de 60 a 120°F. Cuando la vaporización se efectúa directamente en la superficie calefactora, se llama ***ebullición nuclear,*** y cuando toma lugar a través de la película de gas de interferencia se llama ***ebullición en película.***

Un criterio útil sobre el comportamiento durante la vaporización es que el máximo flujo de calor se define como $(Q/A)_{máx}$ ***o*** $(U\Delta t)_{máx}$. El flujo máximo VS. $(\Delta t)_w$ está graficado para el agua en ebullición como la curva superior de la Fig. 14.2. Representa el número de Btu por hora que se transfieren por pie cuadrado de superficie con el máximo flujo obtenible corespondiente al flujo de calor a la diferencia crítica de temperatura. Para agua a presión atmosférica esto tiene lugar, de acuerdo con McAdams,[5] cuando h_v = 8 800 y $(Q/A)_{máx}$ = 400 000 y a altas presiones ambos valores aumentan. Una cantidad mayor que $(Q/A)_{máx}$ Btu/(h) (pie') no puede ser forzada a través de la superficie calefactora, debido a la presencia de la película de gas. Cuando se emplea un (At), mayor que el crítico, se logran coeficientes de vaporización menores y el flujo de calor decrece similarmente. Se sigue entonces que las grandes diferencias de

[3] McAdams, W. H., "Heat Transmission" Pág. 296, McGraw-Hill Bwk Company, Inc., New York, 1942.

[4] Drew, T. B., y A. C. Mueller, *Trans. AIChE,* 33. 449471 (1939).

[5] McAdams, op. *cit.,* Pág. 297.

temperatura tan favorables para la conducción y convección pueden en realidad ser un impedimento para la vaporización.

Se ha encontrado que los siguientes factores afectan la velocidad de transferencia de calor por vaporización de los recipientes y han entorpecido, en gran parte, la posibilidad de obtener una o dos co-

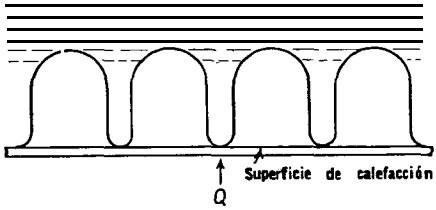


FIG. **14.3. Interferencia incipiente.**
(Según *Jakob y Fritz*)

r-relaciones simples aplicables a la mayoría de los Líquidos : (1) naturaleza de la superficie y distribución de las burbujas; (2) propiedades del líquido tales como tensión superficial, coeficiente de expansión, y viscosidad; (3) la influencia de la diferencia de temperatura sobre la evolución y vigor de las burbujas.

Efecto de la presión y propiedades en el coeficiente de vaporización. Mucho del presente método de cálculo de la vaporización en recipientes se basa en nada más que en el uso de los coeficientes observados para líquidos individuales y que se reportan a presión atmosférica. Si el coeficiente de vaporización desde un recipiente ha sido reportado para un líquido a la presión atmosférica, se puede convertir a presión sub-atmosférica mediante la ecuación de Jakob:[6]

$$h_v = h_{v,14.7\ \mathrm{lb/plg^2a}} \left(\frac{p}{p_{14.7\ \mathrm{lb/plg^2a}}} \right)^{1/3} \tag{14.1}$$

Para presiones sobre atmosféricas hasta 226 $\mathrm{lb/plg^2}$ el coeficiente es dado por

$$h_v = h_{v,14.7\ \mathrm{lb/plg^2a}} \left(\frac{p}{p_{14.7\ \mathrm{lb/plg^2a}}} \right)^{1/6} \tag{14.2}$$

donde h_v y p se refieren *a las* nuevas condiciones.

Puesto que la interferencia es causada por la acumulación de burbujas de vapor, la presión en el sistema es importante al definir el tamaño de las burbujas individuales. La influencia de las visco-

[6] Jakob, M.. *Tech. Bull. Armour Inst. Tech.*, 2, No. 1 (1939).

sidades y tensiones superficiales de los líquidos en sus respectivos coeficientes atmosféricos como función de valores absolutos de las propiedades, no han sido correlacionados. De experimentos en un solo líquido en el exterior de un tubo con presión variable, Cryder y Finalborgo [7] trabajando a flujos bajos, obtuvieron una familia de curvas dependiente casi uniforme cuando se grafica h_v vs. $(\Delta t)_v$. Su ecuación media es

$$\log \frac{h_{v,\ 14.7\ \text{lb/plg}^2\text{a}}}{h_v} = 0.015(t_{14.7\ \text{lb/plg}^2} - t) \qquad (14.3)$$

donde h_v y t se refieren a las nuevas condiciones.

Clasificación del equipo de vaporización. Hay dos tipos principales de equipo tubular vaporizador usado en la industria: *calderas e intercambiadores vaporizadores*. Las calderas son aparatos tubulares calentados directamente, que por principio convierten la energía del combustible en calor latente de vaporización. Los intercambiadores vaporizadores no tienen fuego directo y convierten el calor latente o sensible de un fluido en calor latente de vaporización de otro. Si se usa un intercambiador vaporizador para la evaporación de agua o de una solución acuosa, es casi convencional llamarlo ***evaporador.*** Si se usa para suministrar los requerimientos de calor en el fondo de una columna de destilación ya sea que el vapor formado sea vapor de agua o no, es llamado un ***hervidor.*** Cuando no se usa para la formación de vapor de agua y no forma parte de un proceso de destilación, un intercambiador vaporizador se llama simplemente ***vaporizador.*** Cuando en conexión con un sistema de general potencia se usa un evaporador para la producción de agua pura o para cualquiera de los procesos asociados con la generación de potencia, se llaman ***evaporadores para plantas de fuerza.*** Cuando se usa un evaporador para concentrar una solución química mediante la evaporación del solvente agua, se llama ***evaporador químico.*** Los dos tipos difieren en diseño. Distinto a los evaporadores, el objeto de los hervidores es suministrar parte del calor requerido para la destilación y no un cambio en concentración, aunque generalmente esto último no puede evitarse. Muy a menudo se aplica el término de ***evaporador*** a una combinación de varias piezas de equipo, cada una de las cuales puede también definirse como un evaporador.

Desafortunadamente ciertas clases de evaporadores se diseñan todavía como parte de un arte en lugar de la suma racional de las resistencias individuales al flujo de calor, como se practicó anterior-

[7] Cryder, D. S., y A. C. Finalborgo. *Trans. AIChE*, 33, 346361 (1937).

mente. Esto se debe a los coeficientes de transferencia con los que ciertas clases de evaporadores operan y la dificultad de identificar cada una de las resistencias individuales pequeñas que todas hacen la resistencia total. Como en el caso de los condensadores de superficie en el Cap. 12, numerosas clases de evaporadores se diseñan en base de los coeficientes totales *aceptados, y* son estas clases y sus procesos los que se tratan en este capítulo. Generalmente, involucran la vaporización desde recipientes comparados con la vaporización en coraza o tubos de un intercambiador 1-2. Los evaporadores que pueden ser o son usualmente diseñados a partir de los coeficientes individuales, se tratarán en el Cap. 15.

EVAPORADORES PARA PLANTAS DE FUERZA [8]

Introducción. Uno de los principales propósitos de los evaporadores para plantas de fuerza es proveer de agua relativamente pura para la alimentación de la caldera. Las principales características

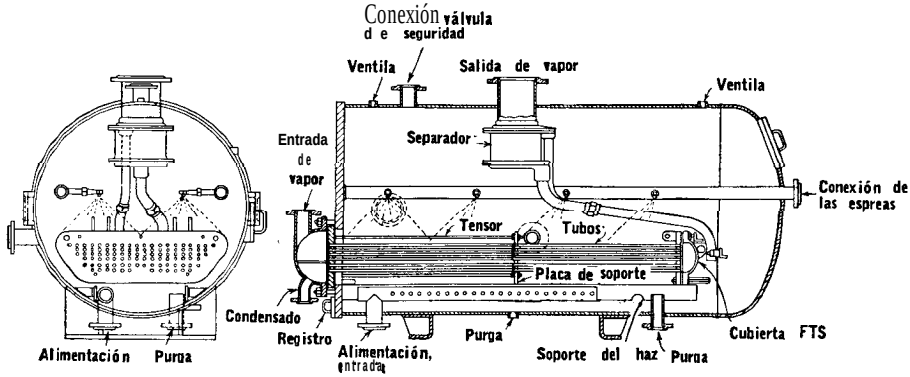


FIG. 14.4. Evaporador para planta de fuerza. (*The Lummus Company*)

incorporadas en los evaporadores para plantas de fuerza, son, un elemento calefactor tubular, un espacio en el que las gotitas del líquido que se arrastran debido al estallido de las burbujas pueden separarse, y un medio para remover la incrustación de la parte exterior de los tubos. Tres ejemplos típicos, cada uno con sus características, se muestran en las Figs. 14.4 a 14.6. En la Fig. 14.4 el haz de tubos se coloca al ras y el alimento se introduce en el fondo. En la Fig. 14.5 el haz es cilíndrico y la alimentación se introduce

[8] El autor está en deuda con el Sr. Gerald D. Dodd de la Foster Whecler Corporation por su generosa asistencia en la preparación de esta sección. Los lectores interesados únicamente en la evaporación química pueden omitir las Págs. 379 a 393 sin perder el contexto.

justamente debajo del nivel del líquido. Todos operan llenos de agua hasta la mitad, la mitad superior es el espacio en el cual las gotas de agua se separan del vapor y, asimismo, todos están equipados con separadores que regresan el líquido separado debajo del nivel de trabajo del evaporador.

Tratamiento del agua de alimentación. Cuando una libra de vapor se evapora de un recipiente con agua hirviendo, muchas de las impurezas originalmente presentes en. el agua permanecen en ella y tienden a formar depósitos en la superficie de calentamiento sumergida. Todas las aguas naturales contienen sales minerales, de las que aquellas de calcio y magnesio en particular, forman incrustaciones. La incrustación se forma más rápidamente en superficies calientes y es una resistencia adicional al flujo de calor. Es perjudicial para la operación de los evaporadores que están diseñados

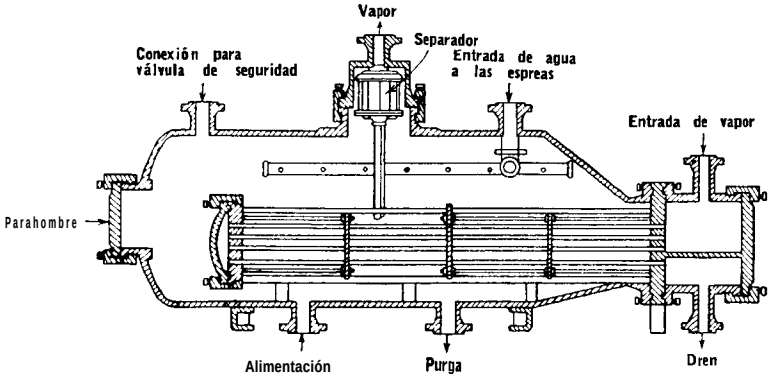


FIG. 14.5. Evaporador para planta de fuerza. (*Alco Products*)

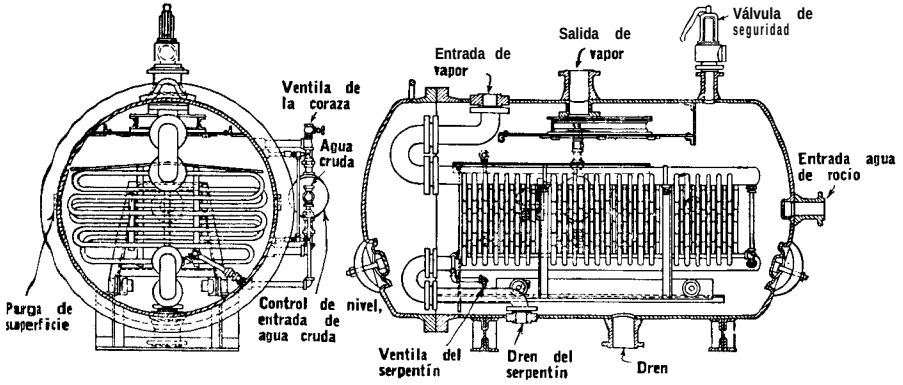


FIG. 14.6. Evaporador para planta de fuerza. (Foster *Wheeler Corporation*)

para altos índices de transferencia de calor. El agua se clasifica como dura o blanda, principalmente atendiendo a su comportamiento en el uso casero. El jabón reacciona con las sales de calcio y magnesio formando compuestos insolubles, pero el agua que puede ser considerada suave en el hogar puede no serlo para alimentar continuamente un evaporador. Para evitar o reducir la acumulación de materiales que puedan formar depósitos o incrustaciones, es costumbre vaporizar sólo 90% del agua continuamente alimentada, el restante 10% se drena continúamente como purgas.

Hay tres métodos químicos principales mediante los cuales el agua puede ablandarse. Ellos son: (1) proceso cal-carbonato en frío, (2) cal-carbonato en caliente, y (3) zeolitas. El último es el más común en las nuevas instalaciones. En el proceso de zeolitas sódicas un silicato sódico complejo reacciona continuamente con los compuestos que forman incrustaciones del agua de alimentación, reemplazando los iones positivos de calcio y magnesio con iones sodio y al mismo tiempo reteniendo los compuestos de calcio y magnesio como zeolitas de estos dos minerales. Es, por lo tanto, necesario tener dos lechos de zeolitas en operación, así que los compuestos de calcio y magnesio pueden eliminarse en una operación mientras que en el otro se acumulan zeolitas de calcio y magnesio. La discusión detallada del acondicionamiento del agua escapa a los propósitos del presente capítulo, pero puesto que la evaporación misma es un proceso de purificación sólo queda determinar la necesidad de la purificación química preliminar del agua. Las razones son las siguientes: Cuando las burbujas de vapor se separan del líquido en la superficie del recipiente, el vapor arrastra o entrampa algo del agua líquida, que no ha sido destilada y consecuentemente contiene las impurezas concentradas en la purga. Cuando estas pequeñas cantidades de arrastre se alimentan continuamente a una caldera, originan que se formen incrustaciones en la pared de los tubos. Además, aumenta la cantidad de agua de purga que debe eliminarse de la caldera donde las temperaturas son mayores que en el evaporador y que representan pérdidas añadidas en calor sensible del sistema generador de potencia.

El ablandamiento del agua antes de entrar al evaporador no es de ninguna manera una garantía de pureza del agua de alimentación a la caldera, puesto que hay un sinnúmero de factores que tienen influencia en la cantidad de arrastre que efectúa en la superficie del líquido. Especialmente significante es la relación de sólidos totales a sólidos suspendidos o la relación de sólidos totales a sólidos sódicos alcalinos, particularmente cuando se acompañan por una **gran** cantidad de sólidos suspendidos o pequeñas cantidades

de sólidos inorgánicos. Cuando el ablandamiento reduce la tensión superficial del agua apreciablemente en forma invariable se presentan fenómenos de espuma. El control de la espuma es, consecuentemente, una de las más importantes consideraciones en el diseño del evaporador. Los estándares de pureza requeridos para el producto de un evaporador típico en los Estados Unidos, contienen no más de dos a cuatro partes de sólidos minerales por galón americano. No obstante estas precauciones, la formación de incrustaciones en un evaporador es tal que se considera normal la limpieza de un evaporador para planta de fuerza cada 24 h.

Hay tres tipos principales de incrustaciones: (1) incrustación suave que puede ser lavada del tubo, (2) incrustación dura que puede ser removida únicamente en forma manual, y (3) incrustación dura que puede ser *desprendida* del tubo. Los tres tipos de evaporador de las Figs. 14.4 a 14.6 están equipados para la eliminación de este último tipo de incrustación. El principio de la eliminación de incrustación por desprendimiento es como sigue : En las Figs. 14.4 y 14.5 las distancias entre los espejos de los tubos se fijan mediante largueros que los conectan. Para desincrustar se drena toda el agua caliente y se circula vapor de agua por los tubos, esto causa una ex-

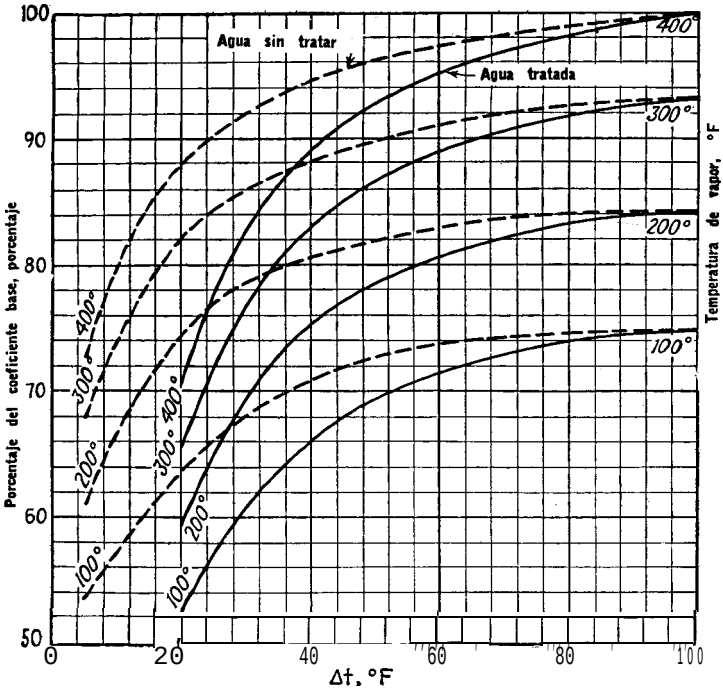


FIG. 14.7. Coeficientes para agua evaporación comercial

pansión sólo en los tubos, de manera que se flexionan si originalmente se colocaron rectos o tienden a enderezarse si originalmente se instalaron con dobleces en sus centros. Debido a la expansión, la incrustación caliente se somete a esfuerzo, y se rocía agua fría sobre los tubos resultando una súbita contracción diferencial que causa que la incrustación se rompa y se desprenda. Si el evaporador es pequeño, 100 a 600 pies', es costumbre inundarlo con agua fría en lugar de rociar el agua. Para las instalaciones grandes esto no se aconseja, ya que el tiempo requerido para llenar y drenar el aparato originaría un periodo largo de paro; se emplea el rocío. Otra variación del evaporador para planta de fuerza, se muestra en la Fig. 14.6, usando serpentines. Los tubos se someten a esfuerzo entre los soportes verticales, de manera que la incrustación se remueve eficientemente de las partes curvas tanto como de las planas.

Coeficientes de transferencia de calor en los evaporadores de plantas de fuerza. Las tasas de transferencia de calor en evaporadores para plantas de fuerza, como ya se mencionó, no se tratan en la base de coeficientes de película individuales. Debido a la rapidez de la formación de la incrustación y de la naturaleza de la resistencia de este depósito, las tasas totales se basan en el ciclo de operación normal de una desincrustación cada 24 h. En la Fig. 14.7 se grafican los porcentajes de un coeficiente total promedio U_D contra Δt, que en un evaporador es la diferencia entre la temperatura de saturación del vapor de calentamiento y la temperatura de saturación en el lado de la coraza. Esta diferencia de temperatura siempre se emplea cuando se diseñan evaporadores a partir de coeficientes totales. En los evaporadores para plantas de fuerza esto se llama carga térmica, y en los evaporadores químicos es la diferencia de ***temperatura aparente*** y se designa por $(\Delta t)_a$. Los valores de U_D y Δt definidos así permiten la sustitución directa de U_D en $Q = U_D A \Delta t$. El coeficiente total es influenciado grandemente por la presión en el sistema, puesto que el volumen de vapor de las burbujas es menor a alta presión que a presión baja, de manera que pueden esperarse mayores coeficientes de la primera condición. Esto se refleja en las curvas que se graficaron en la Fig. 14.7 como funciones de la temperatura del vapor y que representan directamente la presión de operación de la coraza. Las curvas cambian de inclinación abruptamente a altas cargas térmicas debido a la interferencia incipiente. El valor base del coeficiente total se varía en la industria debido a problemas especiales sugeridos por el análisis químico del agua y al cambio de la línea de competencia entre los manufactureros.

Un valor de 700 Btu/(h)(pie²)("F) es un buen promedio para el valor base de U_D, aun cuando se han usado frecuentemente coeficientes base de valores más altos.

EJEMPLO 14.1. Cálculo de la superficie de un evaporador. Se requieren 10 000 lb/h de agua destilada a partir de agua no tratada. Se dispone de vapor a 300°F, y el condensador tendrá escape a la atmósfera. ¿Qué superficie se requiere?

Suponga una caída de presión a través del condensador y líneas de, aproximadamente, 5 lb/plg². La temperatura de. saturación en la coraza del evaporador será de 19.7 lb/plg²a, o 226°F.

Balance de calor:

$$Q_{evap} = 10\,000 \times 961 = 9\,610\,000 \text{ Btu/h}$$
$$Q_{300°F} = 10\,550 \times 910 = 9\,610\,000 \text{ Btu/h}$$

Carga térmica :

$$At = 300 - 226 = 74°F$$

Coeficiente total :

De la Fig. 14.7 a una carga térmica de 74°F y una temperatura de vapor de 226°F, el coeficiente es 86.5% de la base. Usando una base de 700 Btu/(h)(pie²)("F)

$$U_D = 700 \times 0.865 = 605$$

$$A = \frac{Q}{U_D\, At} = \frac{9\,610\,000}{605 \times 74} = 2150 \text{ pies}^2$$

Diferencias de temperatura a flujos menores que el máximo. El cálculo anterior es de valor únicamente para estimar los requerimientos de superficie. La superficie llenará la mitad de la coraza o menos, y el método de espaciar la superficie varía grandemente de un fabricante a otro. Los tubos, como regla, se espacian a mayor distancia en los evaporadores que en los intercambiadores.

De acuerdo con la Fig. 14.7, sería posible obtener mayores coeficientes totales hasta una carga térmica de 100°F, aun cuando la temperatura del vapor de 212°F corresponda a la presión atmosférica. Se estableció previamente que la diferencia de temperatura crítica a presión atmosférica fue de 45°F. Una carga térmica de At de 100°F corresponde a una diferencia de temperatura crítica $(\Delta t)_w$ de cerca de 75°F, pero la limitación de *la diferencia crítica de temperatura es valedera únicamente cuando se opera a flujo máximo de* calor. En la Fig. 14.7 el flujo máximo para 212°F del vapor y At = 100°F es

$$700 \times 0.85 \times 100 = 60\,000 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)}$$

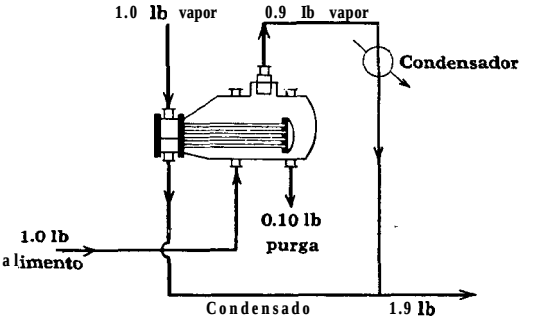
Si el flujo tiene un valor menor que el máximo, la diferencia de temperatura (At), puede ser mayor que la diferencia crítica de temperatu-

ra. El flujo de calor es el índice principal de la interferencia por el vapor, y por esta razón siempre se restringe a una fracción del máximo obtenible cuando se diseñan evaporadores comerciales. Restringiendo el flujo a un máximo de *diseno* conduce a un aumento de la superficie total con el propósito de reducir la cantidad vaporizada por unidad de superficie de transferencia térmica.

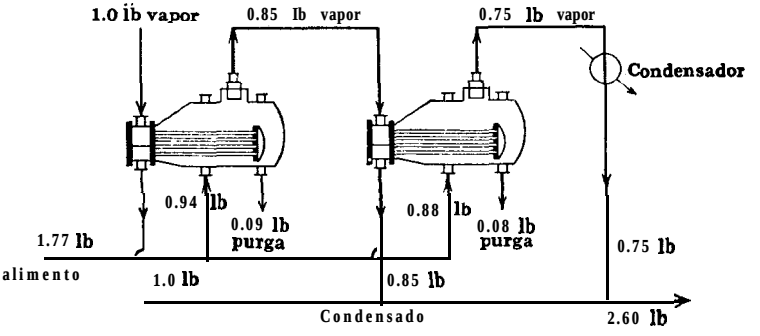
Evaporación de **múltiple** efecto. En la producción de agua destilada el vapor formado en el evaporador es vapor útil tanto como agua relativamente pura. Si se suministra una libra de vapor de agua a un evaporador, como se muestra en la Fig. 14.8a, éste se puede usar para producir cerca de 0.9 lb de vapor de agua de una libra de agua. El resto de 0.1 Ib de agua contiene la mayoría de las impurezas y se elimina del evaporador como la purga. Las 0.9 lb de vapor del evaporador pueden condensarse precalentando parcialmente la alimentación del evaporador, o en la planta de fuerza puede mezclarse directamente con los condensados fríos antes de alimentarse a la caldera.

Sin embargo, si la libra original de vapor fuera suministrada a un proceso como el que se muestra en la Fig. 14.8b, y el vapor producido en el primer evaporador se usara como fuente térmica en un segundo evaporador que operara a menor presión que el primero, podría hacerse una utilización adicional de la mayoría del calor. Si ambos evaporadores en la Fig. 14.8*b* fueran alimentados en *paralelo* con agua cruda, cerca de 0.85 lb de agua pura se formarían en el primer ***efecto,*** y cerca de 0.75 lb se formarían en el segundo. Por cada libra de vapor suministrado podrían producirse cerca de 1.6 Ib de agua pura. La libra original de vapor puede también considerarse como una libra de agua pura. Cuando el vapor que se forma en el primer efecto es usado como medio de calentamiento en un segundo evaporador, esto se llama evaporador de doble **efecto**. Cuando se aplica a tres efectos, como se muestra en la Fig. 14.8*c*, es un evaporador de triple **efecto** y la libra original de vapor produce cerca de 2.25 lb de agua pura.

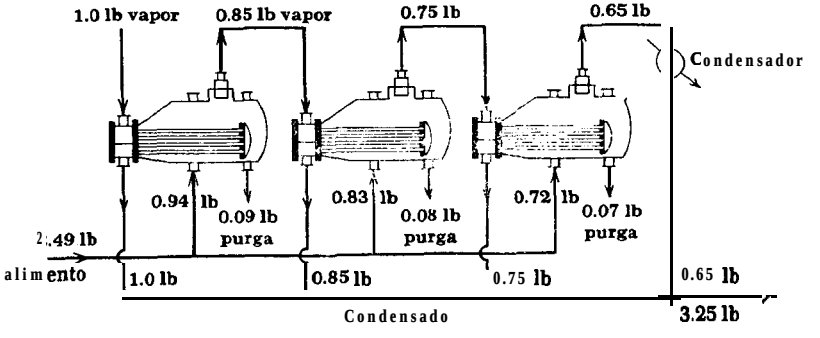
Para mantener la diferencia de temperatura para transferencia de calor entre el vapor de un efecto y el líquido en ebullición del siguiente, la presión en cada uno de los evaporadores que se suceden debe ser menor que en los predecesores. La cantidad de purga a la que se llega por experiencia con agua de diferentes calidades, lleva con ella considerable calor sensible y, por lo tanto, reduce la cantidad de vaporización que puede ser realizada en los efectos siguientes. Debido en parte a este escape de calor del sistema, hay un límite al número de efectos que son justificables. Los cargos fijos



(a) EFECTO SIMPLE = 1 LB DE VAPOR PRODUCE 1 + 0.9 LB AGUA DESTILADA



(b) DOBLE EFECTO = 1 LB DE VAPOR PRODUCE 1 + 1.60 LB AGUA DESTILADA



(c) TRIPLE EFECTO = 1 LB DE VAPOR PRODUCE 1 + 2.25 LB AGUA DESTILADA

FIG. 14.8. Evaporación de múltiple efecto con alimentación en paralelo

por los efectos adicionales en último análisis, disipan las ganancias en energía que resultan del uso de un gran número de efectos.

Procesos de evaporación en plantas de fuerza. Los procesos de evaporación en estas plantas se clasifican en cuatro entidades:

1. Evaporadores de agua de compensación para alimentar a la caldera.
2. Evaporadores de proceso para la producción de agua purificada.
3. Evaporadores-transformadores *de calor.*
4. *Destiladores de salmuera.*

Estos procesos se discuten en seguida, con diagramas de flujo que contienen toda la información necesaria computada de simples balances de calor. Puesto que únicamente se considera la diferencia de entalpía, no se ha creído necesario incluir los balances de calor individuales para cada caso,

1. Evaporadores de agua de compensación. Este tipo de evaporadores suministra agua de alimentación a las calderas para reemplazar las fugas y pérdidas del sistema como vapor de proceso en las plantas o como condensado que se desecha. Este es, dé hecho, el proceso de evaporación de más volumen y usualmente se efectúa en un evaporador de simple efecto, aunque ocasionalmente puede usarse un evaporador de doble efecto, dependiendo de las características del ciclo de condensado en la planta de fuerza y la cantidad requerida de agua de compensación. No hay plantas de fuerza modernas que **no** incluyan este equipo. Los evaporadores en sí son pequeños, contienen de 100 a 1 000 $pies^2$ de superficie. Ejemplos de procesos típicos que usan evaporadores de efecto simple de agua de compensación, se muestran en las Figs. 14.9 y 14.10. En la Fig. 14.9 una turbina que opera con vapor a 400 lb/plg^2g, a 150 000 lb/h y un sobrecalentamiento de 800°F, se purga en tres etapas para proporcionar vapor sobrecalentado a suficiente alta temperatura, **de** manera que la compensación puede calentarse a la temperatura de saturación de la caldera correspondiente a 400 lb/plg^2g. Naturalmente, vapor saturado a 400 lb/plg^2g no puede usarse para calentar el alimento a su temperatura de saturación. Puede demostrarse por balance económico que sería antieconómico usar vapor directamente del sobrecalentador a 800°F para calentar agua de alimentación, y debe preferirse vapor de algún estado intermedio de la turbina. El vapor purgado en el octavo paso de la turbina se alimenta directamente al evaporador donde vaporiza 9 000 lb/h de agua de compensación. El agua de compensación vaporizada y **el** vapor del evaporador, se condensan en un evaporador-condensador por el agua **de** alimentación de la caldera a una aproxi-

mación de 5°F. El resto del diagrama se obtiene por cálculo de tanteos para la eficiencia óptima del ciclo.

En la Fig. 14.10 se muestra una variación de este diagrama de flujo en el que algo del vapor formado en el evaporador se combina con el agua de compensación en el precalentador. El resto del vapor

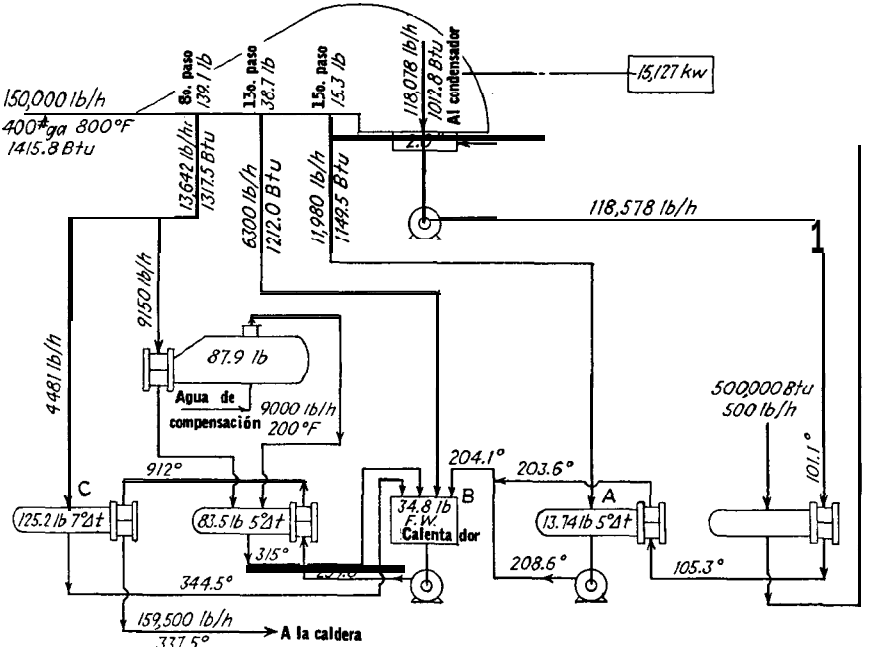


FIG. 14.9. Evaporador de efecto simple para agua de compensación con condensador-evaporador entre dos calentadores de purga

formado en el evaporador va a un evaporador-condensador donde es condensado por el alimento de la caldera. El condensado de los tubos del evaporador y el evaporador-condensador se combinan en un tanque flash. En este tanque el condensador del evaporador sale como líquido sobrecalentado (339.4°F), comparado con el condensado el evaporador-condensador (313.3°F), y una porción se regresa al evaporador-condensador, proveyendo así todas las diferencias de presión necesarias para la operación del equipo. En la Fig. 14.11 se muestra un evaporador de triple efecto para casos donde se requiera una cantidad de agua de compensación excesivamente grande.

Es importante la localización del evaporador-condensador. En las modernas plantas de fuerza el evaporador se calienta mediante una purga de la turbina, y el vapor producido descarga ya sea en un calentador en el siguiente punto de purga inferior o en un evapo-

rador-condensador localizado entre dos calentadores A y C (vease Fig. 14.9) donde B es un calentador para agua de alimentación. Este último arreglo es, generalmente, el más económico, particularmente si el vapor condensado está del lado de la succión de la bomba de alimentación de la caldera, es decir, en el punto de menor presión del ciclo de purga. Si hay suficiente diferencia de tempera-

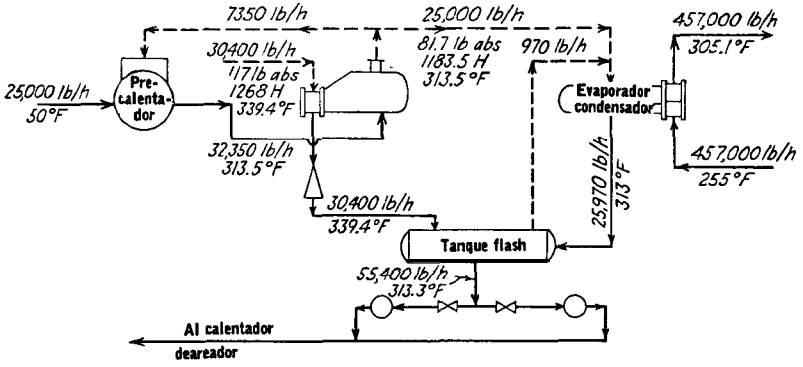


FIG. 14.10. Evaporador de simple efecto para agua de compensación con precalentador, evaporador-condensador y tanque flasch

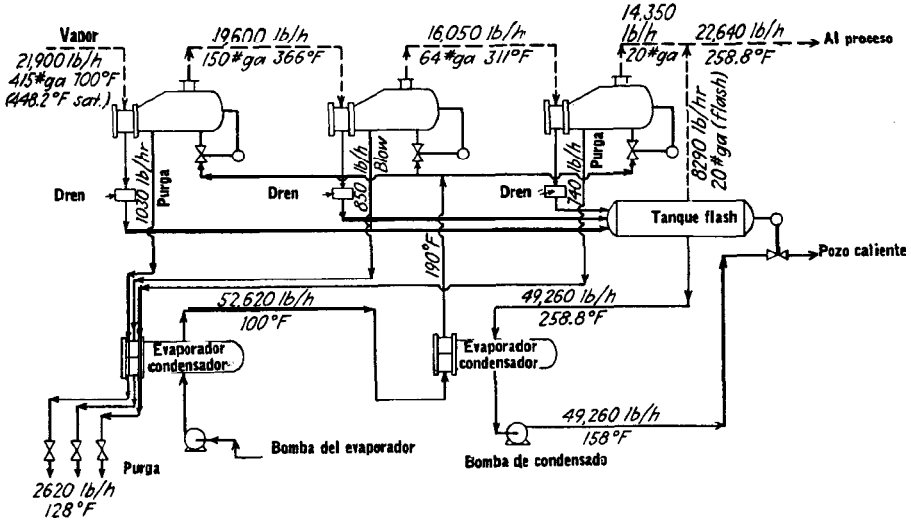


FIG 14.11. Evaporador de triple efecto pare agua de compensación

tura entre los dos pasos en cuestión, A y C, el evaporador recibirá vapor del mismo punto de purga del que el calentador C recibe vapor del paso más alto. El evaporador-condensador es entonces localizado entre estos dos pasos de calentamiento particular y el siguiente menor B. Este arreglo permite tomar todo el calor para calentar

el agua de alimentación en el evaporador-condensador y para el mayor de los dos calentadores de alimento C, del punto de purga superior sin desplazar el vapor que se purga de la siguiente purga de menor presión. Puede verse que, si el evaporador descarga en el calentador de la purga de menor presión, el calor absorbido en el siguiente calentador provendrá del siguiente punto de purga más alto, y se habrá derivado algunos pasos de la turbina al hacer esta operación perdiéndose kilowatts.

2. Evaporadores de proceso. Hay- cierto número de industrias que requieren continuamente grandes cantidades de agua destilada. Este tipo de plantas emplea evaporadores de doble, triple o cuádruple efecto y recibe calor ya sea de una purga de la turbina o directamente de la caldera. La selección del número de efectos está correlacionada con los cargos fijos y el costo del vapor de operación. Los evaporadores de múltiple efecto con alimentación paralela no necesitan tener todos los efectos operando simultáneamente, y puede ajustarse si la demanda de agua destilada varía. Los evaporadores de este tipo de servicio son, generalmente, de tamaño medio, cerca de 500 a 2 000 pies[a] por coraza. Un evaporador de proceso de triple efecto está esquematizado en la Fig. 14.12, donde 83 205 lb/h de vapor saturado a 35 lb/plg[2]a (20 lb manométricas), se divide para mezclarse directamente con la alimentación fría a 70°F y para la vaporización en el evaporador. Este proceso emplea varios elementos ya discutidos en los evaporadores de agua de compensación. El producto final son 222 015 lb/h de agua destilada y tratada. Para obtener la máxima cantidad de vaporización de una cantidad dada de vapor inicialmente cercano a la presión atmosférica, se mantienen las diferencias de temperatura del primero al último efecto, operando este último al vacío. Esto se puede lograr usando un eyector de vapor o una bomba de vacío en el último

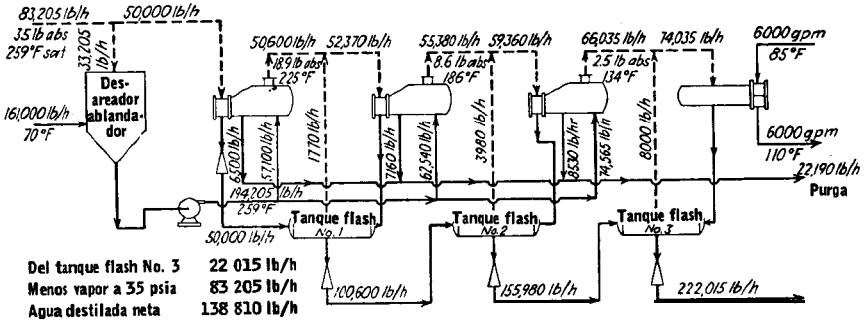


FIG. 14.12. Evaporador de proceso de triple efecto

efecto. Así, la parte de la coraza del primer efecto de la Fig. 14.12, opera a 18.9 lb/plg²a o 225°F, el segundo g lb/plg²a o 186°F y el tercero a 2.5 lb/plg²a o 134°F. Esto establece diferencias de temperatura en los efectos de 34, 39 y 52°F. La presión de operación para cada uno de los efectos se determina por tanteos de manera que los tres efectos tengan la misma superficie calculada por $A = Q/U_D\Delta t$. Este procedimiento se mostrará en detalle al tratar de evaporadores de tipo químico. Si no se aplicara vacío, la máxima diferencia de temperatura disponible en los tres efectos sería de 259 a 212°F o 47 en lugar de 125°F, como se muestra en el diagrama de flujo.

Los principios de evaporación al vacío son ampliamente usados en la evaporación química. Ya que el vapor del último efecto está a baja temperatura, tiene poco valor en precalentar el alimento, su temperatura en este caso es de 134°F. El evaporador-condensador, por lo tanto, opera con el agua de la torre de enfriamiento en lugar del agua de alimentación. Se notará que, aunque el vapor del último efecto se desperdicia, las pérdidas de calor en la purga de ese sistema se reducen considerablemente, ya que están a bajo nivel térmico. El vapor requerido para la bomba de vacío deberá también tomarse en cuenta al computar las eficiencias de un proceso al vacío.

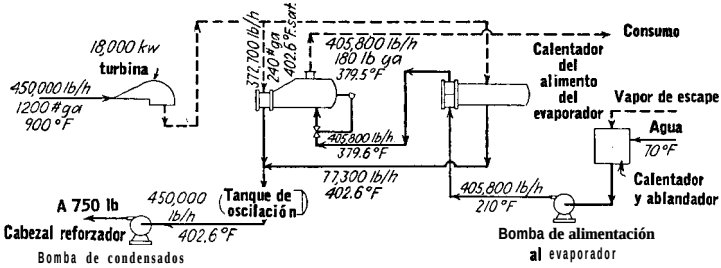


FIG. 14.13. Evaporador-transformador de calor

3. Evaporadores-transformadores de calor. Los evaporadores-transformadores de calor son un sistema de efecto simple con una o más corazas en ***paralelo,*** que reciben vapor de escape de una turbina o una máquina de alta presión. Los diagramas de flujo se muestran en las Figs. 14.13 y 14.14. El propósito de estos evaporadores es el de condensar vapor de agua de una caldera de alta presión que ha pasado a través de una turbina y luego al evaporador. El condensado se regresa luego directamente a la caldera de alta presión mediante una bomba de ayuda, manteniendo así el circuito de alta presión cerrado, y al mismo tiempo se mantiene la demanda de vapor y de agua a alta presión. Obviamente, las instalaciones de calderas y tur-

binas de alta presión se ven afectadas favorablemente por este circuito. Mediante la condensación del vapor de escape de la máquina o turbina de alta presión, la transferencia de calor en el evaporador se usa para producir grandes cantidades de vapor de proceso, las que en gran parte nunca retornan al sistema evaporador. Si el condensado no se regresa, es debido a que puede ser difícil colectarlo o que el vapor pueda consumirse en un proceso químico o de calentamiento 0 que se contamine continuamente.

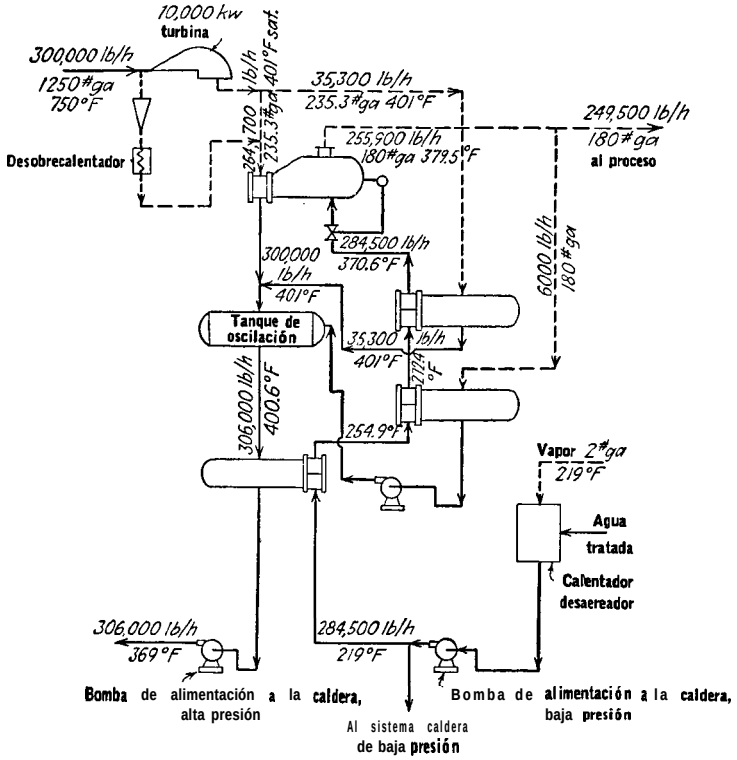
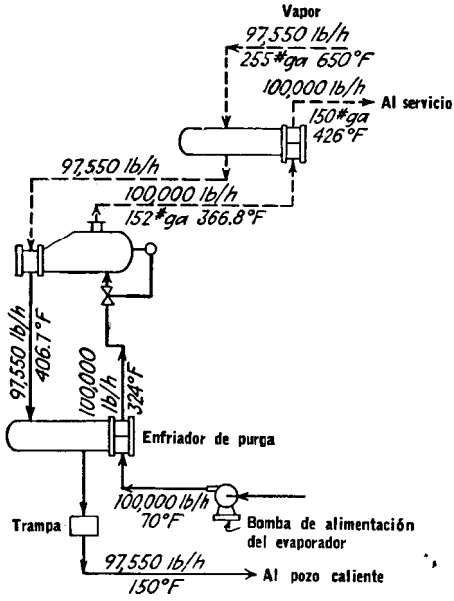


FIG. 14.14. Evaporador-transformador de calor

Este tipo de evaporador es relativamente grande habiéndose construido unidades hasta con ll 000 pies² de superficie, capaces de producir de 150 000 a 200 000 lb/h de vapor. El tamaño unitario de estos evaporadores es de 10 a ll pies de diámetro y de 40 a 50 pies de longitud, No hay muchas instalaciones de este tipo, pero donde se necesitan grandes cantidades de vapor de calentamiento o de proceso, se sobreentiende que una caldera de alta presión operando a 1 400 lb/plg² presión de estrangulamiento y descargando a 200 lb/plg², produce grandes cantidades de potencia derivada. Esta po-

tencia se carga únicamente con el calor extraído por el paso del vapor a través de la turbina, los cargos remanentes deben adjudicarse a los costos de producción de vapor de alta presión que es el objeto primario del ciclo de vapor. Cuando la energía de una línea de alta presión se usa continuamente para producir vapor de baja presión para propósitos distintos a los de la instalación original, se llama *transformador* de calor, por su similaridad a un transformador eléctrico para reducir la tensión y también a un transformador de *válvula reductora.* Esta es, en realidad, la única manera en la que el vapor saturado de alta presión puede convertirse en vapor saturado de baja presión sin sobrecalentarlo. Sin embargo, la razón para el evaporador de válvula reductora, es mantener la presión en el lado de la alta presión.

Muchas veces el vapor que va al proceso debe transportarse a distancias considerables. Para prevenir la condensación, el vapor deberá estar algo sobrecalentado antes de abandonar el sistema de generación; no obstante, el evaporador-transformador produce únicamente vapor saturado. Para este propósito se emplea generalmente el arreglo mostrado en la Fig. 14.15 que emplea un calentador o *recalentador* por el que pasa el vapor por la coraza y llega a los tubos del evaporador, y el vapor del evaporador pasa por los tubos del calentador, lográndose así algo de sobrecalentamiento.



Frc. 14.15. Evaporador-transformador de calor con sobrecalentamiento

4. Destiladores ***de salmuera.*** Normalmente una libra de combustible puede producir 10 lb de vapor de agua, y en un evaporador de doble efecto que se use con agua salada 10 Ib de vapor suministrarán un total de 18.5 lb de agua pura. Es por eso poco sorprésivo que los barcos en alta mar producen su propia agua potable a partir del agua de mar. El agua de mar contiene cerca de 3% de sólidos por peso correspondientes a cerca de 34 000 ppm com-

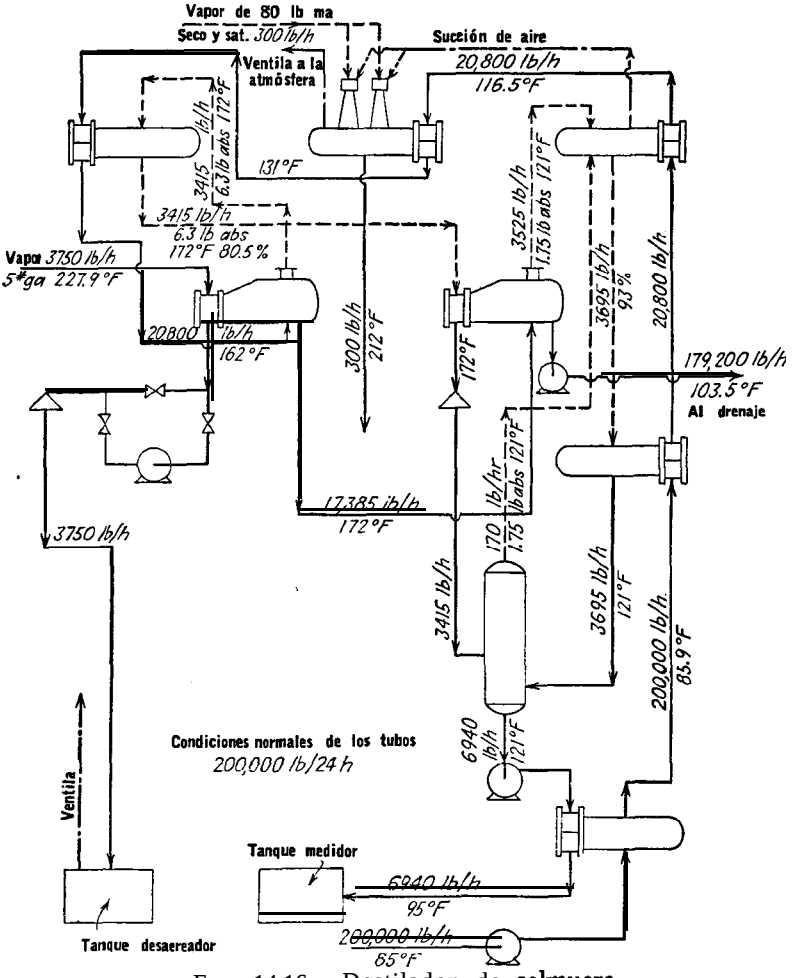


FIG. 14.16. Destilador de salmuera

parados con 340 ppm del agua fresca. En lugar de evaporar cerca del 90%, es costumbre hacerlo solamente hasta un tercio del alimento. El resto, que contiene 5% de sólidos, o sea, 51 000 ppm, se descarta volviéndola al mar. Debido a la gran cantidad de purga

son deseados los sistemas de evaporación al vacío, que trabajan a temperatura reducida, ya que esta temperatura favorece a una baja velocidad de incrustación. Contrariamente a los evaporadores de las plantas de fuerza estacionarias, los evaporadores de salmueras o destiladores operan de 600 a 700 h sin desincrustarse. Un diagrama de flujo típico de estas instalaciones se muestra en la Fig. 14.16.

Operación de un proceso al **vacío.** Los evaporadores operan frecuentemente con el último efecto al vacío, y una de las considera-

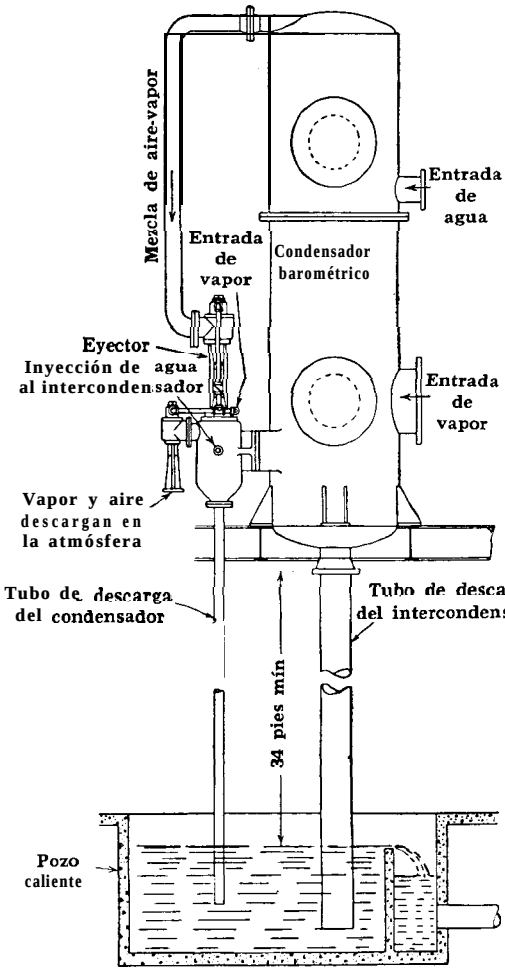


FIG. 14.17. Eyector de dos pasos con intercondensador que sirve como condensador barométrico. (Foster *Wheeler Corporation*)

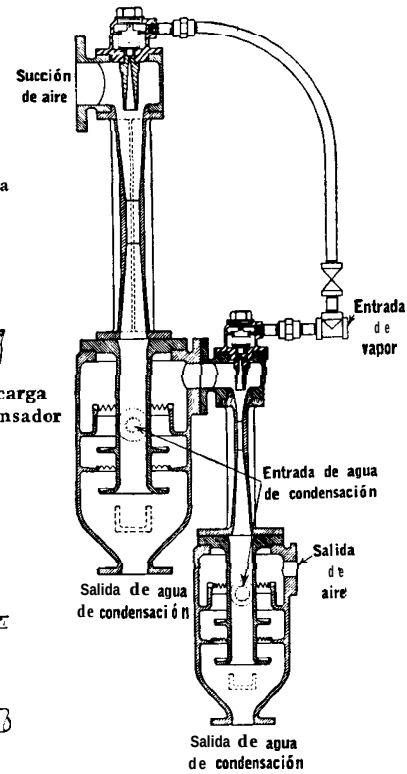


FIG. 14.18*a*. Eyector en dos pasos con inter y poscondensador de chorro. (Foster *Wheeler Corporation*)

ciones importantes es establecer el método para mantener continuamente el vacío. El uso de un compresor mecánico para el último paso, usualmente es prohibitivo debido a los requerimientos de energía para la compresión. El volumen específico del vapor de agua a 2 plg. Hg abs es de 399.2 pies³/lb. Además, no hay razón para operar un compresor mecánico cuando la reducción en volumen puede lograrse parcialmente por condensación. Esto último es uno de los principios involucrados en el condensador barométrico con eyectores para aire, un ejemplo de los cuales se muestra en la Fig. 14.17. Este condensador está operado por dos eyectores con vapor para succionar aire.

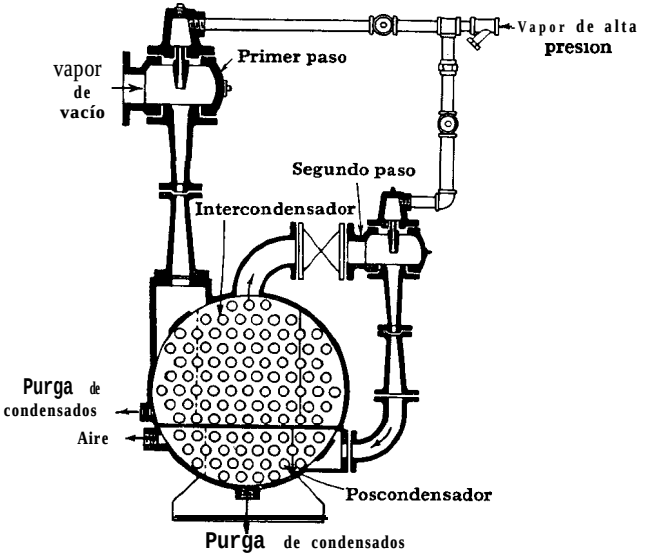


FIG. 14.18*b*. Eyector de dos pasos con inter- y poscondensadores. (*The lummus Company*)

Un eyector simple conectado a un condensador es capaz de mantener un vacío aproximado de 26.5 plb Hg abs y puede construirse con varias boquillas para reemplazar a la boquilla simple. Esto favorece a una distribución más uniforme del vapor en la zona de mezcla. Cuando se desea un vacío de 26.5 a 29.3 plg, esto se puede lograr mediante un eyector de dos pasos como el que se muestra en las Figs. 14.18*a* y b. Para vacíos más altos se requiere el uso de un eyector de tres pasos. El detalle que se muestra en la Fig. 14.18*a* es el mismo eyector empleado en la Fig. 14.17. El condensador en la Fig. 14.17 es un condensador barométrico equipado con una entrada de agua y charolas distribuidoras, de manera que el agua que entra se distribuye en forma de cortina o de chorros sobre

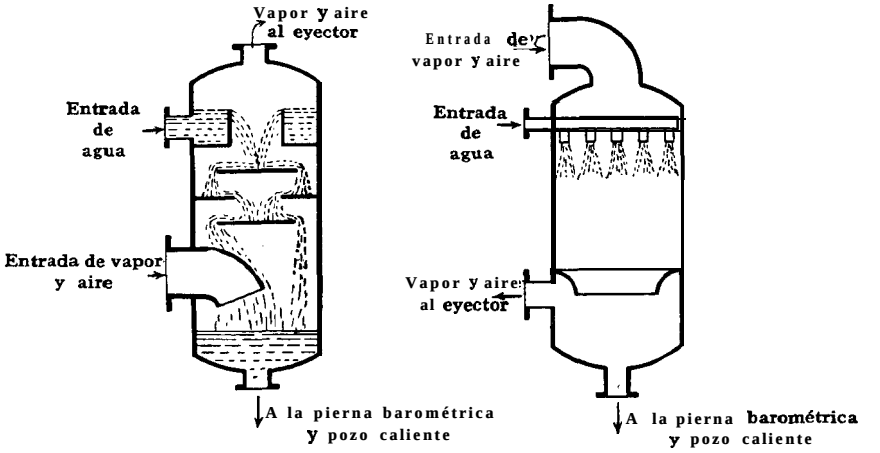
el vapor que entra del evaporador o precondensador y elimina gran parte del vapor del proceso como condensado. El aire restante con menos vapor pasa al primer paso del eyector. Después de la compresión en este primer paso, la presión parcial del vapor se habrá aumentado y mucho del vapor que queda puede ser condensado por otro contacto directo con agua fría.

Refiriéndonos de nuevo a la Fig. 14.17, para remover el agua y el condesado de este arreglo mecánico sin perder el vacío, es necesario mantener una pierna del líquido con una carga hidrostática $z\rho$ igual a la diferencia entre el vacío y la presión atmosférica, donde z es la altura y ρ es la densidad. De esta manera, la superficie superior del líquido en la pierna barométrica está a una presión corespondiente al vacío, y ellíquido en la parte inferior de la pierna barométrica está a presión atmosférica debido al peso de la carga hidrostática. Por lo tanto, a la pierna barométrica le entra continuamente líquido que está sometido al vacío, y descarga líquido a presión atmosférica a través del pozo caliente al fondo de la pierna barométrica. La presión atmosférica corresponde a una carga hidrostática de 34 pies de agua y un vacío completo corresponde a una carga hidrostática de cero. Para mantener un proceso a un vacío sustancialmente completo, se requiere una pierna barométrica de 34 pies de agua considerándose desde la descarga del condensador hasta el pozo caliente. Si se debe mantener un vacío de menos de 29.92 plg Hg mediante eyectores, pero se ha instalado una pierna barométrica de 34 pies equivalente a 29.92 plg Hg, esto significa solamente que la altura del líquido en la pierna barométrica descenderá automáticamente hasta proporcionar únicamente la diferencia hidrostática entre el vacío de operación del eyector y la presión atmosférica.

En las Figs. 14.19 (a) y (b) se muestran los dos tipos de condensadores barométricos, a contracorriente y en flujo paralelo. En los tipos a contracorriente el agua al nivel del líquido puede aproximarse más a la temperatura del vapor que en los tipos de flujo paralelo. Los condensadores a contracorriente son preferibles donde el agua es escasa o donde hay dificultad para que el vapor entre por la parte superior. Si se usa bomba para remover el líquido de la pierna barométrica en lugar de la altura barométrica total, la carga que pueda proporcionar la bomba puede ser deducida de la altura barométrica total conociéndose este arreglo como un condensador de ***bajo nivel.***

La cantidad de agua requerida en un condensador barométrico se puede computar de

$$\text{Gpm} = \frac{Q}{500(T_s \quad t_w \quad t_a)} \tag{14.4}$$



(a) FLUJO A CONTRACORRIENTE (b) FLUJO PARALELO

FIG. 14.19. Condensadores barométricos

$$\text{Gpm} = \frac{Q}{500(T_s - t_w - t_a)} \tag{14.4}$$

donde T_s = temperatura de saturación del vapor, °F
t_w = temperatura del agua, °F
t_a = grados de aproximación, a T_s, °F

En los condensadores barométricos a contracorriente t_a se toma como 5°F.

La disposición del eyector de los pasos de la Fig. 14.18*a* producirá los mismos resultados que el de la Fig. 14.18*b*. Difiere únicamente en que la condensación después de cada paso se efectúa mediante una superficie tubular en lugar de hacerse por contacto directo del agua de enfriamiento con el vapor o la mezcla de vapor. El intercondensador tubular y el poscondensador se combinan en una unidad, ya que la superficie total requerida usualmente es pequeña. La condensación por superficie se impone donde el escape del vacío no puede mezclarse con el agua de enfriamiento por razones de corrosión o reacción química.

En la operación de una máquina o turbina de vapor, el condensador de superficie discutido en el Cap. 12 sirve realmente como un precondensador para mantener el vacío a través de la turbina. El condensador de superficie no únicamente proporciona condensado sino también una mezcla de aire saturado con vapor de agua que debe ser continuamente eliminada. La falla en la eliminación de este aire ocasiona un aumento en la presión y temperatura del

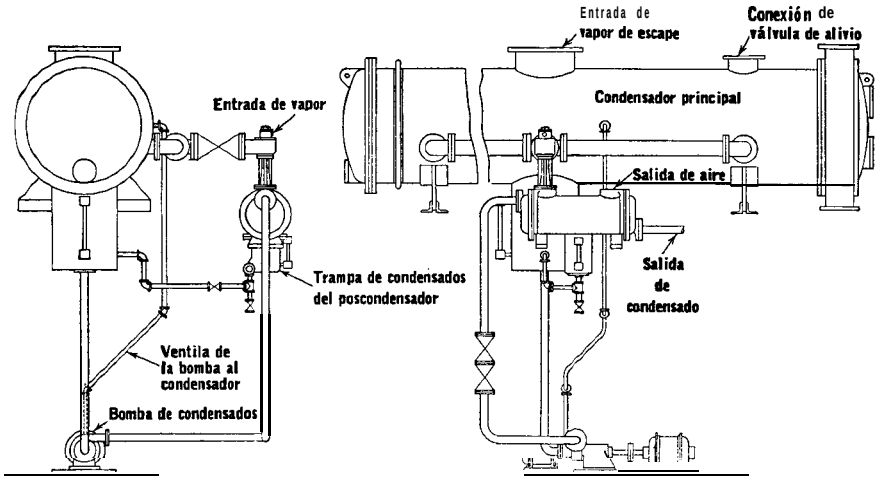


FIG. 14.20. Eyector de un solo paso con poscondensador de superficie que sirve como condensador. *(Foster Wheeler Corporation)*

condensador, tanto como una capa de no condensables que reduce el coeficiente total de transferencia de calor. La eliminación del aire puede llevarse a cabo como se muestra en la Fig. 14.20 con un intercondensador de superficie y una bomba. La bomba de condensado se instala para una operación a bajo nivel. También puede usarse un condensador barométrico que trabaje a bajo nivel. Para el diseño y selección de eyectores Jackson[9] ha presentado una discusión lúcida.

EVAPORACION QUIMICA

Comparación entre evaporación en las plantas de fuerza y la evaporación química. El propósito principal de la mayoría de los evaporadores en las plantas de fuerza, es la separación de agua pura a partir de agua cruda o tratada. Las impurezas se retiran continuamente del sistema mediante la purga. En la industria química la manufactura de agentes químicos tales como la sosa cáustica, sal de mesa y azúcar, empieza con soluciones acuosas diluidas de las que deben eliminarse grandes cantidades de agua antes de poder llegar a la cristalización en equipo adecuado para este fin. En los evaporadores de plantas de fuerza, la porción no evaporada del alimento es el residuo, mientras que en los evaporadores químicos es el producto. Esto nos lleva a la primera de varias diferencias entre

[9] Jackson, D. H., *Chem. Eng. Progress*, 44, 347-352 (1948).

la evaporación de plantas de fuerza y la química. Estas son las siguientes :

Ausencia de purgas. Los evaporadores químicos no operan con el sistema de purgas y en lugar de que el líquido se alimente en paralelo a cada evaporador, usualmente se alimenta a sistemas de múltiple efecto en serie. Los métodos comunes de alimentarlos se muestran en la Fig. 14.21*a* y b. El alimento al primer efecto es parcialmente

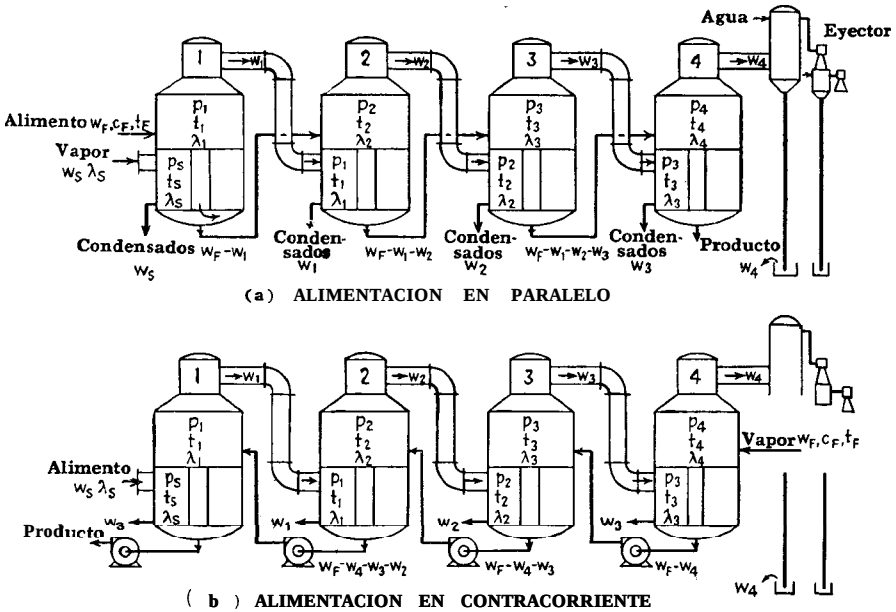


FIG. 14.21. Evaporador químico de cuadruple efecto arreglado para flujo paralelo y flujo a contracorriente

evaporado en él y parcialmente en el resto de los efectos. Cuando el alimento líquido fluye en la misma dirección que el vapor, se llama ***alimentación en paralelo,*** y cuando el alimento lo hace en dirección contraria se llama ***alimentación en contracorriente.*** Desde el punto de vista del uso efectivo de los potenciales de temperatura, la alimentación en paralelo es preferible. Si los líquidos son muy viscosos, hay una ventaja al usar la alimentación en contracorriente, ya que la temperatura del primer efecto es siempre la mayor y la correspondiente viscosidad será menor. Las ventajas y desventajas de ambos se discutirán posteriormente. La ausencia de purga permite una mayor recuperación de calor en el evaporador químico.

Elevación en el ***punto de ebullición*** (EPE). Aun cuando los evaporadores químicos son capaces de altas eficiencias térmicas, son

incapaces, en ciertas condiciones, de una alta utilización de los potenciales térmicos, y consecuentemente requieren grandes superficies. Esto se debe al hecho de que las soluciones acuosas concentradas experimentan un ***aumento en el punto de ebullición*** sobre la temperatura de saturación correspondiente al agua pura a la misma presión. Supóngase que el vapor entra a los tubos o calandria del evaporador químico a 45 lb/plg²a y va a evaporar agua de una solución de sosa cáustica. La temperatura del vapor es 274°F. Si se evapora agua pura a 18 plg Hg, la temperatura del vapor formado sería de 169°F. Pero debido a la sal disuelta el licor hierve a 246°F a 18 plg Hg en lugar de a 169°F. La diferencia de temperatura a través de la superficie de transferencia de calor es únicamente de 274 − 246 = 28°F, y la diferencia 246 − 169 = 77°F representa el potencia total perdido que no puede ganarse debido a la presencia de material disuelto. La diferencia entre la temperatura del vapor de calentamiento y la temperatura de saturación correspondiente a la presión del vapor que se evapora es la ***caída de temperatura aparente*** $(\Delta t)_a$, o 274 − 169 = 105°F en el ejemplo anterior. Los coeficientes de transferencia de calor que se reportan en la base de

$$U_D = \frac{Q}{A(\Delta t)_a}$$

son ***coeficientes totales aparentes.*** Si los coeficientes son basados en la diferencia de temperatura a través de la superficie de calentamiento entre el vapor de calefacción y el líquido que se evapora, como en la mayoría de los casos, $U_D = Q/A\Delta t$, donde At = 28°F, en el ejemplo anterior. Si las soluciones tienen un aumento en el punto de ebullición mayor de 5°F, el calor latente de vaporización del vapor de la solución difiere de los obtenidos de la tabla de vapor (Tabla 7) a la presión de saturación del vapor. El calor latente de vaporización para el vapor de una solución puede ser computado ya sea por la correlación de Duhring o por la ecuación de Othmer.[10] De acuerdo con la regla de Duhring,

$$\frac{\lambda_w}{\lambda_s} = \frac{\Delta t'_W}{\Delta t'_s}\left(\frac{t'_W}{t'_s}\right)^2_{\text{abs.}} \qquad (14.5)$$

donde λ_s = calor latente de 1 lb de agua pura de la solución a temperatura t y presión p_s

λ_w = calor latente de 1 lb de agua pura a temperatura t_w' pero a p_s, la misma presión que t

[10] Othmer, D. F., *Ind. Eng. Chem.*, *32*, 841,-856 (1940).

t_s', t_w' = puntos de ebullición de la solución en el agua a la misma presión, p_s, °R

$\Delta t'_s/\Delta t'_w$ = variación de las dos curvas de puntos de ebullición en el mismo rango de presión,

De acuerdo con el método de Othmer y basado en la ecuación Clausius-Clapeyron

$$\frac{\lambda_s}{\lambda_w} = \frac{d \log p_s}{d \log pw} \tag{14.6}$$

donde p_s y p_w son las respectivas presiones de vapor absolutas de la solución y el agua pura sobre idéntico rango de temperatura.

La EPE puede calcularse solamente para soluciones diluidas, las que son relativamente ideales. Para soluciones reales, los datos de la elevación del punto de ebullición deben obtenerse experimentalmente midiendo la curva de presión de vapor para una concentración dada, a dos diferentes temperaturas. Se pueden hacer determinaciones adicionales a otras concentraciones si se usa más de un efecto.

Propiedades del fluido. En el evaporador de la planta de fuerza el proceso de ablandamiento de agua se modifica en diferentes localidades, de manera que la composición del alimento del evaporador cause un mínimo de espuma y otras dificultades en la operación. En el evaporador químico, el residuo, una solución concentrada, es el producto deseado, y usualmente no se pueden hacer ajustes a la solución para prevenir la espuma o eliminar el depósito incrustante. Esto debe considerarse en el diseño del equipo. Además, las soluciones concentradas, como se discutió en el Cap. 7, producen licores de alta viscosidad. Particularmente, puesto que la ebullición es una combinación de vaporización y convección libre, el coeficiente total de transferencia de calor es una función tanto de la concentración como de la temperatura a la cual la evaporación tiene lugar. La influencia de la viscosidad puede ser tan grande que el grupo de Grashof $D^3\rho^2 g\beta\Delta t/\mu^2$, puede resultar despreciable para evaporadores que operen con circulación natural. en estas circunstancias, no puede esperarse que el líquido circule rápidamente por los elementos de calentamiento, y es necesario usar *circulación forzada* en lugar de la *circulación natural* como se había presumido.

EVAPORADORES QUIMICOS

Los evaporadores químicos se clasifican en dos grupos: de circulación natural y de circulación forzada. Los evaporadores de circulación natural se usan unitariamente 0 en efecto múltiple para los requeri-

mientos más simples de evaporación. Los evaporadores de circulación forzada se usan para líquidos viscosos, para los que forman sales, y las soluciones que tienden a incrustarse. Los evaporadores de circulación natural se clasifican en cuatro clases principales:

1. Tubos horizontales
2. Calandria con tubos verticales
3. Tubos verticales con canasta
4. Tubos verticales largos

La discusión del diseño de los evaporadores en este capítulo, trata únicamente con aquéllos que están diseñados en la base de los coeficientes totales comúnmente aceptados. Aquéllos que emplean coeficientes de película se tratan en el siguiente capítulo.

Evaporadores de tubos horizontales. Los evaporadores de tubos horizontales se muestran en la Fig. 14.22 y son los tipos más antiguos de evaporadores químicos. Aun cuando en cierto tiempo tuvieron una aceptación muy amplia, están dejando lugar a otros tipos. Consisten en un cuerpo cilíndrico o rectangular y de un haz de tubos que usual-

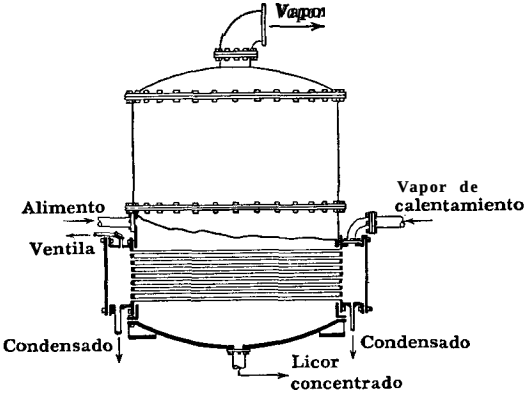


FIG. 14.22. Evaporador de tubos horizontales. (*Swenson Evaporator Company*)

mente es de sección cuadrada. Este tipo de evaporadores no aprovechan bien las corrientes térmicas inducidas por el calentamiento, y por lo mismo, no son tan aceptables como los tipos que los han reemplazado. El evaporador horizontal es el único tipo de evaporador que emplea vapor dentro de los tubos. La principal ventaja de los evaporadores horizontales es el reducido espacio requerido para su instalación en la dimensión vertical y el arreglo del haz de tubos, de manera que el aire puede purgarse con el vapor no per-

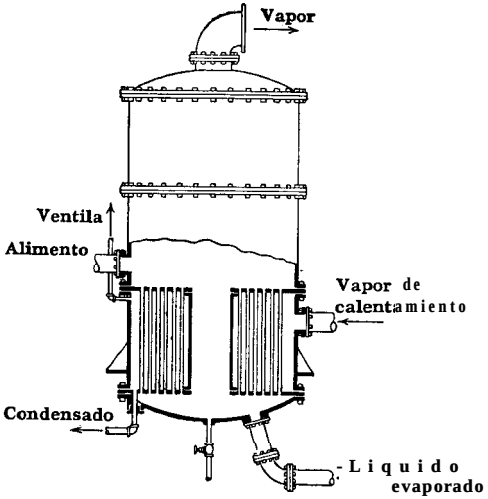


FIG. 14.23. Evaporador de calandria. *(Swenson Evaporator Company)*

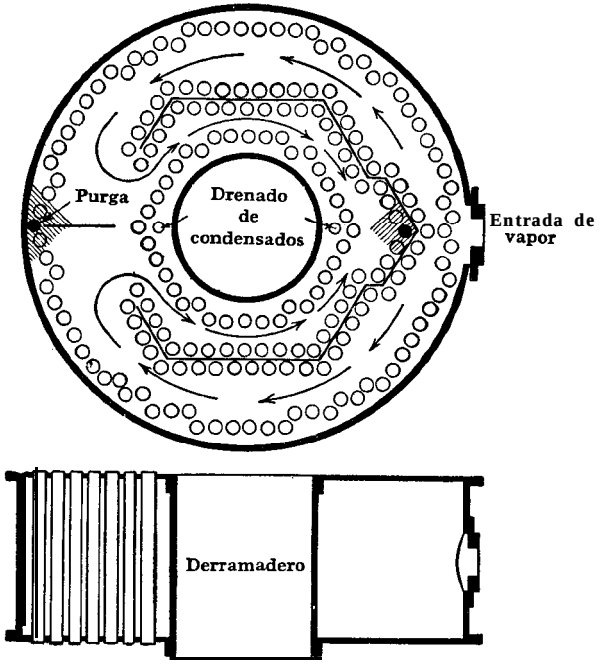


FIG. 14.24. Colocación típica de los **deflectores** en una calandria. Las flechas indican la dirección del flujo. Las áreas sombreadas indican la colocación de las purgas de no-condensables

mitiendo que bloquee superficie de calentamiento. El evaporador horizontal es menos satisfactorio para líquidos que formen incrustaciones o que depositen sales; los depósitos se forman en el exterior de los tubos, y son, por lo tanto, usados únicamente para problemas de concentración relativamente simples, en lugar de la preparación de un líquido para una cristalización posterior. Están indicados para procesos en los que el producto final es un líquido en lugar de un sólido, tal como jarabes de azúcar industriales, donde el gran volumen de líquido almacenado en el evaporador puede permitir un ajuste preciso de la densidad final cambiando la cantidad retenida en el evaporador. La longitud de los tubos está determinada por el tamaño del evaporador. Debido a que la evaporación tiene lugar fuera de los tubos, eliminándose el problema de incrustación dentro de los mismos, el evaporador de tubo horizontal usa diámetros de tubos menores que cualquier otro, de ¾ a 1¼ plg DE.

Evaporadores de calandria. El evaporador de calandria se muestra en la Pig. 14.23. Consiste en un haz de tubos vertical, corto, usualmente de no más de 6'0" de altura, colocado entre dos espejos que se remachan en las bridas del cuerpo del evaporador. El vapor fluye por fuera de los tubos en la calandria, y hay un gran paso circular de derrame en el centro del haz de tubos donde el líquido más frío recircula hacia la parte inferior de los tubos. El área de este derrame varía desde la mitad del área de los tubos hasta una área igual a ella. Los tubos son grandes, hasta de 3 plg DE, para reducir la caída de presión y permitir tina rápida circulación, y se instalan en espejos encasquillados. La distribución de una calandria típica se muestra en la Fig. 14.24. Unos de los problemas es colocar deflectores en el espacio vapor, de manera que haya una distribución relativamente completa del vapor en los tubos. Otro problema es el de proveer de puntos de purga adecuados para que no se formen bolsas de gases no condensables. El condensado se remueve en cualquier punto conveniente. El espacio sobre el nivel del líquido en la calandria, sirve primariamente para liberar el líquido que es arrastrado por el vapor. Un accesorio común a todos los evaporadores es una trampa que está instalada en la línea de vapor con el propósito de remover el líquido arrastrado y de volverlo al cuerpo del líquido. En las Figs. 14.25*a* y *b* se muestran dos de estas trampas que son típicas. Su principio de operación es la eliminación centrífuga de las gotitas de líquido.

Los evaporadores de calandria son tan comunes que a menudo se les llama evaporadores ***estándm.*** Puesto que la incrustación ocurre dentro de los tubos, es posible usar el evaporador estándar para

servicios más rigurosos que el evaporador de tubos horizontales, y además, puede instalarse un agitador en el fondo cónico o abombado para aumentar la circulación.

Evaporadores de canasta. Un evaporador de canasta se muestra en la Fig. 14.26. Es similar el evaporador de calandria, excepto en que tiene el haz de tubos desmontables, lo que permite una limpieza rápida. El haz de tubos se soporta sobre ménsulas interiores, y el de-

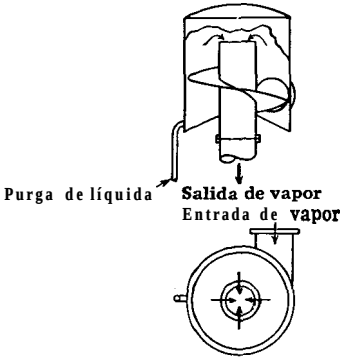


FIG. 14.25*a*. **Trampa con salida inferior**

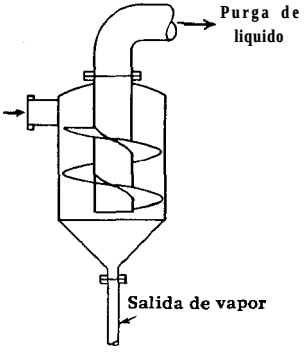


FIG. 14.2%. **Trampa con salida superior**

rramadero está situado entre el haz de tubos y el cuerpo del evaporador, en lugar de en la parte central. Debido a que los espejos están soportados libremente, el problema de la expansión diferencial entre los tubos y el cuerpo vapor no es importante. Este tipo frecuentemente se diseña con fondo cónico y se le puede instalar un agitador para aumentar la circulación. Como resultado de estas ventajas mecánicas, el evaporador de canasta puede usarse para licores con tendencia a incrustar, aun cuando se recomienda para líquidos con altas viscosidades o muy incrustantes. La selección de evaporadores de canasta o de calandria sigue usualmente la política establecida de diferentes industrias, en las que son usados después de muchos años **de** experiencia con modificaciones sugeridas por los fabricantes. Algunos fabricantes tienen preferencia por un tipo para cierta aplicación, mientras que otro preferirá el segundo tipo para el mismo servicio.

Evaporadores de tubos verticales largos. Un evaporador de- tubos verticales, largos, se muestra en la Fig. 14.27. Está formado por un elemento calefactor tubular diseñado para el paso de los licores a través de los tubos sólo una vez, movidos por circulación natural. El vapor entra a través del cinturón como se discutió en el Cap. 12, y el haz de tubos tiene deflectores de manera de lograr un movimiento

libre del vapor, condensados y no condensados hacia abajo. El espejo superior de los tubos está libre, y justamente sobre él hay un deflector de vapor para reducir el arrastre. Este tipo de evaporador no es especialmente adaptable a los licores incrustantes o que depositan sales, pero es excelente para el manejo de líquidos espumosos o que forman natas. La velocidad del vapor que sale de los tubos es

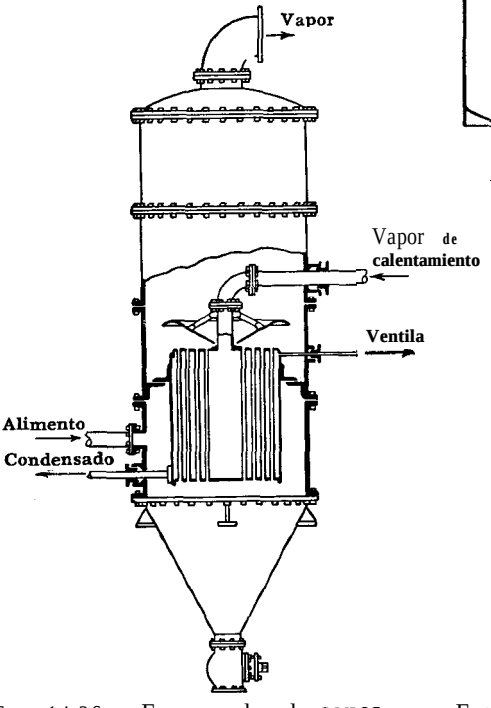


FIG. 14.26. Evaporador de canasta. (*Swenson Evaporator Company*)

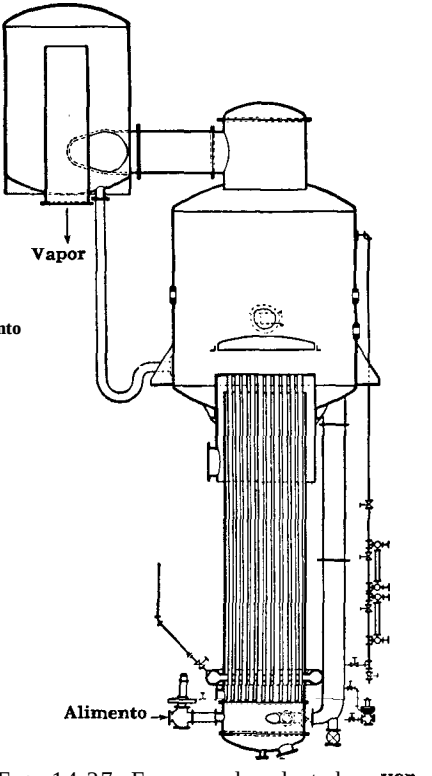


FIG. 14.27. Evaporador de tubos verticales largos. (*General American Transportation Company*)

mayor que en los tipos de tubos verticales cortos. Cuando se dispone para recirculación, el aparato es como se muestra en la Fig. 14.28. Los tubos son usualmente de 1¼ plg a 2 plg DE, y de 12 a 14 pies de longitud. En este tipo la liberación de los vapores ocurre fuera del cuerpo del evaporador. Los cálculos para este tipo de evaporador para soluciones acuosas con propiedades físicas y térmicas conocidas, se discutirán en el Cap. 15.

Evaporadores de circulación forzada. Los evaporadores de circulación forzada se fabrican en gran variedad de arreglos, como se

indica en las Figs. 14.29 a 14.31. Los evaporadores de circulación forzada pueden no ser tan económicos en operación como los evaporadores de circulación natural, pero son necesarios cuando los problemas de concentración involucran soluciones de flujo pobre, incrustantes, y ciertas características térmicas. Puesto que el grupo de Grashof varía inversamente con el cuadrado de la viscosidad, hay

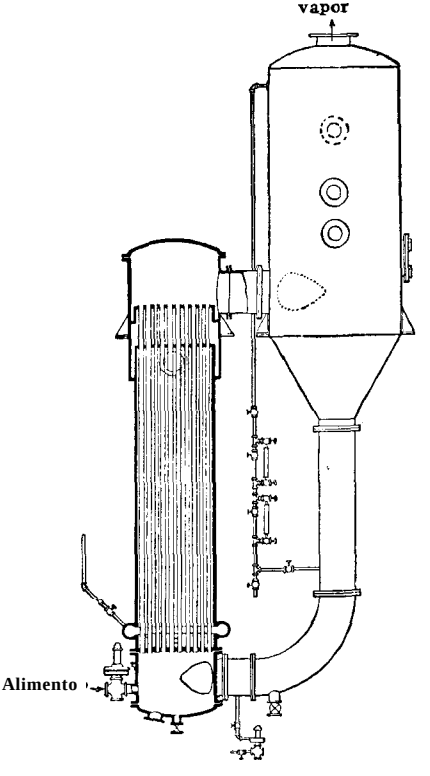


FIG. 14.28. Evaporador de tubos largos con recirculación. *(General American Transportation Company)*

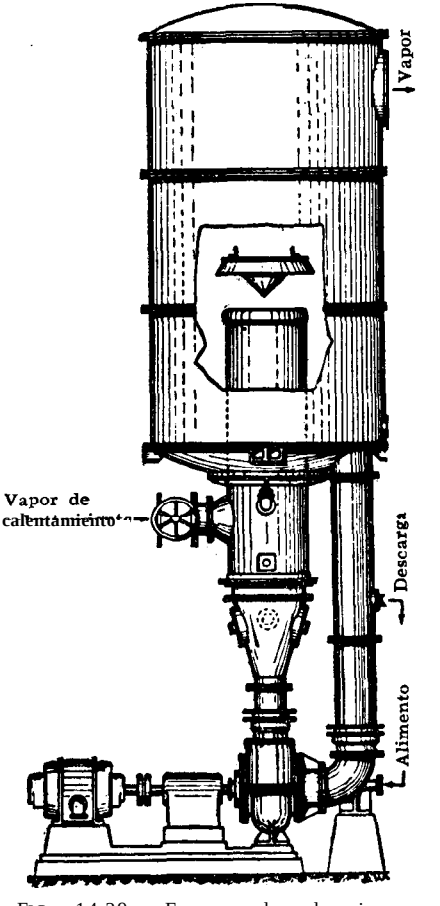


FIG. 14.29. Evaporador de circulación forzada con elemento calefactor vertical. **(Swenson** Evaporator Company)

un límite de viscosidades de soluciones que recirculan naturalmente. Con materiales muy viscosos no hay otra alternativa sino la de usar este tipo de evaporador. También, donde hay una tendencia a la formación de incrustaciones o al depósito de sales, las altas velocidades

que se obtienen por el uso de las bombas de recirculación, son los únicos medios de prevenir la formación de depósitos excesivos. Los evaporadores de circulación forzada están bien adaptados para un control preciso del flujo, particularmente cuando un tiempo de contacto excesivo puede ser perjudicial a la solución química. Los tubos para los evaporadores de circulación forzada, son más pequeños que en los tipos de circulación natural, y generalmente no exceden a las 2 plg. DE..

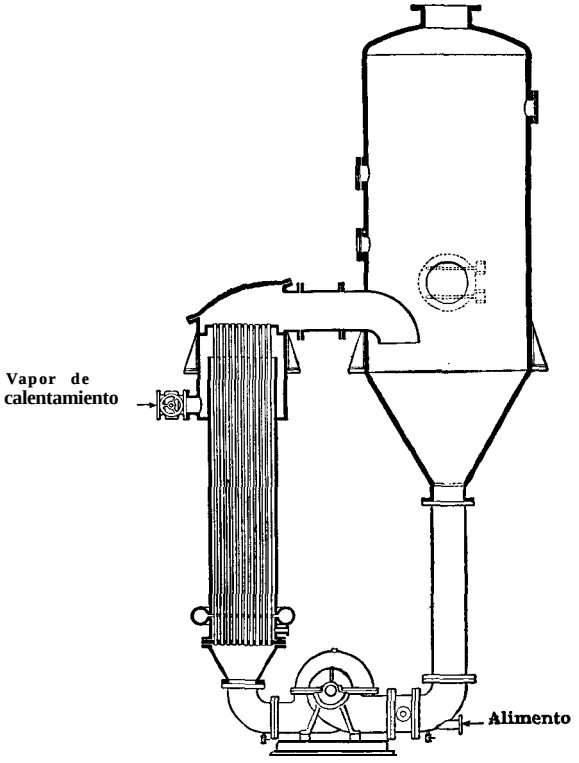


FIG. 14.30. Evaporador de circulación forzada con elemento calefactor externo. *(General American Transportation Corporation)*

En la Fig. 14.27 el vapor de calentamiento entra al haz de tubos por la parte exterior del cuerpo del evaporador, y tiene contacto con los tubos en la parte superior del haz en el espacio anular provisto para este fin. En la parte superior del espejo se coloca un deflector, y la bomba de recirculación se instala al nivel del piso. En la Fig. 14.30 se logra el mismo efecto mediante un haz de tubos externo, lo que simplifica la construcción pero que no lo hace tan compacto. La

Fig. 14.31 es una variación de este modelo con sistema calefactor horizontal que se aplica particularmente en alturas reducidas.

Efecto de la carga **hidrostática.** Considere un fluido puro con superficie de ebullición algo arriba de la parte superior de un haz de tubos horizontales. El punto de ebullición se considera determinado por la presión en la interfase líquido-vapor. Si hay una gran capa de líquido sobre el haz de tubos, ésta ejercerá una presión hidrostática sobre el líquido en contacto con la superficie de los tubos. La presión añadida sobre el líquido aumenta la temperatura de ebullición

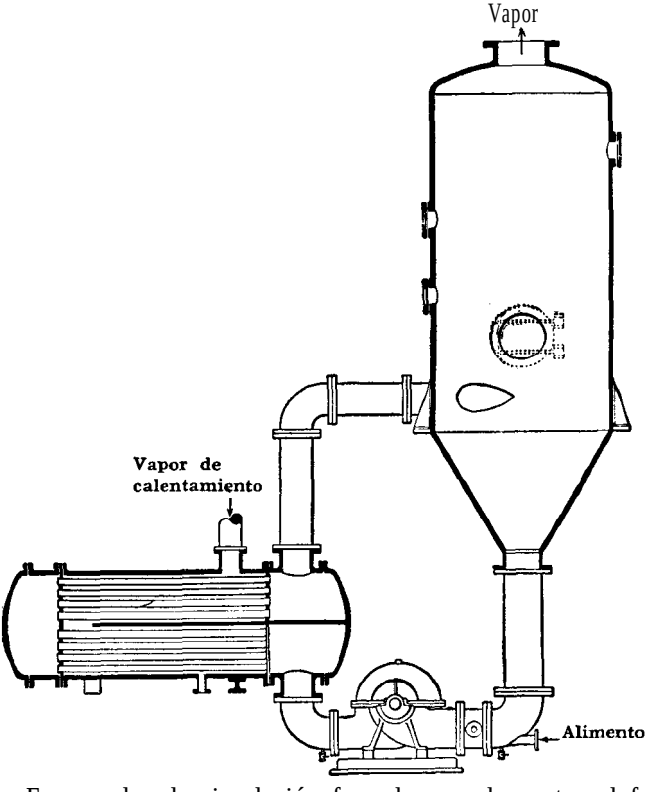


FIG. 14.31. Evaporador de circulación forzada con elemento calefactor externo horizontal. *(General American Transportation Corp.)*

en la superficie de transferencia de calor sobre la necesaria para producir vapores de la temperatura de saturación correspondiente a la presión de la interfase líquido-vapor. El efecto de la carga hidrostática, como en el caso de la EPE, reduce las diferencias de temperaturas útiles efectivas sobre la superficie de transferencia de calor. Puesto que los evaporadores operan sobre diferencias de temperatura

aparente fijas, el tamaño de la superficie de transferencia de calor debe aumentarse correspondientemente debido a la presencia de carga hidrostática. La influencia de la temperatura y presión sobre el coeficiente total es esencialmente la mostrada en la Fig. 14.7. A mayores temperaturas el líquido es menos viscoso y es más favorablemente apropiado para la evaporación.

El efecto de la carga hidrostática puede estimarse de

$$\mathrm{At}_{,,} = 0.03 \frac{T_R v}{\lambda_s} \mathrm{Ap} \qquad (14.7)$$

donde Δt_h = elevación hidrostática del punto de ebullición, °F
T_R = temperatura de ebullición de la solución, °R
v = volumen específico del vapor de agua a T_R pies³/lb
λ_s = calor latente de vaporización correspondiente a la presión de saturación, Btu/lb
Δ_p = carga hidrostática, pies

Usualmente Δp puede tomarse como correspondiente a la mitad del nivel del líquido en el evaporador. Es claro que la influencia de la presión hidrostática se hará mayor a medida que el vacío sobre el sistema aumenta, ya que v varía considerablemente con la presión mientras que λ_s varía poco.

Para todos los evaporadores que operan con circulación natural no puede evitarse una pérdida de capacidad disponible debida a la carga hidrostática, pero la pérdida puede reducirse manteniendo los mínimos niveles de líquido consistentes con una operación eficiente del equipo. Si las natas se mantienen a 10 plg sobre el espejo superior de los elementos calefactores verticales, se logra con esto un buen efecto de control. Una buena operación se facilita por la selección del diámetro del tubo y su longitud, y en general mediante un diseño para alta velocidad del fluido en el espacio libre. Los problemas de disposición para la circulación natural deberán tratarse en el Cap. 15.

Evaporación química en múltiple efecto. En el estudio de los evaporadores de alimentación paralela de efecto múltiple en las plantas de fuerza, se mostró que un evaporador de triple efecto 1 lb de vapor evaporaba aproximadamente 2.25 lb de agua. El uso de la alimentación paralela no es por mucho lo más económico, y se usa en la evaporación química solamente cuando la solución por evaporarse está casi saturada y la evaporación sólo se efectúa para lograr una sobresaturación. En la evaporación química es costumbre emplear la alimentación en paralelo, en contracorriente, o una modificación de las dos, conocida como alimentación mezclada. Volviendo a la

Fig. 14.21, se ve que hay algunas ventajas y desventajas que resultan, ya sea del flujo paralelo o a contracorriente. En los flujos paralelos, si el licor de alimentación está a mayor temperatura que la temperatura de saturación del primer efecto, tendrá lugar automáticamente una ***evaporación flash***. Puesto que el vacío se mantiene usualmente en el último efecto, el licor fluye por sí mismo de efecto a efecto, y sólo se requiere una bomba al final de la batería. Similarmente, puesto que la temperatura de saturación de la solución en ebullición en cada efecto es menor que la temperatura del efecto precedente, simpre hay una evaporación flash, o 'libre", en cada efecto que reduce el consumo total de vapor. En un evaporador la película de ebullición es la resistencia controlante y el valor, numérico del coeficiente total disminuye con la concentración debido a que la viscosidad aumenta. En la alimentación con flujos paralelos, el licor concentrado se encuentra en el último efecto y obviamente, ese efecto tiene el menor coeficiente total, ya que el líquido está más concentrado aquí y al mismo tiempo más frío.

Cuando se emplean flujos a contracorriente, se evita el tener los licores más concentrados en el último efecto. Aquí el licor diluido entra en el efecto último y más frío, y sale concentrado en el primer evaporador que está a más alta temperatura. En este arreglo el licor debe calentarse en cada efecto, como sucede con la alimentación en paralelo, teniéndose también evaporaciones flash. Sin embargo, el alimento debe bombearse de efecto a efecto, lo que significa que los lugares para fugas o entradas de aire, tales como las bombas y bridas, aumentan, aumentando también el mantenimiento y el costo por potencia. Las relaciones de temperatura en los flujos a contracorriente usualmente contrarrestan en parte estas desventajas, puesto que el sistema está a contracorriente y la economía del vapor es mayor en estas condiciones.

Si el licor de alimentación a un evaporador de flujos a contracorriente está uniformemente caliente, su introducción en el último efecto no tiene sentido, ya que los vapores que se producen por evaporación flash en el último efecto se pierden en el condensador. En los flujos paralelos no solamente se producirán estos mismos vapores, sino que en cada efecto ellos reevaporarán agua adicional. El problema de determinar la dirección del alimento es, como en muchos problemas de transferencia de calor, una consideración económica. Los flujos a contracorriente pueden o no conducir a menor superficie de calentamiento, dependiendo de la cantidad de agua que vaya a evaporarse y de la viscosidad de la solución final. El costo de vapor será menor para flujos a contracorriente si el alimento está frío, y menor para los flujos paralelos si el licor que se alimen-

ta está aproximadamente a la temperatura de operación del primer efecto.0 mayor. El cálculo de problemas para ambos métodos establecerá realmente las relaciones de operación más favorables.

CALCULO DE EVAPORADORES QUIMICOS

Por **JOSEPH MEISLER**[11]

Refiriéndonos a la Fig. 14.21*a*, la superficie y los requerimientos de vapor para una evaporación de múltiple efecto, pueden calcularse efectuando un balance de calor a través de cada efecto individualmente y un balance de material en todo el sistema. Para un cuádruple efecto se empleará la siguiente nomenclatura:

c_F = calor específico del alimento, Btu/(lb (°F)
t_F = temperatura del alimento, °F
w_F = alimento, lb/h
T_S = temperatura de saturación del vapor de calentamiento en el primer efecto, °F
W_S = vapor de calentamiento al primer efecto, lb/h
$w_{1\text{-}4}$ = agua total removida por evaporación, lb/h
c_1, c_2, c_3, c_4 = calor específico del licor en los efectos 1 a 4, Btu/(lb) (°F)
t_1, t_2, t_3, t_4 = punto de ebullición del licor en los efectos 1 a 4, "F.
w_1, w_2, w_3, w_4 = agua removida en los efectos 1 a 4 lb/h

Suponga que no hay efectos de calor como resultado de la concentración (ejemplo: calores de solución negativos) y que no hay EPE.

Flujos pararelos

Balance de calor en el primer efecto:

$$W_S\lambda_S + w_Fc_F(t_F - t_1) = w_1\lambda_1 \qquad (14.8)$$

Balance de calor en el segundo efecto:

$$w_1\lambda_1 + (w_F - w_1)c_1(t_1 - t_2) = w_2\lambda_2 \qquad (14.9)$$

Balance de calor en el tercer efecto:

$$w_2\lambda_2 + (w_F - w_1 - w_2)c_2(t_2 - t_3) = w_3\lambda_3 \qquad (14.10)$$

Balance de calor en el tercer efecto:

$$w_3\lambda_3 + (w_F - w_1 - w_2 - w_3)c_3(t_3 - t_4) = w_4\lambda_4 \qquad (14.11)$$

[11] De la Air Reduction Company, Inc., y del Polytechnic Institute of Brooklyn.

Balance de material:

$$w_{1-4} = w_1 + w_2 + w_3 + w_4 \tag{14.12}$$

Los requerimientos de superficie serán

$$A_1 = \frac{Q}{U_D \Delta t} = \frac{W_S \lambda_S}{U_1(T_S - t_1)} \tag{14.13}$$

$$A_2 = \frac{w_1 \lambda_1}{U_2(t_1 - t_2)}$$

$$A_3 = \frac{w_2 \lambda_2}{U_3(t_2 - t_3)}$$

$$A_4 = \frac{w_3 \lambda_3}{U_4(t_3 - t_4)}$$

sea

$$A_1 = A_2 = A_3 = A_4 \tag{14.14}$$

donde U_1, U_2, U_3, U_4 son los coeficientes totales de diseño en los respectivos efectos. Del balance de material y el balance de calor hay cinco ecuaciones y cinco incógnitas: U_S, w_1, w_2, w_3 y w_4. Estas ecuaciones pueden resolverse simultáneamente.

Flujos a contracorriente. Refiriéndose a la Fig. 14.21*b*:

Balance de calor en el cuarto efecto:

$$w_3\lambda_3 + w_F c_F(t_F - t_4) = w_4\lambda_4 \tag{14.15}$$

Balance de calor en el tercer efecto:

$$w_2\lambda_2 + (w_F - w_4)c_4(t_3 - t_4) = w_3\lambda_3 \tag{14.16}$$

Balance de calor en el segundo efecto:

$$w_1\lambda_1 + (w_F - w_4 - w_3)c_3(t_2 - t_3) = w_2\lambda_2 \tag{14.17}$$

Balance de calor en el primer efecto:

$$w_S\lambda_S + (w_F - w_4 - w_3 - w_2)c_2(t_1 - t_2) = w_1\lambda_1 \tag{14.18}$$

Balance de material:

$$w_{1-4} = w_1 + w_2 + w_3 + w_4 \tag{14.19}$$

Las relaciones para la superficie serán las mismas que las anteriores, puesto que es práctico imponer la restricción de que la superficie de cada evaporador sea igual. La experiencia también ha mos-

trado que en estas condiciones las diferencias de presión entre los efectos serán aproximadamente iguales. Si el vapor entra en el primer efecto de un evaporador de cuádruple. efecto a presión atmosférica, y el último efecto será a 25 plg Hg de vacío, correspondiendo a 1.95 lb/plg²a, la diferencia de presión entre el vapor y el primer efecto y de efecto a efecto será (14.7 1.95)/5. Esto permite la selección de la presión de saturación en cada efecto. Puesto que los coeficientes de transferencia de calor serán diferentes en efectos individuales, puede encontrarse que las superficies definidas por las Ecs. (14.13) y (14.14) son desiguales. Esto significa que debido a la desigualdad de los coeficientes totales en los diferentes efectos, la Δt a través de cada efecto no corresponde a la suposición de una división igual de la diferencia de presión total. Esto será particularmente verdadero cuando los coeficientes totales en diferentes efectos difieren grandemente, o cuando hay un *flashing** considerable en el primer efecto. Para igualar la superficie en cada cuerpo, la diferencia de temperatura en los efectos individuales puede ser ajustada, de manera que una mayor diferencia de temperatura sea empleada en el efecto que tenga el coeficiente de transmisión menor; las cargas térmicas permanecen casi iguales.

Los evaporadores de múltiple efecto pueden diseñarse para superficie mínima o mínimo costo inicial. Estos casos han sido tratados por Bonilla.[12] El diseño de un evaporador de múltiple efecto para condiciones óptimas, sin embargo, en la industria, es más una excepción que una regla, la tendencia es hacia la estandarización.

EJEMPLO 14.2. **Cálculo de un evaporador de triple efecto con flujos paralelos.** Se desea concentrar 50000 lb/h de una solución química a 100°F y con 10% de sólidos hasta un producto que contenga 50% de sólidos. Se dispone de vapor a 12 lb/plg²g, y el último efecto de la batería que tiene iguales superficies de transferencia de calor en cada efecto, se supondrá que opera a un vacío de 26 plg Hg referido a un barómetro de 30 plg.

Para el condensador barométrico se dispone de agua a 85°F.

Suponga que no hay EPE, y un calor específico promedio de 1.0 en todos los efectos, el condensado de cada efecto sale a su temperatura de saturación y las pérdidas por radiación son despreciables. Calcule: (a) consumo de vapor. (b) superficie calefactora para cada evaporador, (c) requerimientos de agua en el condensador. Los coeficientes totales aceptados para los diferentes efectos serán $U_1 = 600$, $U_2 = 250$, y $U_3 = 125$ Btu/(h) (pie²) (°F).

Solución :

Alimento total w_F = 50 000 lb/h
Sólidos en el alimento = 0.10 × 50 000 = 5 000 lb/h

* Por *Flash* se entenderá el fenómeno de vaporización instantánea debido a cambio de presión. (N. del T.)

[12] Bonilla, C. F., *Trans. AIChE, 41,* 529-537 (1945).

Producto total $= \frac{5\ 000}{0.50} = 10\ 000$ **lb/h**

Evaporación total, $w_{1\text{-}3} = 50\ 000 - 10\ 000 = 40\ 000$ **lb/h**
$c_F = 1.0$.

Los balances aplicados a este problema son

Primer efecto: $W_S\lambda_S + w_F(t_F - t_1) = w_1\lambda_1$
Segundo efecto: $w_1\lambda_1 + (w_F - w_1)(t_1 - t_2) = w_2\lambda_2$
Tercer efecto: $w_2\lambda_2 + (w_F - w_1 - w_2)(t_2 - t_3) = w_3\lambda_3$
Material: $w_1 + w_2 + w_3 = w_{1-3}$
$t_F = 100°F$
T_S a 12 (**lb/plg²g**) $= 244°F$
T_3 a **26** plg Hg (1.95 **lb/plg²a**) $= 125°F$
Diferencia total de temperatura $= 119°F$

Cuando un evaporador de múltiple efecto con flujos paralelos emplea iguales superficies en cada efecto, como se anotó anteriormente, la experiencia indica que las diferencias de presión entre los efectos será casi iguales. Esto rara vez es completamente cierto, pero da un excelente punto de partida para el calculo de las presiones en los efectos. Cualquier discrepancia puede ser luego ajustada.

Promedio de las diferencias de presión $= \frac{26.70 - 1.95}{3} = 8.25$ **lb/plg²/efecto**

DISTRIBUCION DE LAS DIFERENCIAS DE PRESION TOTAL

	Presión, **lb/plg²a**	ΔP, **lb/plg²**	Presión del vapor, **°F**	λ, Btu/lb
Calandria, **1er** efecto. . .	26.79	....	T_S **= 244**	λ_S **= 949**
Calandria, 20. efecto. . . .	13.45	8.25	$t_1 = 224$	$\lambda_1 = 961$
Calandria, 3er. efecto. . .	10.20 (20.7 **plg Hg**	8.25	$t_2 = 194$	$\lambda_2 = 981$
Vapor al condensador. .	1.95 (**26 plg** Hg)	8.25	$t_3 = 125$	$\lambda_3 = 1022$

$$949W_S + 50\ 000(100 - 224) = 961w_1$$
$$961w_1 + (50\ 000 - w_1)(224 - 194) = 981w_2$$
$$981w_2 + (50000 - \text{WI} - w_2)(194 - 125) = 1022w_3$$
$$\text{WI} + w_2 + w_3 = 40\ 000$$

Resolviendo simultáneamente

$$w_1 = 12\ 400$$
$$w_2 = 13\ 300$$
$$w_3 = 14\ 300$$
$$w_{1-3} = w_1 + w_2 + w_3 = 40\ 000$$
$$\text{ws} = 19\ 100$$

$$A_1 = \frac{W_S\lambda_S}{U_1(T_S - t_1)} = \frac{19\ 100 \times 949}{600 \times 20} = 1510 \text{ pies}^2$$

$$A_2 = \frac{w_1\lambda_1}{U_2(t_1 - t_2)} = \frac{12400 \times 961}{-250 \times 30} = 1590$$

$$A_3 = \frac{w_2\lambda_2}{U_3(t_2 - t_3)} = \frac{13300 \times 981}{125 \times 69} = 1510 \quad \text{(Use 1600 pies}^2\text{/efecto)}$$

Calor al condensador $= w_3\lambda_3 = 14\ 300 \times 1022 = 14\ 710\ 000$ Btu/h

Agua requerida $= 14\ 710\ 000/(120 - 85) = 420\ 000$ lb/h a $420\ 000/500 = 840$ gpm

Economía, lb evaporada/lb de vapor $= 40\ 000/19\ 100 = 2.09$ lb/lb

Nota. Durante la operación pueden no mantenerse iguales las diferencias de presión. Esto ocurrirá si en uno de los efectos hay una incrustación desmedida, si hay gas no condensable en una de las calandrias, o si no se mantienen adecuadamente los niveles de líquido en los evaporadores. Otro factor puede ser la purga de una gran cantidad de vapor de uno de los efectos como fuente de vapor de baja presión. Cualquier desviación de la distribución de presiones anteriormente mencionada, no significa que la batería de evaporadores dejará de evaporar, sino que asumirá una nueva distribución de presión y operará con una capacidad reducida y otra economía en el vapor.

Soluciones no algebraicas de los evaporadores. Se demostrará que el uso de la solución algebraica tal como la que antes presentamos, puede, escasamente, aplicarse con ventaja a arreglos más complicados o a mayor número de efectos. En los problemas industriales se encuentra que es preferible, y presenta un ahorro de tiempo, efectuar el balance de calor y de materiales en el evaporador suponiendo directamente el valor de W_S y resolviendo cada efecto por un balance directo sobre él, en lugar de hacer uso de ecuaciones simultáneas. Si la evaporación total basada en el valor supuesto de W_S no es igual a la cantidad requerida, se supone un nuevo valor de W_S y se repite el cálculo. Este método se demuestra en el Ej. 14.2*a*, en el que se usa $W_S = 19\ 100$ del Ej. 14.2.

EJEMPLO 14.2*a*. Solución del Ej. 14.2 suponiendo W_S

	Balance de calor
1. Suponga vapor al primer efecto $W_S = 19\ 1000$ lb/h, w_F	$= 50\ 000$ lb/h
19 100 lb a 12 lb/plg^2 $= 19\ 100 \times 949$	$= 18\ 100\ 000$ Btu/h
Deducción para calentar alimento $= 50\ 000\ (224\text{-}100)$	$= 6200\ 000$
Disponible para evaporación	$= 11\ 900\ 000$ Btu/h
λ_1 a 224°F = 961 Btu/lb, $w_1 = 11\ 900\ 000/961$	$= 12\ 400$ lb/h
Alimento al segundo efecto $= 50000 - 12400$	37 600 lb/h

2. Vapores del primer efecto	= 11900 000 Btu/h	
Más flash, 37600 (224194)	= 1 130 000	
Disponible para evaporación	= 13 030 000 Btu/h	
λ_2 a 194°F = 981 Btu/lb, w_2 = 13 030 000/981	= 13 300 lb/h	
Alimento al tercer efecto = 37 600 − 13 300		24 300 lb/h
3. Vapor del segundo efecto	= 13 030 000 Btu/h	
Más flash, 24 300 (194125)	= 1680000	
Disponible para evaporación	= 34 710 000 Btu/h	
λ_3 a 125°F = 1 022 Btu/lb, w_3 = 14710 000/1 022	= 14 300	
Producto = 24 300 − 14 300		10 000 lb/h
4. Calor al condensador	= 14 710 000 Btu/h	

Si las cantidades no concuerdan deberá suponerse un nuevo calor de W_S. Como primera prueba el vapor podría haber sido estimado en ausencia de la orientación obtenida del Ejercicio 14.2 mediante la relación

$$W_S = \frac{w_e}{0.75 \times \text{número de efectos}} \tag{14.20}$$

donde w_e es el número total de libras evaporadas. La Ec. (14.20) se basa en alimentos que entran a su punto de ebullición. Si el alimento entra bajo su punto de ebullición, el factor 0.75 debe reducirse algo. Con el alimento únicamente a 100°F y el punto de ebullición a 125°F, el valor puede reducirse a 0.70.

EJEMPLO 14.3. Evaporador múltiple con flujos a contracorriente. Las condiciones son las mismas que en el Ej. 14.2, excepto que se usan flujos a contracorriente con coeficientes totales de $U_1 = 400$, $U_2 = 250$, y $U_3 = 175$ Btu/(h)(pie²)(°F).

Solución. Como antes

$$w_1 = 50\ 000 \text{ lb/h} \qquad w_{1\text{-}3} = 40\ 000 \text{ lb/h}$$

$$c_F = 1.0$$

Los balances aplicados a este problema son

Tercer efecto : $w_2\lambda_2 + w_F(t_F - t_3) = w_3\lambda_3$

Segundo efecto: $w_1\lambda_1 + (w_F - w_3)(t_2 - t_3) = w_2\lambda_2$

Primer efecto: $W_S\lambda_S + (w_F - w_3 - w_2)(t_1 - t_2) = w_1\lambda_1$

Material :

$$w_1 + w_2 + w_3 = w_{1-3}$$
$$981w_2 + 50000 \sim 100 \quad 125) = 1022w_3$$
$$961w_1 + (50000 - w_3)(125 - 194) = 981w_2$$
$$949W_S + (50\ 000 - w_3 - w_2)(194 - 224) = 961w_1$$
$$w_1 + w_2 + w_3 = 40\ 000$$

$$w_1 = 15\ 950$$
$$w_2 = 12\ 900$$
$$w_3 = 11\ 150$$
$$w_{1-3} = w_1 + w_2 + w_3 = 40\ 000$$
$$W_S = 16\ 950$$

$$A^1 = \frac{16\ 950 \times 949}{400 \times 20} = 2\ 010 \text{ pies}^*$$

$$A_2 = \frac{15\ 950 \times 961}{250 \times 30} = 2\ 040 \text{ pies}'$$

$$A_3 = \frac{12\ 900 \times 981}{175 \times 69} = 1\ 050 \text{ pies?}$$

Puesto que las superficies de calentamiento para los tres efectos son bastante desiguales, las diferencias de temperatura empleadas en los efectos deben, por lo tanto, modificarse para cumplir con las condiciones del problema. Para la primera prueba la superficie promedio fue

$$\frac{(2\ 010 + 2040 + 1050)}{3} = 1\ 700 \text{ pies}^2$$

Con una mejor distribución de temperaturas y presiones, sin embargo, menos que

$$3 \times 1\ 700 = 5\ 100 \text{ pies}^*$$

de superficie pueden esperarse, puesto que At en los dos primeros efectos se mejorará a expensas del último efecto solamente.

Recalculación:

Suponga una superficie promedio de 1 500 **pies²/efecto**, y encuentre las diferencias de temperatura que ocasionarán estas superficies. Suponga

Primer efecto: $T_S - t_1 = 28°F$ $A_1 = {}^{2}0\%_{8} X$ 2010 = 1450 **pies²**

Segundo efecto.. $t_1 - t_2 = 41°F$ $A_2 = {}^{3}0\%_{41} \times 2\ 040 = 1490$ pies*

Tercer efecto: $t_2 - t_3 = 50°F$ $A_3 = {}^{6}9\%_{0}$ x 1050 = 1440 **pies²**

$T_S -$ ta = 119°F.

La nueva distribución de temperatura-presión es

	Presión, lb/plg²a	Vapor de calentamiento o vapor °F	λ, Btu/lb
Calandria, primer efecto . .	26.7	$T_s = 244$	949
Calandria, segundo efecto .	16.0	$t_1 = 216$	968
Calandria, tercer efecto . . .	16.4 plg Hg	$t_2 = 175$	992
Vapor al condensador	26.0 plg Hg	$t_3 = 125$	1022

Resolviendo de nuevo para w_1, w_2, w_3 y W_S,

$w_1 = 15\ 450$ $A_1 = 1450$
$w_2 = 13\ 200$ $A_2 = 1470$
$w_3 = 11\ 350$ $A_3 = 1490$ (Use 1 500 **pies²/efecto**)
$W_S = 16\ 850$

Calor al condensador = ll 350 × 1 022 = ll 600 000 Btu/h
Agua requerida = ll 600 000/(120 — 85) = 332 000 lb/h = 332 000/500 = 664 gpm

Economía, lb evaporadas/lb de vapor = 40 000/16 850 = 2.37 lb/lb

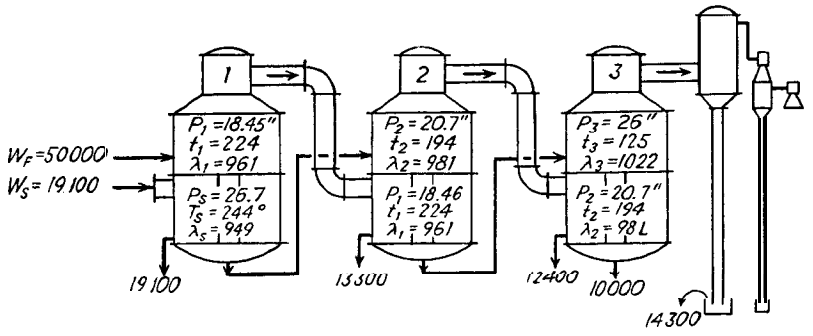
COMPARACION ENTRE FLUJOS PARALELOS Y A CONTRACORRIENTE

	Paralelo	Contra-corriente
Vapor total, lb/h	19 100	16 850
Agua de enfriamiento, gpm .	840	664
Superficie total, pies*	4 800	4 500

Las condiciones de operación para alimentación en paralelo y a contracorriente se muestran en las Figs. 14.32*a* y *b*. Sustentando un razonamiento simple, el flujo a contracorriente es térmicamente más efectivo que el paralelo. Se omiten, sin embargo, su mantenimiento y las inversiones necesarias para las bombas de alimentación en el sistema a contracorriente, además de los problemas de fuga de aire y control de flujo. Todos éstos aumentan considerablemente en el flujo a contracorriente.

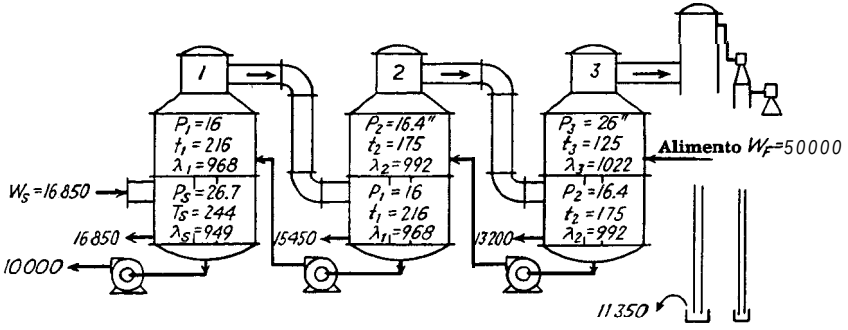
Número óptimo de efectos. A mayor número de efectos mayor cantidad de evaporación Por libras de vapor de calentamiento admitido en el primer efecto. Los costos de operación serán menores a mayor número de efectos. Esto se balancea, sin embargo, por el aumento en el costo inicial de los aparatos y los cargos de mantenimiento, limpieza y reemplazo, los que se contabilizan como cargos fijos. Los cargos por supervisión serán los mismos para la operación de cualquier número de efectos. El costo del agua de condensación debe también incluirse y también disminuirá a mayor número de efectos empleados. El número óptimo de efectos puede obtenerse calculando los requerimientos de proceso con dos, tres, cuatro, seis u ocho efectos, determinando los cargos fijos y los costos de operación que resultan de cada arreglo. Cuando el costo total se grafica en contra del número de efectos, se encontrará un mínimo correspondiente al número óptimo de efectos. En la actualidad, sin embargo, el número de efectos en varias industrias químicas básicas está cabalmente estandarizado. Por ejemplo, la sal de mesa se concentra en cuatro efectos en los cuales se alimenta el licor en forma paralela, la sosa cáustica en dos o tres efectos con flujo a contracorriente, el azúcar con cinco 0 seis efectos en flujos paralelos. Excepto cuando se introduce un proceso químico enteramente nuevo, raramente será necesario hacer un análisis económico completo.

Purgas de vapor. En ciertas industrias y particularmente en la producción de azúcar, hay una gran demanda para vapor de baja presión, digamos entre 10 y 15 lb/plg²a, que se usa en grandes cantidades para el precalentamiento de cantidades considerables de licores en toda la planta. Para el precalentamiento se ha encontrado ventajoso usar algo del vapor del primer o subsecuentes efectos para servicios de precalentamiento, tales como la decolorización de los jarabes de azúcar. Puesto que cualquier vapor formado en el primer efecto y los siguientes se habrá usado anteriormente una



(*a*)

FIG. 14.32*a*. Ejemplo 14. Flujos paralelos



(*b*)

FIG. 14.32*b*. Ejemplo 14. Flujos a contracorriente

o más veces para la evaporación, el costo por Btu de vapor es menor que el del vapor de la caldera, El vapor puede purgarse económicamente de uno o más efectos para estos servicios adicionales reduciendo los costos totales de calentamiento en la planta. Para tomar en cuenta esto en las ecuaciones de balance de calor (Ecs. 14.8 hasta 14.18), se necesita únicamente incluir el término W_B para las libras por hora de vapor que se purga en el efecto correspon-

diente. La cantidad de vapor que se purga debe también introducirse en el balance de materiales de las Ecs. (14.11) y (14.18). Para prevenir la introducción de una o más incógnitas, que no puedan manejarse con igual número de ecuaciones simultaneas, W_B no deberá registrarse como otra incógnita, sino como un número definido de libras de vapor purgado o como porcentaje de la evaporación total si los cálculos son para una instalación en existencia.

La solución de problemas industriales.[13] Los ejemplos precedentes han sido usados para introducir métodos de cálculo elementales y los principios de la evaporación de múltiple efecto. En realidad, los problemas industriales raramente son tan simples. Más bien, el sistema de evaporación debe integrarse con la operación de un proceso completo de manufactura y esto complica grandemente los cálculos. El elemento de experiencia es esencial para efectuar los cálculos en un periodo razonable de tiempo. En lo que resta de este capítulo se analizarán varios de los problemas más comunes de la industria. Estos son, concentración de azúcar, evaporación de licores de desecho en la industria de la pulpa y papel, y la producción de sosa cáustica. Los análisis involucrados en sus soluciones serán fácilmente adaptables a la mayoría de otros problemas. Un cuarto proceso, la concentración de desechos de las destilerías, se ha omitido para dar cabida a la evaporización con termocompresión. Los métodos indicados pueden emplearse ya sea para el diseño de un evaporador nuevo o para los cálculos del comportamiento de un evaporador existente.

CONCENTRACION DE LICORES DE AZUCAR - FLUJOS PARALELOS

Descripción del proceso. Es una práctica establecida en la producción de azúcar filtrar los jugos que contienen el azúcar después de que han sido prensados de la caña y clarificados químicamente. En este paso inicial de la clarificación, llamado defecación, se eliminan cantidades considerables de coloides y sales orgánicas e inorgánicas. Esto se efectúa mediante la adición de cal al jugo a 200°F, formando lodos densos que se eliminan por asentamiento, decantación y filtración. La solución clara se alimenta luego a evaporadores de múltiple efecto para su concentración.

EJEMPLO 14.4. Una instalación de evaporadores debe tener capacidad para concentrar 229 000 lb/h de 13°Brix (los grados Brix es el porcentaje

[13] **Los lectores que no estén directamente interesados en la evaporación química pueden omitir el resto del capítulo sin afectar la secuencia de los capítulos siguientes.**

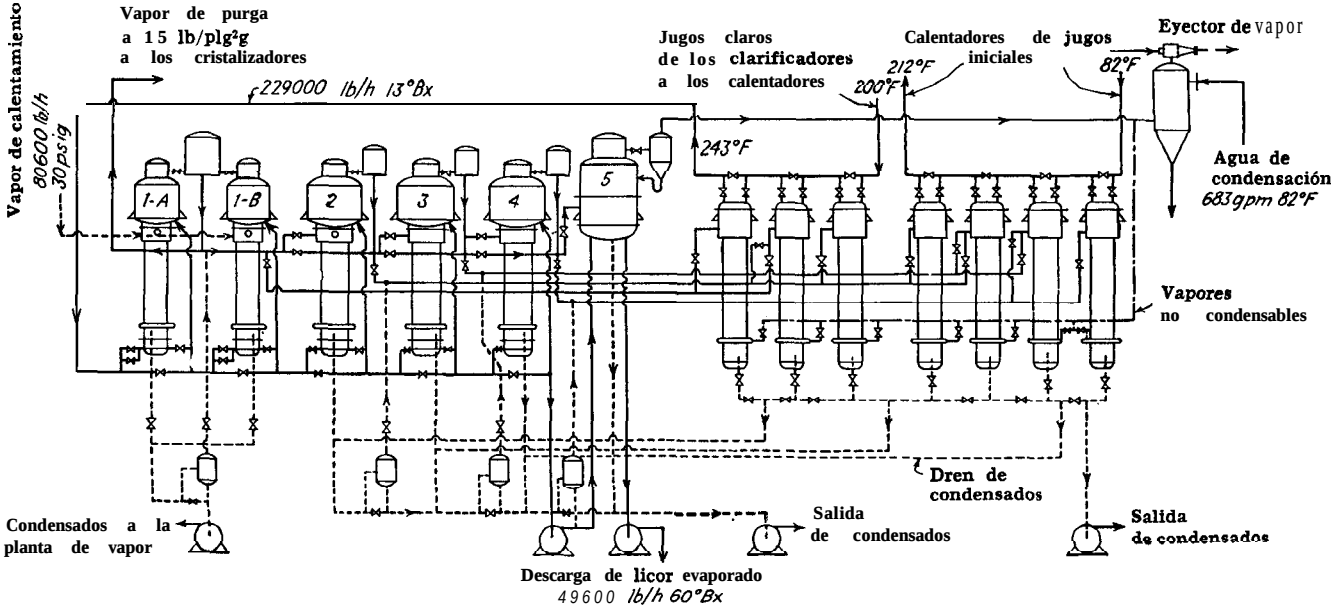


FIG. 14.33. Evaporador de séxtuple efecto, con precalentadores

por peso de azúcar en la solución) a 60°Brix, a cuya concentración se decolorizarán. Esta cantidad de azúcar resulta de la molienda de 2 300 ton de caña de azúcar por día de 20 h. Los jugos iniciales se calentarán de 82 a 212°F mediante purgas de vapor del primero y segundo efectos. El vapor de calentamiento disponible para el primer efecto es de 30 lb/plg²g.

Solución. El arreglo del equipo se muestra en la Fig. 14.33 y está justificado por el hecho de que el vapor de purga para precalentamiento de los licores es más barato que el vapor de caldera. En este análisis se supone arbitrariamente que 37 500 lb/h de vapor a 15 lb/plg²g se purgan del primer efecto para usarse en los cristalizadores de la planta. El EPE y los calores específicos de las soluciones de azúcar se dan en la Fig. 14.34. Al diagrama de flujo de la Fig. 14.33 generalmente se llega por experiencia o de estudios preliminares respecto a los requerimientos de superficie total, como en la Tabla 14.1.

TABLA 14.1. EVAPORACLON PROMEDIO POR PIE CUADRADO DE SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO PARA EVAPORADORES DE AZUCAR

Efectos	Agua evaporada lb/(h)(pie²)
1	14-16
2	6-8
3	5-6
4	4-5
5	3-4

Basados en la experiencia, para seleccionar el número de efectos, es práctica establecida usar un evaporador de cuádruple efecto estándar si se purgará poco vapor, y añadir un preevaporador como primer efecto si habrá purgas excesivas de vapor de baja presión para precalentamiento del alimento, etc., o si se purga vapor de baja presión para otros procesos en la planta, por ejemplo, crlstalizadores al vacío.[14]

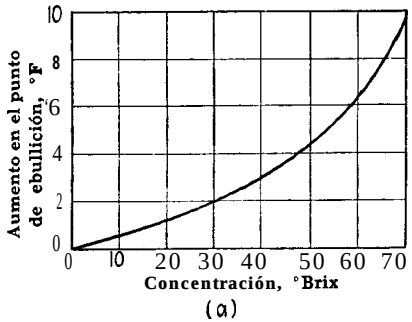


FIG. 14.34*a*. EPE de soluciones de azúcar

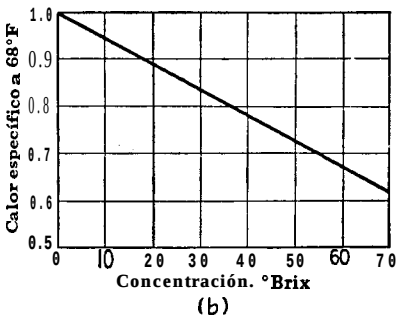


FIG. 14.34*b*. Calores específicos de las soluciones de azúcar

[14] Se darán discusiones posteriores del diagrama de flujo en la conclusión del balance de calor.

Los arreglos de flujos paralelos son comunes en la industria del azúcar, puesto que los jugos o jarabes concentrados son sensitivos a las altas temperaturas. Este procedimiento origina una severa desventaja en el último efecto de un evaporador de múltiple efecto, donde el jugo más viscoso ebulle a la temperatura más baja. Sin embargo, debido a la tendencia a la "caramelización" de las soluciones a alta concentración, este procedimiento es de capital importancia en la preparación de productos de alta pureza.

La Tabla 14.2 es una referencia conveniente en la estimación de la distribución de temperatura-presión y para presentar un sumario de todos los cálculos importantes de proceso y diseño. Los incisos 2 al 9 se estiman en primer lugar; a partir de esto se puede hacer el balance de calor.

En el inciso 2 de la Tabla 14.2 se muestra que vapor de 30 lb/plg²g se alimenta en paralelo a los efectos **1A** y **1B**, la temperatura de 274" en 3 es la temperatura de saturación correspondiente a la presión del vapor. El evaporador del último efecto se diseña para operar a un vacío de 23 plg Hg (147°F). Esto se muestra en los incisos 7 y 8. En el inciso 13 se muestra que el jarabe que sale del último efecto es de 60°Brix. De la Fig. 14.34*a* esta concentración corresponde a una temperatura de ebullición de 147 o 154°F como se muestra en 5. Por 6 de la Tabla 14.2 se puede suponer tentativamente que los °Brix de concentración están divididos igualmente entre todos los efectos; esto es, el EPE para cada efecto puede leerse de la Fig. 14.34*a*. La distribución final del material determinada del balance de calor, sin embargo, dará un estimado preciso de la distribución Brix en los diferentes efectos. El inciso 13 es un sumario de esto último. Para completar de 2 a 9, inclusive, la distribución de la diferencia de temperatura en cada efecto se debe determinar como en 4.

La diferencia total de temperatura en el sistema evaporador es 274" 147" = 127°F. Del total debe restarse la suma de todos los EPE (esto es, del efecto **1B** al quinto, inclusive), una suma 16°F. Esto dará 127 16 = 111 °F como la diferencia de temperatura total "efectiva". Esta última se distribuye a lo largo de las siguientes líneas: (*a*). El total es distribuido en proporción a los valores encontrados en la práctica para una unidad con el mismo número de efectos. El total se distribuye en la base de los valores promedios aceptados para el flujo de calor $U_p\Delta t = Q/A$ que se han encontrado en la industria y con valores de U_p estimados de operaciones similares. Valores aceptados del flujo de calor están dados en (16) de la Tabla 14.2. Estos pueden redistribuirse para un número diferente de efectos. (*c*) Se supone una distribución uniforme de la caída de presión total a través de todo el sistema. Cualquiera de estos métodos dará estimados suficientemente aproximados de la distribución de la diferencia de temperatura para obtener los incisos del 2 al 9 necesarios para calcular el balance de calor. Debe hacerse notar que si los valores estimados de las diferencias de temperatura resultan ser muy desproporcionados con aquellos encontrados en la práctica, deben revisarse. Habiendo estimado la distribución de la diferencia de temperatura, la presión del vapor saturado sobre el líquido o la presión del vapor de calentamiento saturado en el siguiente efecto, puede ser estimada de las tablas de vapor (Tabla 7). El calor latente correspondiente a la presión de vapor saturado puede obtenerse de una manera similar.

Puesto que se planea purgar vapores de los diferentes efectos para precalentamiento de las soluciones iniciales y los azúcares clarificados, es necesario determinar las cantidades que se purgarán de cada efecto. Las soluciones iniciales de azúcar se precalentarán de 82 a 212°F, un rango de 130°F. Los

TABLA 14.2. SUMARIO DE **EVAPORACION**

Inciso	Efectos					
	1A	1B	2	3	4	5
1. Flujo del vapor de calentamiento, **lb/h**	42,600	38 ,000				
2. Presión del vapor de calentamiento **lb/plg** Hg	30	30	15	5	4"	14½"
3. Temperatura del vapor de calentamiento °F	274	274	250	227	205	181
4. At, °F	23	23	21	20	20	27
5. Temperatura del licor °F	251	251	229	207	185	154
6 EPE, °F	1	1	2	2	4	7
7 Temperatura del vapor °F	250	250	227	205	181	147
8. Presión del vapor, Ib/plg² Hg	15	15	5	4	14½	23
9. λ, **Btu/lb**	946	946	960	975	990	1 010
10. Licor de entrada, **lb/**	29 090	190 200	154 000	117 100	87 800	64 000
ll. Licor de salida, **lb/h**	90 200	154 000	117 100	87 800	64 000	49 600
12. Evaporación **lb/h**	38 800	36 200	36 900	29 300	23 800	14 400
13. °**Brix** (salida)	15.7	19.4	25.5	34.3	46.5	60.0
14. **A, pies²**	3 500	3 500	5 000	5 000	5 000	3 500
15. U_D, **Btu/(h) (pie²) (°F)**	478	425	310	264	219	138
16. $U_D\Delta t$, **Btu/(h) (pie²)**	11 000	9 780	6 520	5 270	4 390	3 740

vapores del cuarto efecto se usarán para **precalentar** las soluciones iniciales de azúcar de 82 a **144°F**, los vapores del tercer efecto de 144 a **184°F**, y **vapo-**

TABLA 14.3. CALENTADORES PARA LICORES DE AZUCAR

Calentadores para licores iniciales

1. 229 000(212 − 184)(0.91)
= 5 840 000 Btu/h
Temp. vapor = 227°F At = **26.6°F**
U_D = 231

Superficie $A = \frac{5\,840\,000}{26.6 \times 231} = 950$ **pies²**

2. 229 000(184 − 144) (0.90)
= 8 250 000 Btu/h
Temp. vapor = 205°F **At = 37.6°F**

Superficie $A = \frac{8\,250\,000}{37\,6 \times 230} = 950$ **pies²**

3. 229 000(144 − 82)(.90) = 12 800 000
Temp. vapor = 181°F At = **62.2°F**

Superficie $A = \frac{12\,800\,000}{62.2 \times 217} = 950$ pies2

Usar tres calentadores con 1 OO pies* cada uno más un calentador de repuesto.

Calentadores para licores clarificados

1. 229,000(243 − 220)(0.91)
= 4 800 000 Btu/h
Temp. vapor = 250°F At = **15.8°F**
U_D = 234

Superficie $A = \frac{4\,800\,000}{15\,8 \times 234} = 1\,300$ pies*

2. 229 000(220 − 200)(0.90)
= 4 120 000 Btu/h
Temp. vapor = 227°F At = **14.8°F**

Superficie $A = \frac{4\,120\,000}{14.8 \times 214} = 1300$ pies*

Usar 2 calentadores con 1 300 **pies²** cada uno,, más un calentador de **respuesto.**

TABLA 14.4. BALANCE DE CALOR

Efecto	Btu/h	Evaporación
1A. Calor en el vapor de cal = 42 600 X 929 X .97	38 400 ooo*	
Calentamiento del licor = 229 000(251 - 243).9	1 670 000	
- 38 600	36 730 000/946	38 800
Licor a 1B = 190200		
1B. Calor en el vapor de calent. = 38 000 X 929 X .97	34 200 ooo*	
Calentamiento del licor = 190200 (251 - 251		
- 36200	34 200 000/946	36 200
Licor al segundo efecto = 154000		
2. Calor en los vapores 1A	36 730 000	
Calor en los vapores 1B	34 200 000	
Calor total disponible	70 930 000	
ler. efecto cond. flash = 80 600 (274 - 250	1 940 000	
Calor a los cristalizadores al vacio	72 370 000	
= 37 500 X 946	-35 500 000	
	37 370 000	
Calor a los calentadores de licor clarificado	- 4 800 000	
Calor al 2o. efecto	32 570 ooo*	
Licor flash = 154 000 (251 - 229).85	+ 2 880 000	
36 900	35 450 000/963	36 900
Licor al 3o. = 117 100		
3. Calor en los vapores del 2o. evaporador . . .	35 450 000	
Cond. flash = 37 500 (250 - 227) .....<	865 000	
	36 315 000	
Calor a los calentadores de licor clarificado	- 4 120 000	
	32 195 000	
Calor a los calentadores de licor inicial	- 5 840 000	
	26 355 ooo*	
Licor flash = 117 100 (229 - 207).83	+ 2 150 000	
29300	28 505,000/975	29 300
Licor al 4o. = 87 800		
4. Calor en los vapores del 3er. evaporador . .	28 505 000	
Cond. flash = 74200 (227 - 205)	1 630 000	
	30 135 000	
Calor a los calentadores de licor inicial	- 8 250 000	
	21 885 ooo*	
Licor flash = 37300 (207 185).80	+ 1 540 000	
23800	23 425 000/989	23 800
Licor al 5o.. = 64 000		
5. Calor en los vapores del 4o. evaporador . .	23 425 000	
Cond. flash = 101400 (205 - 161)	2 480 000	
	25 905 000	
Calor a los calentadores de licor inicial . . .	-12 800 000	
	13 105 ooo*	
Licor flash = 64 000 (184 - 154).74	+ 1 470 000	
14400	14 575 000/1010	14 400
Producto descargado = 49 600	Evap. total/h	179 400

• Calor transmitido por elementos calefactores.

res del segundo efecto de 184 a 121°F. Las cantidades de calor y superficies para los calentadores de licor se calculan en la Tabla 14.3. Similarmente, los licores del clarificador se precalientan con los vapores del segundo efecto de 200 a 220°F. y por los evaporadores del primer efecto de 220 a 243°F. En todo caso los precalentadores se diseñan para permitir una duplicación de la superficie, aunque en algunos casos resulta un sobrediseño obvio. Usualmente se incluye un calentador de refacción para permitir al sistema una continuidad de la operación durante la limpieza. Para alcanzar el rango de temperatura de los precalentadores individuales se ha usado una diferencia terminal mínima de 7°F. Se pueden emplear mayores diferencias terminales si la extensión de las temperaturas lo hace permisible.

La Tabla 14.4 muestra el balance de materiales y de calor para el evaporador. Para efectuar el balance es necesario estimar correctamente el flujo de vapor al primer efecto. En el caso más simple donde no se purgan vapores para procesos de calentamiento, se hace una suposición usando una cantidad de vapor de calentamiento que es cerca del 20% mayor del teórico, por ejemplo, la evaporación por hora dividida por el ntímero de efectos. En el presente caso, donde se purgan excesivas cantidades de vapor, la "evaporación *extrapolada*" se divide por el número de efectos. La evaporación extrapolada es equivalente a la actual más la que los vapores podrían efectuar si no se purgaran para otros propósitos. Puesto que sólo se requiere un estimado del vapor de calentamiento, se puede seguir la siguiente regla para obtener la evaporación extrapolada: añada a la evaporación actual la evaporación equivalente de los vapores purgados, así:

	lb/h
(a) Evaporación actual	179 400
(b) Evaporación equivalente de los vapores del primer efecto usados para los cristalizadores (4 × 35 500 000)/977	145 500
(c) Evaporación equivalente de los vapores del primer efecto usados para los calentadores de licor clarificado (4 × 4 800 000)/977 .	19 700
(d) Evaporación equivalente de los vapores del segundo efecto usados para los calentadores de licores clarificados e iniciales (3 × 9 960 000)/977	30 600
(e) Evaporación equivalente de' los vapores del tercer efecto usados en los calentadores de licor inicial (2 × 8 250 000)/977	17 900
(f) Evaporación equivalente de los vapores del cuarto efecto usados en los calentadores de licor inicial, (1 × 12 800 000)/977	13 100
Evaporación extrapolada	406 200

$$\text{Cantidad estimada de vapor de calentamiento} = \frac{406\,200}{5} = 81240 \text{ lb/h}$$

Requerimientos reales de vapor de calentamiento obtenidos del balance de calor final = 80 600

Error = 640 lb/h

Este método de estimar la cantidad de vapor de calentamiento al primer efecto da resultados muy consistentes y puede usarse como ensayo "inicial" en la Tabla 14.4. Una o dos pruebas determinarán la cantidad del flujo de vapor de calentamiento para obtener la evaporación requerida.

Se notará de la Tabla 14.4 que el licor y el vapor de calentamiento fluyen en flujos paralelos a través de todos los efectos (alimentación de flujos paralelos), excepto para el primer efecto en el que el vapor total de calentamiento

se divide en flujos paralelos entre los efectos 1A y 1B. Este ultimo procedimiento es comun donde una evaporación excesiva en un solo efecto requerirá una calandria demasiado grande. La división del vapor total en el balance de calor en los efectos 1A y 1B es arbitraria, especialmente si se deben suministrar áreas de calentamiento iguales. Sin embargo, es práctica común dividir el vapor total de calentamiento en una razón de 1.1/1.0 para efectos de 1A/1B para simplificar los cálculos y tomar en cuenta el hecho de que el efecto 1A tendrá una transferencia de calor mayor y, por lo tanto, usará más vapor para mayor evaporación.

En efectos 1A y 1B el licor debe precalentarse a su punto de ebullición antes de que se inicie la evaporación. En todos los demás efectos el licor se flashea o vaporiza una porción de su agua al entrar al siguiente cuerpo. Para aumentar un poco más la economía de vapor, es costumbre hacer un flash con el condensado en el espacio vapor del siguiente efecto. Así, el total del vapor de calentamiento condensado se flashea en el espacio vapor del primer efecto y, los vapores obtenidos de este flash se añaden al total de vapores que salen de IA y 1B. De la misma manera, el condensado neto en el segundo efecto (38 800 + 36 200 − 37 500, que se removieron para los cristalizadores), se flashea en el correspondiente espacio de vapor del segundo efecto, etc. Se notará que el flash total en cada efecto es acumulativo, puesto que el condensado fluye en serie hacia una descarga común a través de una serie de tanques para flash. Un sistema para flasheado del condensado cuando está bien diseñado, puede representar ahorros hasta de 10% sobre la cantidad de vapor de calentamiento necesario.

El balance de calor se completa cuando uno obtiene un producto del último efecto igual en cantidad y en °Brix de concentración para el que el evaporador está siendo diseñado. El balance de materiales se presenta como:

$$\text{Alimento} = 229\,000 \text{ lb/h de azúcar}$$

$$\text{Descarga} = \frac{29\,800}{0.60} = 49\,600 \text{ lb/h de azúcar de } 60°\text{Brix}$$

$$\text{Evaporación} = 229\,000 - 49\,600 = 179\,400 \text{ lb/h de agua evaporada}$$

Si se supone incorrectamente una cantidad de vapor o si se hace una mala distribución de la temperatura, la evaporación requerida o el producto descargado no podrá obtenerse. En este último caso, una proporcionalidad de la diferencia entre la evaporación requerida y la obtenida en el primer intento, basada en la supuesta cantidad de vapor de calentamiento y una recalculación del balance de calor, dará resultados suficientemente aproximados para usos prácticos. En general, si el balance de calor falla por menos de 1% en el producto o en la evaporación, puede considerarse correcto.

Los vapores del último efecto pueden usarse para procesos de alentamiento o llevarse a un condensador. Los vapores del evaporador se usan para calentar el licor antes y después de la clarificación, mediante una serie de dos calentadores. En la Fig. 14.33 los calentadores se agrupan en conjuntos de cuatro y tres. El primer grupo es para precalentar el licor inicial con vapor del segundo, tercero y cuarto efectos. El segundo grupo es para precalentar licor clarificado antes de que entre al primer efecto del evaporador y usa vapores del primero y segundo efectos. Cada grupo de calentadores opera con uno menos de lo indicado, teniéndose una unidad de repuesto.

Los primeros cuatro efectos del sistema de evaporación son diseñados para

tener cuerpos de tubos verticales de película vertical (Fig. 14.27), mientras que el quinto efecto está provisto con cuerpo evaporador tipo calandria (Fig. 14.23). Los primeros cuatro efectos tienen separadores con entradas de vapor tangenciales y descargas en el fondo, mientras que el quinto efecto está diseñado con la salida de vapor por la parte superior. La unidad completa de evaporación se dispone para poder eliminar el ciclo a uno de los evaporadores, con propósito de limpieza 0 reparación.

Se mantiene el vacío mediante un condensador barométrico y un eyector. Los galones de agua por minuto requeridos en el condensador barométrico se calculan de la Ec. (14.4). Donde como en el presente caso, se combinan bajos vacíos y agua fría, se puede usar un valor de 15°F para la diferencia de temperatura t_a.

$$\text{Agua} = \frac{14\ 575\ 000}{500(147 - 82 - 15)} = 583 \text{ gpm} \qquad (14.4)$$

Discusión. En la Tabla 14.2 los incisos 10 al 13 inclusive, resumen los datos obtenidos del balance de material y de calor en la Tabla 14.4. El diseño de la superficie, por ejemplo, el elemento calefactor, carga de calor, etc., se muestran en los incisos 14 a 16 inclusive. El inciso 16 enlista los valores de $U_D\Delta t$ empleados comercialmente; dividiendo estos valores de $U_D\Delta t$ por los estimados At se obtienen los valores de U_D mostrados en 15. Si los valores de U_D se apartan mucho con los valores correlacionados para operaciones similares, entonces puede ser necesaria una redistribución ya sea de At o $U_D\Delta t$. Ambas se afectan simultáneamente. Las superficies se encuentran dividiendo las cargas térmicas marcadas con asteriscos de la Tabla 14.4 por sus 'respectivos valores de $U_D\Delta t$.

Al diseñar calentadores para los licores iniciales y clarificados, en la Tabla 14.3 se enfatiza la importancia de tamaño igual y duplicación de las unidades. Se hizo una cuidadosa división de la carga térmica total para permitir grandes diferencias de temperatura cuando se usen los vapores purgados de los diferentes efectos. Podrían haberse usado coeficientes de transferencia un poco mayores, pero es deseable igualar las superficies a expensas de variar arbitrariamente los coeficientes de transferencia.

Una comprobación de la Ec. (14.7) mostrará que no es imperativo contabilizar efectos debido a la pérdida hidrostática cuando se construye la Tabla 14.2. Ya que el cuerpo del evaporador se diseña para altas velocidades y bajos niveles de licor, se ha supuesto que cualquier pérdida de la capacidad debida a la carga hidrostática se compensa con un diseño un poco conservador de las superficies de transferencia.

EVAPORACION DE LICORES DE DESECHO EN LA INDUSTRIA DE PULPA Y PAPEL FLUJOS A CONTRACORRIENTE

Descripción de los procesos de la producción de pulpa **y papel.** Hay tres procesos estándar para producir pulpa y papel, es decir, proceso a la sosa, sulfato, y sulfito. Los tres producen desperdicios que son recuperados *ya* sea porque son residuos valiosos o para evitar incomodidades a la comunidad.

1. En el proceso a la sosa las -astillas de madera se cuecen en digestores con solución de sosa cáustica de alrededor de 12°Be. Después de la digestión, la pulpa se lava con agua en tanques que tienen fondos falsos o se pasa a través de filtros que se usan para lavarla. El licor separado de la pulpa lavada, llamado ***licor*** negro, contiene toda la resina y lignina de la madera y todo el álcali usado en el digestor. El licor negro se evapora, y los sólidos se recuperan por el valor del álcali

El proceso a la sosa se aplica a las maderas resinosas y no resinosas. En el primer caso el licor negro tiende a formar espuma, por lo que se usan casi exclusivamente evaporadores de tubos largos verticales. Las soluciones no forman incrustaciones, tienen poca elevación del punto de ebullición (EPE) y el producto concentrado no es excesivamente viscoso. Los licores usualmente se concentran cerca de 40% de sólidos en un evaporador de séxtuple efecto con flujos a contracorriente y el concentrado se alimenta Posteriormente a incineradores rotatorios. Este último produce ***ceniza*** negra, que se lixivia, y la solución resultante se recaustifica para usarse en los digestores.

2. El proceso al sulfato usa una **mezcla de** hidróxido de sodio, carbonato de sodio y sulfuro de sodio, para la digestión de las astillas de madera. El sulfuro se renueva añadiendo sulfato de sodio y reduciéndolo con carbón (de aquí el término proceso al "sulfati"). Este proceso se usa con maderas resinosas, y el contenido de material inorgánico en los licores de desecho es alto. Usualmente se concentra hasta 50% y muy a menudo a 55%. El licor es más viscoso que el licor **negro del** proceso a la sosa, de la misma densidad, hace más espuma, y tiene mayor elevación en el punto de ebullición debido al mayor contenido de sólidos inorgánicos. La práctica usual es usar evaporadores de tubos largos verticales de seis o más efectos alimentados con **flujos** a contracorriente. Debido a la alta viscosidad en el primer efecto, es costumbre dividir a éstos en dos cuerpos con flujo de vapor paralelo. Este procedimiento aumenta la velocidad del licor, lo que contrarresta los efectos detrimentes de la alta viscosidad en las tasas de transferencia térmica.

3. El proceso al sulfito usa bisulfito de calcio o magnesio como agente químico activo en la digestión de la madera. El material activo no se recupera.[15] Cuando una fábrica de pulpa está localizada en una área aislada, el licor de desperdicio se desecha; cuando se localiza en distritos no aislados, la evaporación de los licores y su posterior calcinación son requeridos para evitar la polución de las aguas superficiales o sub-superficiales. En años recientes, sin embargo, se han efectuado muchos trabajos de desarrollo en el campo de la fermentación de los licores sulfíticos pará producción de alcohol.

EJEMPLO 14.5. Se diseñará una unidad para concentrar licor negro de pulpa a la sosa para evaporar 90 000 lb/h de agua de un alimento de 144 000 lb/h que entra a 170°F y que contiene 15.2% de sólidos. Esto es equivalente a descargar un producto equivalente a 54 000 lb/h con un contenido de 40.5% de sólidos. Estas cantidades se basan en una producción de 150 ton de pulpa por día, y el licor negro resultante contiene 3 500 lb/ton de sólidos totales. Los servicios disponibles son vapor saturado de calentamiento seco, a 35 lb/plg^{2}g, y agua para el condensador a 60°F.

Solución. Estudios económicos en esta industria indican que se requiere un evaporador de séxtuple efecto con seis cuerpos. En este tipo de unidad el flujo del licor se dispone para alimento separado al quinto y sexto efectos para eliminar el tamaño excesivo de las cámaras de vaporación que de otra manera se requerirán si se pasara el total del flujo por un solo evaporador en serie. De los últimos dos efectos el licor se bombea a través de los restantes en serie en flujos a contracorriente. La descarga del primer efecto, después de pasar a través de la válvula reguladora de nivel hacia un tanque flash, se envía finalmente a un tanque de almacenamiento. La Fig. 14.35 ilustra esquemáticamente el arreglo del equipo para este proceso.

En este tipo de proceso todas las líneas de vapor, licor y condensado, se diseñan o disponen con arreglos en by-pass*, permitiendo que cualquier evaporador pueda sacarse de línea para propósitos de limpieza o mantenimiento permaneciendo la unidad en operación como un evaporador de quíntuple efecto.

Los vapores del último efecto se condensan en un condensador barométrico de chorro múltiple y se usan para calentar el agua que se usa en la planta hasta 110°F. Si se sigue este último esquema, puede sustituirse el condensador de chorro múltiple por uno de superficie.

Los factores que intervienen en el balance térmico son similares a los discutidos en la evaporación de azúcar. Refiriéndose a la Tabla 14.5, es importante primero estimar correctamente la distribución temperatura-presión, incisos 2 al 8.

La diferencia total de temperatura es 280 − 125 = 125°F (correspondiente a 35 lb/plg^{2}g y 26 plg Hg). Para la distribución estimada del porciento de sólidos en cada evaporador, la EPE puede estimarse de la Fig. 14.36a. El total estimado de la EPE es 41°F, y la diferencia efectiva de temperatura

[15] Desarrollos recientes de la Weyerhaeuser Timber Co., en un sistema cíclico de recuperación usando bases bisulfíticas de magnesio, ha aumentado el interés en este método de producción de pulpa. De reporte no publicado sobre evaporación de desperdicios de sulfitos, por D. Q. Kern y J. Meisler.

* by-pass.—Arreglo que permite derivar el flujo del conjunto principal. (N. del T.)

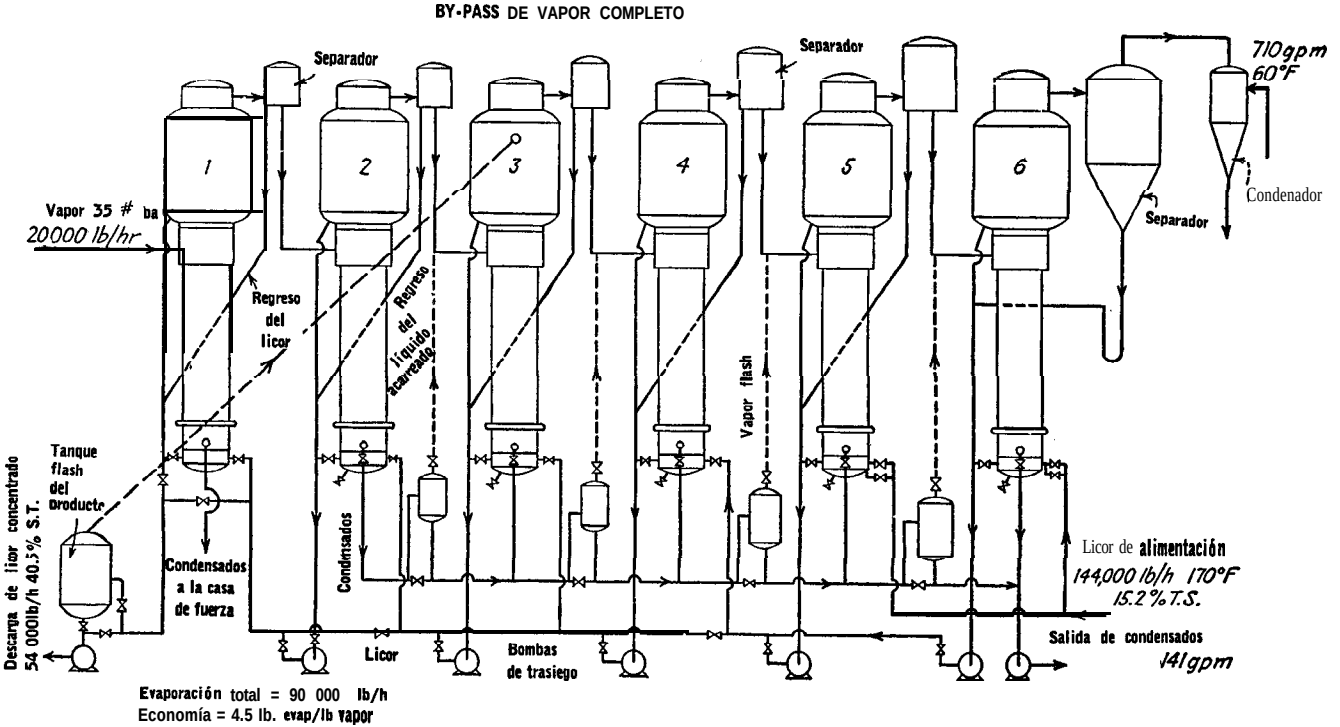


FIG. 14.35. Evaporador de licor negro, proceso a la sosa

(no considerando los factores de carga hidrostática de acuerdo con lo tratado en los evaporadores para azúcar) es 155 -- 41, o 114°F. Los datos de calor especifico se dan en la Fig. 14.36*b*. La distribución de las diferencias de temperatura At en el inciso 4 está de acuerdo con la práctica general que usa mayores diferenciales de temperatura en el primero y último efectos debido a la mayor carga de evaporación; en los otros efectos hay una distribución casi uniforme. Las pequeñas desviaciones en los valores estimados de la distribución de las diferencias de temperatura de aquéllas que pueden encontrarse en la operación actual no afectarán el balance de calor o el diseño del evaporador en una forma apreciable. Sin embargo, los estimados de las diferencias de temperatura que se hagan incorrectamente, se reflejarán en bajos coeficientes de transferencia térmica. Los coeficientes totales aceptados para procesos de múltiple efecto en la evaporación de calor negro, están dados en la Tabla 14.5. Si los coeficientes calculados difieren apreciablemente de los valores aceptados, la distribución de At deberá alterarse correspondientemente.

TABLA 14.5. SUMARIO DE EVAPORACION

Todos los evaporadores contienen 300 tubos de 2 plg DE, 10 BWG, 24'0" largo.

Inciso	Efectos					
	1	2	3	4	5	6
1. Flujo de vapor vivo, lb/h	20 000					
2. Presión de vapor vivo, lb/plg²/plg Hg	35	14.5	4	7"	16.5'	22"
3. Temperatura del vapor vivo, °F	280	249	224	199	174	151
4. At, °F	21	17	18	19	18	21
5. Temperatura del licor, °F	259	232	206	180	156	130
6. EPE, °F	10	8	7	6	5	5
7. Temperatura del vapor, °F	249	224	199	174	151	125
8. Presión del vapor, lb/plg²/plg Hg	14.5	4	7"	16.5"	22"	26"
9. λ, Btu/lb	946	962	978	994	1 008	1 022
10. Entrada, licor, lb/h	73 400	88 300	101 100	13 000	72 000	2 000
11. Salida, licor lb/h	56 200	73 400	88 300	01 100	58 300	4 700
12. Evaporación. lb/h	17 200	14 900	12 800	11 900	13 700	7 300
13. Sólidos totales, %*	38.9	29.8	24.:	21.f	18	20.0
14. *A*, pies²	3 250	3 250	3 250	3 250	3 250	3 250
15. U_D, Btu/(h) (pie²) (°F)	262	295	252	251	221	221
16. U_D *t*, Btu/(h) (pie²)	5 510	5 000	4 530	4 770	3 980	4 650

* 40.5% del tanque flash; 22 000 lb/h vaporizadas en este tanque.

La Tabla 14.6 muestra el procedimiento en la determinación del balance de calor. Se observará que este balance es un caso de tanteos Con alguna experiencia en los cálculos de evaporadores con flujos a contracorriente, sin embargo, no se hacen necesarias más que dos intentonas para obtener el balance correcto. La primera prueba es necesaria para determinar la cantidad aproximada de vapor vivo al primer efecto. Ya que el balance total de materiales (Tabla 14.5) muestra que se evaporan 90 000 lb de agua por hora, la cantidad teórica de vapor para un evaporador de séxtuple efecto seria de 90 000/6, o 15 000 lb/h. Se ha encontrado, sin embargo, que la economicidad de un evaporador de múltiple efecto para licor negro disminuye en el orden

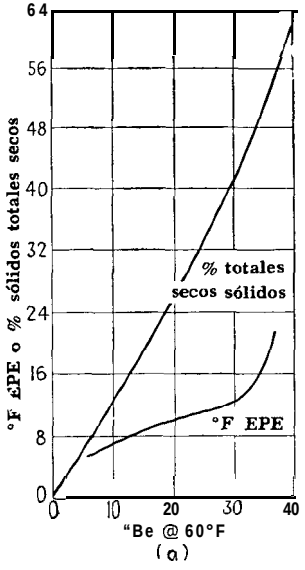


FIG. **14.36a.** °Bé VS. °F EPE y sólidos totales secos para licor negro de sosa

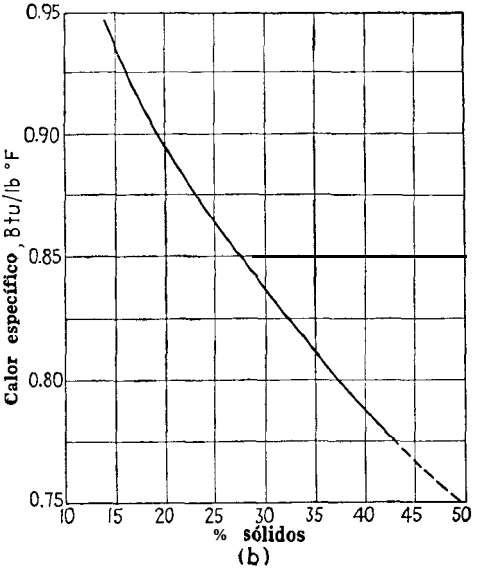


FIG. **14.36*b*.** Calor específico VS. por ciento de sólidos para licor negro de sosa

del 75% del teórico o 6 × 0.75 igual a 4.5. Así, como un estimado

$$\frac{90\ 000\ \text{lb}}{4.5} = 20\ 000\ \text{lb/h}$$

de vapor vivo se usarán para el balance de prueba. Este valor se convierte a su potencial de evaporación total multiplicándolo por su color latente de vaporización y un factor de alrededor de 0.97 para considerar las pérdidas de calor por radiación.

Puesto que la alimentación es a flujos en contracorriente, la cantidad de licor que se bombea del segundo al primer efecto es desconocida. De hecho, la única cantidad de licor conocida es 54 000 lb/h de producto de descarga que sale por el tanque flash. Ordinariamente el licor negro en el primer efecto no se concentra hasta el contenido de sólidos finalmente deseado, sino que se permite que los últimos porcentajes de agua se vaporicen en el tanque flash que está localizado adelante del primer efecto y el que está conectado a uno de los cuerpos del evaporador de baja presión, como se muestra en la Fig. 14.35. En este ejemplo, el tanque flash que recibe la descarga del primer efecto, se conecta mediante tubería al cuerpo vapor del tercer efecto que está a una temperatura de saturación de 199°F. Ya que la solución que se descarga del primer efecto tiene una EPE de 10°F, su temperatura real de ebullición en el tercer efecto es 199 + 10 = 209°F y se efectúa un flash corespondiente de 259 a 209°F.

Si se conociera la cantidad de licor descargado del primer efecto, podría

TABLA 14.6. BALANCE TERMICO

Agua de enfriamiento a 60°F $= \frac{17\,750\,000}{500(125 - 15 - 60)} = 710$ gpm

Efecto		Btu/h	Evaporación lb/h
1. a. vapor vivo	= 20000 x 924 x .97*	17 900 00**	
b. Calentamiento de licor	= 73 400(259 − 232).82	1630 000	
c. Evaporación	= 17200	16 270 000/946	17 200
		2 200 000/978	2200
d. Al tanque flash	= 56 200(259 − 209).78		
e. vapor flash	= 2 200		
f. Producto	= 54 000		
2. a. Calor en los vapores del primer efecto		16 270 000**	
b. Calentamiento de licor	= 88 300(232 − 206).85	− 1940000	
c. Evaporación	= 14900	143300001962	14 900
d. Licor a 1*b*	= 73400		
3. a. Calor en los vapores del segundo efecto		14 330 000	
b. Condensado del flash	= 17 200(249 − 224)	+ 430 000	
c. Calor total al tercer efecto		14 760 000**	
d. Calentamiento de licor	= 101 100(206 − 180).86	2 250 000	
e. Evaporación	= 12800	12 510 000/978	12 800
f. Licor a *2b*	= *88300*		
4. *a.* Calor en los vapores del tercer efecto		12510000	
b. Condensado del flash	= 32 100(224 − 199)	+ 800 000	
c. Licor flasheado del tanque flash		+ 2 200 000	
d. Calor total *al* cuarto efecto		15 510 000**	
e. Calentamiento del licor	= 113 000(180 − 143).88	− 3 680 000	
f. Evaporación	= 11900	11830 000/995	11 900
g. Licor de *3d*	= 101100		
5. a. Calor en los vapores del cuarto efecto		11830 000	
b. Condensado del flash	= 44 900(199 − 174)	+ 1 120 000	
c. Calor total al quinto efecto		12 950 000**	
d. Licor flasheado	= 72 000(170 − 156).90	+ 900 000	
e. Evaporación	= 13700	13 850 000/1 008	
f. Licor a 4e	= 58300		
6. *a.* Calor en los vapores del quinto efecto		13 850 000	
b. Condensado del flash	= 56 800(174 − 151)	+ 1310000	
c. Calor total al sexto efecto		15 160 000* *	
d. Licor flasheado	= 72 000(170 − 130).90	+ 2590000	
e. Evaporación	= 17300	17 750 000/1 022	17 300
f. Licor a 4e	= 54700		
g. Licor a 4*e* de 5*f*	= 58300		
h. 4e	= 113 000		

Evaporación total por hora = 90 000 lb

Economicidad $= \frac{90\,000}{20\,000} = 4.50$ lb/lb

* Factor de radiación.

** Para cálculos de superficie.

calcularse fácilmente el agua evaporada por el proceso flash. Por lo tanto, se hace una estimación de esta cantidad como sigue:

Divida la evaporación total por el número de efectos, por ejemplo, 90 000/6 = 15 000, y añádase a esto cerca de 15%, dando un total de 17 200 lb/h. Esto último es un estimado de la cantidad evaporada en el primer efecto. Puesto que el flash comprende sólo una pequeña parte del producto (aquí 2 200/54 000 = 4.1%), un valor estimado del flash se añade a la evaporación en el primer efecto, y el total se suma al producto descargado del tanque flash: así, 54 000 + (17 200 + 2 200) = 73 400 lb/h. Esta cantidad es la descarga estimada del segundo efecto y deberá precalentarse de 232 a 259°F, el punto de ebullición del primer efecto. Esto último se indica en el inciso *1b* de los cálculos de balance de calor, Tabla 14.6. Restando el precalentamiento de la y dividiendo la diferencia (16 270 000/946) por el calor latente de vaporización correspondiente a la presión de vapor saturado en el primer efecto, se obtiene la cantidad actual de evaporación en el primer efecto lc. Este último valor deberá corresponder al estimado. Si no corresponde, el valor del licor descargado del segundo efecto *1b*, se revisa para lograr que los valores de la evaporación estimados y calculados coincidan. Más aún, puesto que la carga de precalentamiento *1b* usualmente es del orden del 8 al 10% de la carga de vapor vivo la, de ordinario solamente se requiere un pequeño cambio en el balance anterior para lograr que las dos cantidades coincidan. La descarga al tanque flash es la diferencia entre *1b* y lc. La cantidad de vapor que se flashea es igual a la carga térmica *1d* dividida por el calor latente de vaporización correspondiente a la presión de saturación en el tercer efecto. Restando el flash le de *1d* deberá dar el *producto conocido en* 1f. Si se advierten variaciones en el producto, se requieren pequeños cambios en *1d*, lc *y* *1b* para completar el balance en el primer efecto.

En el segundo efecto el valor de *2a* corresponde a la carga térmica de los vapores que se desprenden en el primer efecto y que entran en la calandria del segundo. El valor de *2d* es igual a *1d* que ya fue determinado. El estimado de *2b* determina *2c*. Se obtiene comprobación del valor estimado de *2b* si *2b* — *2c* = *2d*. Si son desiguales, un pequeño cambio en *2b* establecerá la igualdad.

El valor de *3a* corresponde a la carga térmica de los vapores que se desprenden del segundo efecto. Además, para aumentar la economía de vapor, el condensado del segundo efecto se descarga a través del tanque flash, a un cabezal de condensados. El tanque flash se conecta mediante tubería a la calandría del tercer efecto. El inciso *3b* muestra la carga térmica equivalente añadida a la calandria del tercer efecto por el flasheo del condensado del segundo efecto.

Ya que el inciso *3f* igual a *2b*, un estimado de *3d* se determina por la igualdad de los valores *3d* — *3c* = *3f*.

El inciso *4a* es la carga térmica neta en los vapores del tercer efecto, y 4b es el flash combinado de los efectos 2 y 3; es decir, 17 200 + 14 900 = 32 100 lb/h. El inciso *4c* corresponde al *Id*, puesto que ya se estableció que la descarga del primer efecto pasa a través del tanque flash que está conectado a la calandria del cuarto efecto (o a la línea de vapor del tercer efecto). Los vapores del flash son, por lo tanto, usados como una fuente adicional de calor para la evaporación e incluyen en la carga térmica total a los vapores que entran al cuarto efecto *4d*. La partida 4e se estima similarmente a la *3d*, etc. Se notará, sin embargo, que al usar un diferencial de temperatura para pre-

calentar el licor a su temperatura de ebullición, 180°F, el licor se precalentó de 143 a 180°F. De la Tabla 14.5 se observará que los puntos de ebullición en los efectos 5 y 6 son, respectivamente, 156 y 130°F. Puesto que el alimento se pasa a través de los últimos dos efectos en paralelo, la temperatura común del licor descargado de estos efectos se toma como su promedio aritmético; esto es (156 + 130)/2 = 143°F.

El inciso 5b en la Tabla 14.6 es el flash del condensado combinado de los efectos 2, 3 y 4; es decir, 17 200 + 14 900 + 12 800 = 44 900 lb/h. Puesto que el alimento entra sobre su temperatura de punto de ebullición en los efectos quinto y sexto, se producirá cierta cantidad de vapor al entrar a estos cuerpos. Los incisos 5d y 6d muestran los cálculos del flash. La descarga del quinto efecto, 5f, combinada con la descarga del sexto efecto, 6f, se bombea al cuarto efecto.

La partida *6b* es el flash de los condensados combinados de los efectos 2 al 5, inclusive. Cuando se añaden a 6a la suma da el total de la carga térmica a la calandria del sexto efecto.

Si el balance de calor cierra de tal manera que la evaporación por hora calculada resulte ser igual a la requerida en el balance de materiales, entonces la suma de 5f y 6f será igual a 4e y el requerimiento estimado de vapor será satisfactorio. Si el balance de calor no cierra en el primer intento, se hace una revisión del estimado de vapor y se repiten los incisos 1 al 6, inclusive. Para revisar los requerimientos de vapor vivo se ve que la diferencia algebraica entre la evaporación obtenida y la requerida dividida por la economía estimada, necesitan solamente añadirse al estimado inicial de vapor vivo. Así, si la evaporación calculada fuera 94 500 lb/h, (90 000 94 500)/4.5 = 1 000 o, aproximadamente, 20 000 − 1000 = 19 000 lb/h de vapor vivo deberían usarse para volver a hacer el balance. De ordinario, no se necesitan más que dos ensayos para obtener un cierre en el balance.

Cada evaporador en la Fig. 14.35 es del tipo de tubos verticales largos, de película, Fig. 14.27.

El cálculo para el agua de un condensador barométrico de chorro múltiple es muy similar a los del tipo barométrico en contracorriente que se emplean en la evaporación del azúcar. La diferencia mayor es el acercamiento permisible a las temperaturas de vapor. Mientras que en el condensador barométrico a contracorriente se permite usar cerca de 5°F de acercamiento para un buen diseño, en los condensadores de chorro múltiple se diseñan conservadoramente para 15°F de acercamiento. Así, los galones por minuto que se requieren son

$$\frac{0}{500(T_s - 15 - t_w)} = \frac{17750000}{500(125 - 15 \quad 60)} = 710 \text{ gpm}$$

Al usar un condensador de superficie no será deseable acercarse a la temperatura del vapor saturado más allá de 15°F; así, 710 gpm pueden calentarse de 60 a 110°F para usarse en la fábrica.

CONCENTRACION DE SOSA CAUSTICA — EVAPORADORES DE CIRCULACION FORZADA

Descripción del proceso. La concentración de soluciones de sosa cáustica obtenida ya sea de la reacción de carbonato de sodio y

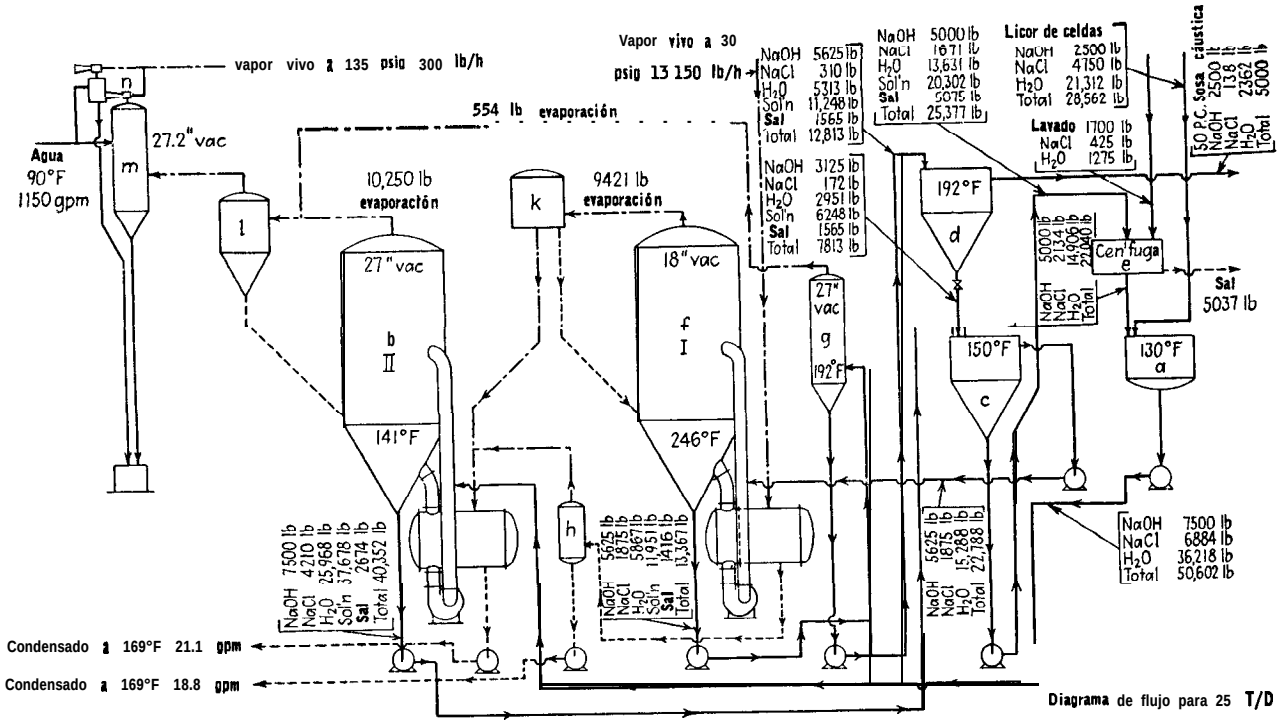


FIG. 14.37. Evaporador para sosa cáustica. Doble efecto, circulación forzada

lechada de cal o de la descomposición electrolítica de salmuera, presenta ciertos problemas propios: (1) las soluciones de sosa cáustica tienen una gran elevación en el punto de ebullición que origina grandes pérdidas de la diferencia de temperatura aprovechable en

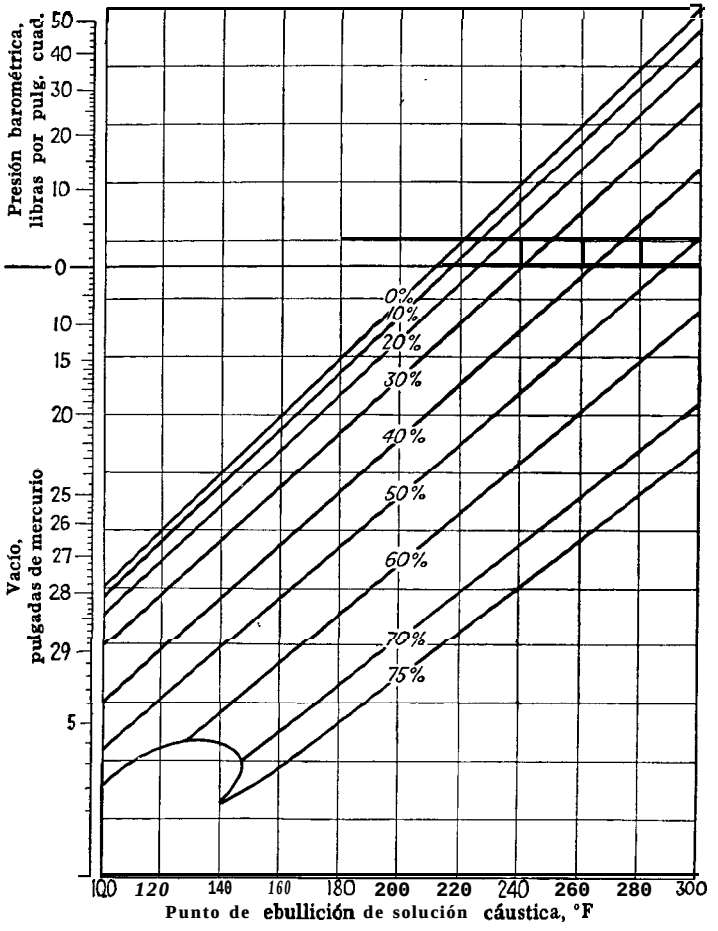


FIG. 14.38. Correlación de presiones y puntos de ebullición de soluciones de sosa cáustica. (Columbia *Alkali Corporation*)

los evaporadores de múltiple efecto. (2) Las soluciones concentradas son altamente viscosas, reduciendo agudamente las tasas de transferencia de calor en evaporadores de circulación natural. (3) Las soluciones de sosa cáustica pueden tener efectos adversos en el acero causando fragilidal cáustica. (4) Las soluciones cáusticas

pueden requerir la remoción de grandes cantidades de sal a medida que la solución se concentra.

Para evitar la fragilidad cáustica del acero, se usan tubos de níquel sólido así como cuerpos de acero chapados con níquel. Todo el equipo auxiliar que está en contacto con las soluciones cáusticas

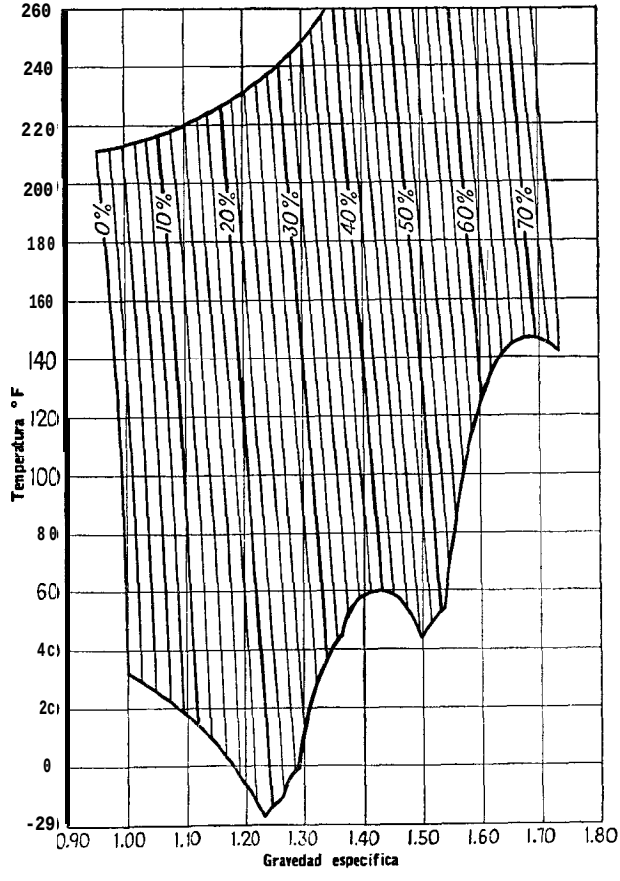


FIG. 14.39. **Gravedad específica de las soluciones de sosa cáustica.** *(Columbia Alkali Corporation)*

también está recubierto con níquel. Debido al alto precio del níquel como material de construcción, es importante diseñar este tipo de equipo con superficie de calentamiento tan pequeña como sea posible. Puesto que los coeficientes de transferencia de calor en la película del líquido son funciones de la velocidad de la solución cáustica a través de los tubos, debe establecerse una alta velocidad para obtener grandes coeficientes de transferencia en los tubos.

El diagrama de flujo del proceso se muestra en la Fig. 14-37. El licor de las celdas, junto con el filtrado y la salmuera de lavado del filtro de sal o centrífuga, se introduce en el tanque de alimentación *a*. De *a* el líquido se bombea al segundo efecto *b* del evaporador, donde se efectúa una concentración parcial y tiene efecto una precipitación de sal. El efluente resultante semiconcentrado, del segundo efecto se bombea al asentador de licor débil c junto con los lodos del bajo fluido del asentador de sosa cáustica a *50% d*. El bajo fluido de *a* contiene toda la sal precipitada del sistema en forma de lodo. Este lodo se bombea al filtro o centrífuga para eliminar la sal precipitada y lavarla con salmuera. El filtrado que entra al tanque de filtrado *a* se recircula a través del sistema con el licor de las celdas como se describió anteriormente.

El derrame de c se oombea al primer efecto del evaporador *f* para posterior concentración y precipitación de sal. El efluente del primer efecto está a una temperatura de 246°F y contiene solución concentrada de sosa cáustica y sal en suspensión. Esta suspensión se bombea al tanque flash de circulación forzada g donde se enfría aproximadamente a 192°F y donde se realiza otra evaporación más precipitación de sal. El efluente de este tanque se bombea a *d*. El bajo flujo de este asentador consiste en un lodo de sal que fluye a c junto con el efluente del segundo efecto, y la sal es eventualmente eliminada en *a* como se indicó anteriormente. El derrame de *d* es el licor que contiene 50% NaOH, 2.7% NaCl, y 47.3% de agua.

Vapor vivo, usualmente a 20 lb/plg²g, se introduce en el elemento calefactor del primer efecto. Aquí el vapor se condensa y cede su calor latente al vapor que circula a través de los tubos, causando que este licor hierva cuando alcanza el cuerpo vapor del primer efecto. El condensado del primer efecto pasa a través de una trampa a la cámara flash *h*, donde se producen más vapores. Los vapores del primer efecto salen a través del separador *k* retornando los licores separados a la parte inferior del primer efecto. Los vapores que salen del separador se combinan con los vapores flash del condensado y son introducidos en el elemento calefactor del segundo efecto de donde son condensados y eliminados mediante una bomba de condensados. La condensación de estos vapores produce posterior ebullición en el cuerpo vapor del segundo evaporador. Los vapores que salen del segundo evaporador pasan a través de otro separador *l* hacia un condensador barométrico *m*, donde son totalmente condensados por contacto de agua fría. Los no consensables del sistema llegan al condensador a través de un sistema de tubería de purga y son eliminados mediante un eyector de vapor *n*.

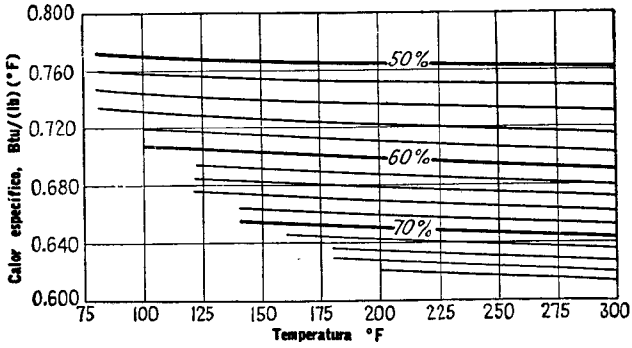


FIG. 14.40*a*. Calor específico de soluciones altamente concentradas de sosa cáustica

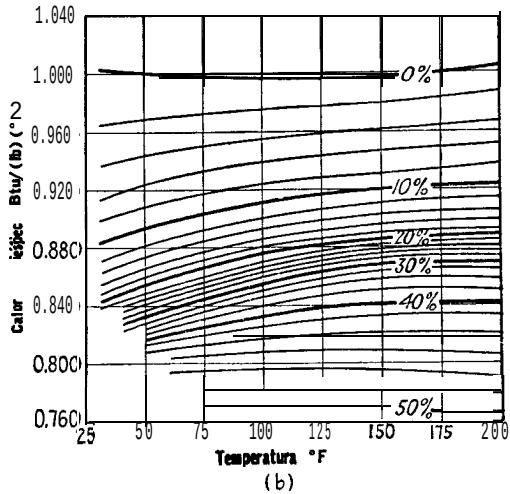


FIG. 14.40*b*. Calor específico de soluciones débilmente concentradas de sosa cáustica. ***(Columbia Alkali Corporation)***

EJEMPLO 14.6. Un licor de celdas electrolíticas que contiene 8.75% de NaOH, 16.60% de NaCl, y 74.65% de agua a una temperatura de 120°F debe concentrarse a un producto que contenga 50% NaOH, 2.75% NaCl, y 47.25% de agua a una temperatura de 192°F. La capacidad de la unidad es de 25 ton por día de 20 h en base de sosa cáustica al 100%. Las propiedades físicas están dadas en las Figs. 14.38 a 14.41.

Solución. La Tabla 14.7 es un balance de material. Se observará que los cálculos están basados convenientemente en 1 ton de NaOH por hora y, por lo tanto, las cantidades en la Fig. 14.37 se obtienen usando un factor de 1.25 mayor que los mostrados en la Tabla 14.7.

Del balance de materiales y de la distribución de temperatura-presión en la Tabla 14.8, el balance de calor (Tabla 14.9) puede efectuarse fácilmente para este evaporador.

En la Tabla 14.8 la diferencia total de temperatura entre el vapor vivo saturado y 27 plg Hg de vacío es 274 115 = 159°F. De la Fig. 14.38 la EPE estimada de las soluciones en el primero y segundo efectos es 77 y **26°F,** respectivamente, correspondiendo a concentraciones que aparecen en la Tabla 34.7. Así, la diferencia de temperatura efectiva es 159 (77 + 26) = 56°F. Esta última se divide arbitrariamente de una manera uniforme entre los dos efectos. Además del evaporador de dos efectos, se obtiene una cantidad adicional de evaporación en el tanque flash de circulación forzada. Este último opera a 27 plg Hg y recibe el lodo concentrado del primer efecto y lo enfría de 246 a 192°F. La última columna de la Tabla 14.8 sumar-iza las cantidades térmicas y materiales del tanque flash.

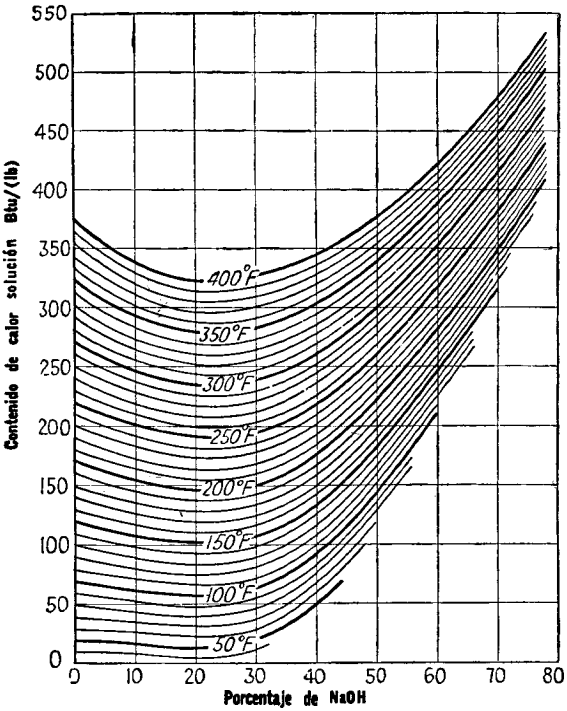


FIG. 14.41. Contenido de calor relativo de soluciones de sosa cáustica. (*Columbia Alkali Corporation*)

Se anotó que en un evaporador de circulación forzada, la superficie no es una función directa de la diferencia de temperatura entre la solución de ebullición y la temperatura de vapor saturado en la calandria. La superficie en un evaporador de circulación forzada es determinada por un balance económico entre el tamaño del evaporador y la velocidad de circulación, o lo que es lo mismo, los requerimientos de potencia de las bombas.

El método generalmente usado para resolver los requerimientos de **superficie** se indica en seguida. Al diseñar para superficies óptimas es costumbre usar cerca de 8 pps como la velocidad del líquido a través de los tubos de la calandria. Además, en esta ilustración los tubos serán de 1 plg DE, 16 BWG,

TABLA 14.7. BALANCE DE MATERIALES DE UN EVAPORADOR DE SOSA CAUSTICA

Base: 1 ton/h NaOH

Licor de celdas a 120°F		Lavado a 80°F	
8.75% NaOH	= 2000		
16.6% NaCl	= 3 800	25% NaCl	= 340
74.65% N_2O	= 17 050	75% H_2O	= 1 020
Total de licor de celdas = 22 850		Lavado total = 1360	

	NaOH		NaCl		H_2O, Lb	Total, Lb
	%	Lb	%	Lb		
Operaciones totales:						
Licor de celdas	8.75	2000	16.60	3800	17 050	22 850
Lavado			25.00	340	1 020	1 360
Total de alimento		2000		4140	18 070	24 210
Producto	50.00	2000	2.75	110	1 890	4000
Eliminado				4030	16 180	20 210
Operaciones de asentamiento de licor débil:[a]						
Del segundo efecto		6000		5505	20 775	32 280
Del asentador 50%	50.00	2500		1390	2 360	6 500
Total de alimento		8500		6895	2 3	38.780
Sólidos	24.62	8500	8.22	2835	23 135	34,470
Sal precipitada				4060		
Operación de la centrífuga:[b]						
Del asentador de líquido débil		4000		5395	10 905	20 300
Lavado			25.00	340	1 020	1.360
Total de alimento		4000		5735	11 925	21 660
Sólidos	23.05	4000	9.84	1705	11 925	17 630
Sal precipitada				4030		
Operación del segundo efecto:[c]						
De la centrífuga	23.05	4000	9.84	1705	11,925	17 630
Licor de celda	8.75	2000	16.60	3800	17.050	22 850
Alimentación del evaporador	14.82	6000	13.60	5505	28 975	40 480
Evaporación					8 200	8 200
Producto		6000		5505	20 775	32 280
Sólidos	19.95	6000	11.22	3370	20 775	30 045
Sal precipitada				2135		
Operación del primer efecto:[d]						
Del asentador de licor débil	24.62	4500	8.22	1500	12 230	18 230
Evaporación					7 537	7 537
Producto		4500		1500	4 693	10 693
Sólidos	47.05	4500	3.84	367	4 693	9 560
Sal precipitada				1133		1 133
Operación del tanque flash:[e]						
Del primer efecto		4500		1500	4,693	10 693
Evaporación					443	443
Producto		4500		1500	4 250	10 250
Sólidos	50.00	4500	2.75	243	4 250	8 998
Sal precipitada				1252		1,252
Del tanque flash		4500		1500	4.250	10,250
Producto de 50%	50.00	2000	2.75	110	1,890	4.000
Bajo flujo		2500		1390	2	6 250
Sal precipitada				1252		1 252
Sólidos	50.00	2500	2.	138	2	4 998

[a] Temperatura de la solución (aproximada) = 150°F
[b] Temperatura de la solución (aproximada) = 145°F
[c] Temperatura de la solución (aproximada) = 141°F
[d] Temperatura de la solución (aproximada) = 246°F
[e] Temperatura de la solución (aproximada) = 192°F

de níquel sólido, de 7'0" de largo arreglados en dos pasos. La calandria deberá diseñarse para tener suficiente superficie y transferir el calor necesario del lado del vapor o del vapor vivo para satisfacer las cantidades de calor de los incisos 11 de la Tabla 14.8.

Para efecto I. $0.8w\ (t_s - 246) = 11\ 840\ 000 = U_1 A \Delta t$. Esto es, por la circulación de w lb/h de líquido a través de tubos y aumentando la temperatura

TABLA 14.8. SUMARIO DE EVAPORADOR DE SOSA CAUSTICA*

Inciso	Efecto I	Efecto II	Tanque flash
1. Presión del vapor vivo, lb/plg²	30		
2. Temperatura del vapor vivo, °F	274	169	
3. At, °F	28	28	
4. Temperatura del licor, °F			
5. EPE, °F	246	141	192
6. Temperatura del vapor, °F	77	26	77
7. λ, Btu/lb	169	115	115
8. Alimento, lb/h*	997	1 027	1027
9. Producto, lb/h*	22 788	50 602	13 367
10. Evaporación, lb/h*	13 367	40 352	12 813
11. Flujo de calor, Btu/h*	9421	10 250	554
12. U_D, Btu/(h) (pie²) (°F)	ll 890 000	ll 020 000	
13. A, pies*	700		
14. Tubos, DE, plg y BWG	683	638	
15. Longitud de los tubos, pies	1 16	1 16	
16. Número de tubos	7	7	
17. Bombas de circulación, gpm	432	432	
18. Eficiencia aparente, %	3 200 a 20 pies	3 200 a 20 pies	167 a 45 pie
19. BHP	54	64	
20. Motores, hp	38	34	8.2
	40	40	10.0

* Corresponde a los flujos actuales en la Fig. 14.37.

de los últimos a t_s, ocurrirá una pequena diferencial de temperatura sobre la temperatura de ebullición de la solución saturada en la cámara flash, lográndose un flash moderado con un crecimiento de cristales no demasiado rápido. Suponiendo un valor dado de t_s, se determinan w y At. Más aún, diseñando para una cierta velocidad, 8 pps, el valor de U_C, coeficiente total limpio, se determina de las características térmicas de la solución. Esto se ilustra en seguida:

$$G = V\,(s \times 62.5 \times 3\,600) = 8 \times 1.5 \times 3\,600 = 2\,700\,000 \text{ lb/(h) (pies}^2\text{)}$$

Para esta masa velocidad se puede obtener para el coeficiente de película del tubo un valor aproximado de 1 375 empleando los métodos del Cap. 7. Combinando esto último con un coeficiente de película del vapor vivo de aproximadamente 1 500, dará un valor para U_C o U_D igual a 700. Formándose la siguiente tabla :

EVAPORACION

t_r, °F	w, lb/hr	At	U_c	A pie²	Area de flujo a_t por paso, pies²	G_{calc}	U_{calc}
251	2 970 000	25.4	700	670	0.87	3 420 000	
252	2 480 000	25.0	700	680	0.88	2 820 000	
252.5	2 200 000	24.7	700	686	0.89	2 570 000	700
253	2 120 000	24.5	700	695	0.90	2 520 000	

Esto es, la ganancia por minuto por circulación es 3 200, y de los cálculos de la caída de presión en los tubos, carga estática, etc., se encuentra que se requieren 20 pies de carga dinámica total.

TABLA 14.9. BALANCE DE CALOR DE UN EVAPORADOR DE SOSA CAUSTICA

Base = 1 ton/h NaOH

Efecto	Btu/h	Evaporación lb/h
1. *a.* Calor en el vapor vivo = 10 500 × 930 × 0.974	9 500,000	
b. Calentamiento del licor = 18 230 × (246 − 150) × 0.83	1 470 000	
c. Calor resultante	8 030 000	
d. Calor del concentrado	300 000	
e. Calor de los vapores	7 730 000/997	7 750
2. *a.* Calor de los vapores	7 730 000	
b. Flash del condensado = 10 500 (274 − 169)	1 090 000	
c. Flujo de calor	8 820 000	
d. Calentamiento del licor = 40 480 (141 − 130) 0.92	410 000	
e. Calor de los vapores	8 410 000/1027	8 200
Tanaue Flash :		
a. Licor flash = 10 693 (246 − 192) 0.79	460 000	
b. Calor del concentrado	10 000	
c. Calor de los vapores	450 000/1027	443
Evaporación total		16 393
Condensador:		
Calor de los vapores del tanque flash (sobre 110°F)	452 000	
Calor de los vapores 2 (sobre 110 °F)	8 450 000	
Entrada total de calor (sobre 110°F)	8 902 000/20 = 445 000 lb	
Agua At = (110 − 90) = 20°F	= 890 gpm/(ton) (h) de NaOH	

Para efecto II. $0.92w(t_z - 141) = 11\,020\,000 = U_D A \Delta t$. Para una velocidad de 8 pps G = 8 × 1.35 × 62.5 × 3 600 = 2 430 OO lb/(h) (pie²). Usando las características térmicas de esta solución se encuentra una U_D aproximada de 700 Btu/(h) (pie²) (°F).

Como para el efecto 1:

t_z, °F	w, lb/h	Δt	U_C	pies² A,	a_t, área de flujo por paso, pies²	G_{calc}	U_{calc}
146	2,400,000	25.4	700	620	0.80	2,790,000	700
146.5	2,160,000	25.2	700	683	0.89	2,430,000	

Del coeficiente de diseño anterior una superficie más pequeña podría haberse usado. Sin embargo, puesto que es deseable duplicar la superficie y la bomba del primer efecto, se toma la superficie mayor.

TERMOCOMPRESION

El principio de la termocompresión encuentra continuamente aplicaciones más amplias en la industria. Considere un evaporador de efecto simple. Se alimenta con vapor vivo y genera vapores que tienen casi el mismo contenido de calor que el originalmente presente en el vapor vivo. Estos vapores se condensan con agua como un método conveniente para eliminarlos, pero hay un severo desperdicio tanto de Btu como de agua. A no ser por el hecho de que la tempera-

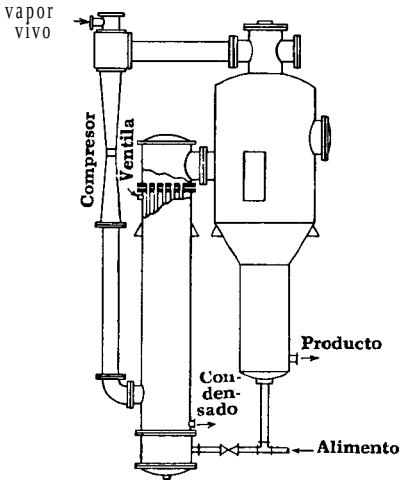


FIG. 14.42. Evaporador con termocompresión. (*Buffalo Foundry & Machine Company*)

tura de los vapores generados es menor que la del vapor vivo, seria posible circular de nuevo los vapores a la calandria y evaporar continuamente sin añadir cantidades adicionales de vapor vivo. Pero además del balance de calor, debe existir una diferencia de temperatura entre el vapor vivo y el vapor generado, o de otra forma no se hubiera transferido calor originalmente. Si los vapores del evaporador fueran comprimidos a la presión de saturación del vapor vivo, sin embargo, la temperatura de los vapores podría elevarse a la del vapor vivo original.

La práctica de recomprimir un vapor para aumentar su temperatura y permitir nuevamente *su uso, se* llama ***termocompresión.*** El costo de suministrar la cantidad necesaria de compresión es usualmente pequeño comparado con el valor del calor latente de los vapores. Cuando el combustible es costoso, la compresión puede efectuarse con un compresor centrifugo, como en el destilador Kleinschmidt para la producción de agua destilada. Cuando se dispone de vapor a mayor presión que la requerida en el evaporador, la recompresión puede efectuarse en un impulsor de vapor. Este último opera en el principio del eyector y se usa para comprimir los vapores en lugar de gases no condensables. En la Fig. 14.42 se ilustra un evaporador con termocompresión e impulsor de vapor.

La presión a la que el vapor se descarga del termocompresor depende de la presión y proporciones en las que el vapor vivo y del evaporador se suministran. Se concluirá del análisis siguiente que a mayor presión de descarga mayor será el porcentaje de vapor vivo requerido. La Tabla 14.10 compara las proporciones de vapor vivo a vapores arrastrados para presiones en la calandria de 18 a 26 lb/plg²g y los vapores arrastrados se toman a 15 lb/plg²g.

TABLA 14.10. ECONOMIA DE UN TERMOCOMPRESOR

Presión en la calandria, lb/plg²g	18	20	22	24	26
Cociente de arrastre, lb de vapor arrastrado /lb vapor libre	3.33	2	1.43	1.08	.87
Ahorro de vapor vivo %	66	67	59	52	46

La Tabla 14.10 muestra ahorros sustanciales de vapor vivo para cantidades fijas de vapor de baja presión descargado del compresor. La Fig. 14.43 representa la variación del recíproco del cociente del arrastre con la presión en la calandria para vapores arrastrados a diferentes presiones.

Se pueden hacer derivaciones de gráficas similares al de la Fig. 14.43 analizando las condiciones termodinámicas impuestas en la boquilla del termocompresor. Refiriéndonos a la Fig. 14.44, vapor

vivo de alta presión se expande en la boquilla *a* de la cual emerge con alta velocidad en un espacio de mezcla *b*, donde transfiere algo de su momentum al vapor succionado. En la sección de difusión *d*, que es el reverso de una boquilla, los vapores mezclados se comprimen a la presión de la calandria p_3. El trabajo de compresión resulta de la conversión de la energía cinética de la mezcla a alta velocidad a una carga de presión. Así, vapor a baja presión p_2 se arrastra y comprime a una presión mayor p_3 a expensas de la energía en el vapor vivo. Usando el tratamiento de Kalustian,[16]

sea H_1 = entalpía del vapor vivo a p_1, Btu/lb
H_2 = entalpía del vapor vivo después de su expansión isoentrópica a la presión p_2, Btu/lb
H_2' = entalpía del vapor vivo después de la expansión en la boquilla en la presión p_2, Btu/lb
e_1 = eficiencia de la boquilla.

Entonces

$$e_1 = \frac{H_1 - H_2'}{H_1 - H_2} = \frac{\text{Trabajo de expansión real}}{\text{Trabajo de expansión teórico}} \quad (14.21)$$

sea H_3 = entalpía de la mezcla al principio de la compresión en la sección del difusor a p_2, Btu/lb
H_4 = entalpía de la mezcla después de la compresión isoentrópica de p_2 a la presión de descarga p_3, Btu/lb
e_2 = eficiencia de compresión en el difusor.

Entonces

$$e_2 = \frac{H_4 - H_3}{\text{Trabajo de compresión real}}$$

Sea M_2 = los vapores arrastrados a presión p_2, lb
M_1 = vapor vivo a alta presión p_1, lb

El trabajo real requerido para comprimir la mezcla de vapores en el difusor está dado por $(M_1 + M_2)(H_4 - H_3)/e_2$. El trabajo real obtenible de la expansión de vapor vivo a alta presión es menor que el valor teórico $(H_1 - H_2)$ debido a la fricción en la boquilla, lo que es tomado en cuenta por la eficiencia de la boquilla e_1. Hay otra pérdida en la energía disponible en la transferencia de momentum, de los chorros a alta velocidad al vapor arrastrado que está relativamente en reposo. Si e_3 es la eficiencia de la transferencia de momentum, el trabajo neto disponible del chorro de vapor es

$$M_1 e_1 e_3 (H_1 - H_2).$$

[16] Kalustian, P., *Refrig. Eng.* 28, 188-193 (1934).

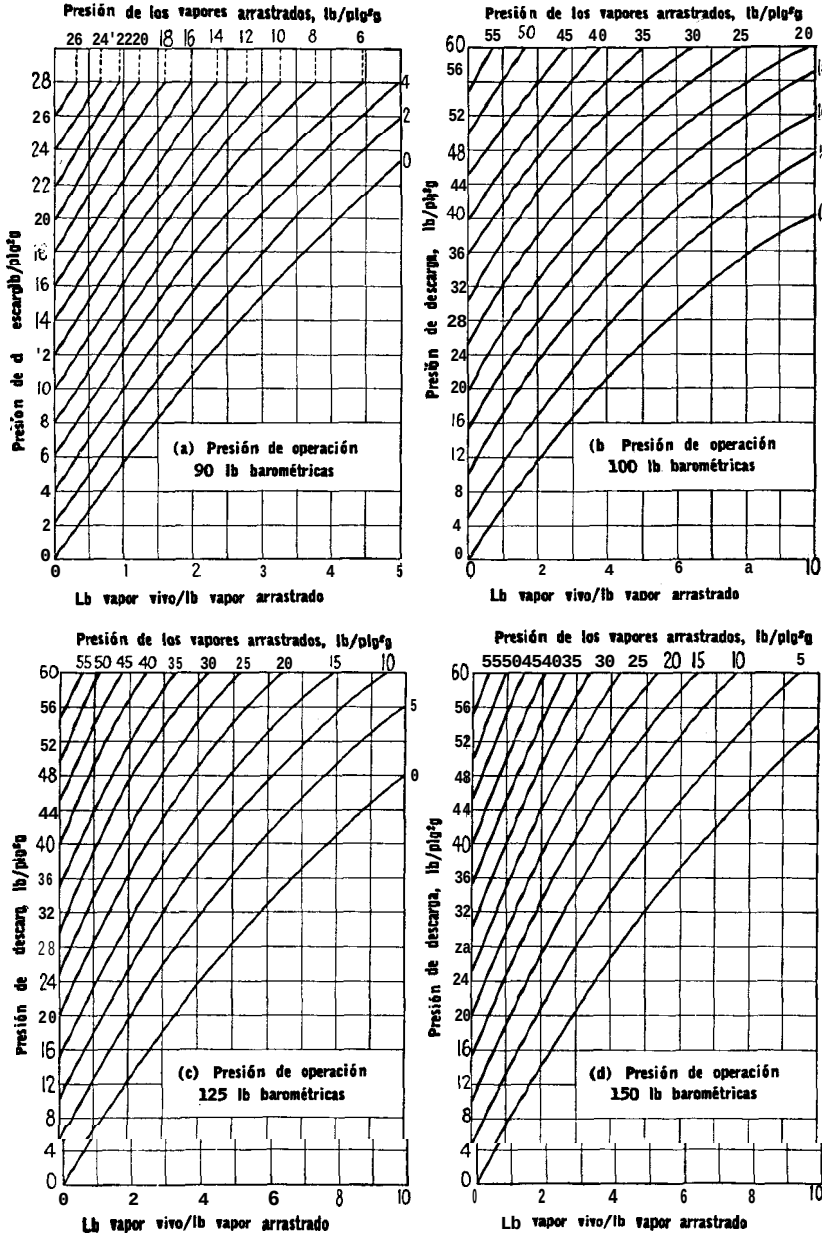


FIG. 14.43. Arrastre de vapor vivo en los termocompresores. (*Schutte & Koerting Company*)

Igualando el trabajo neto disponible obtenido del chorro al trabajo real requerido para la compresión de la mezcla en el difusor, se obtiene

Cociente de arrastre, $$\frac{M_2}{M_1} = \left[\frac{(H_1 - H_a)}{(H_4 - H_3)}\, e_1 e_2 e_3 - 1\right]$$

lb vapor arrastrado/lb vapor vivo (14.22)

La Ec. (14.22) debe resolverse por prueba y error puesto que H_3 y H_4 son funciones de x_3, la cantidad de vapor vivo a P_3, la cual es por sí misma función de M_2 y M_1.

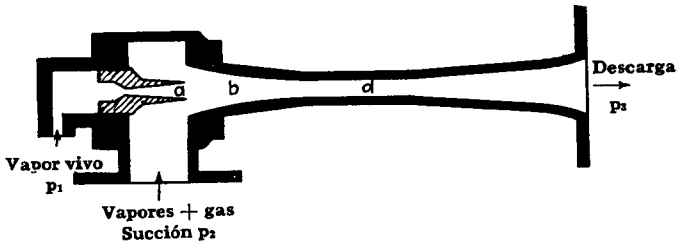


FIG. 14.44. Eyector

Si se supone que no hay cambio de entalpía ni de calor debido a la mezcla, el balance de proceso de mezclado da

$$x_3(M_1 + M_2) = x_{2''}M_1 + x_4M_2 \tag{14.23}$$

$$x_3 = \frac{x_{2''}M_1 + x_4M_2}{M_1 + M_2} \tag{14.24}$$

donde x_2'' en la calidad del vapor vivo impulsor después de la expansión a p_2 y después que ha perdido su energía cinética en el proceso de arrastre, x_4 es la calidad del vapor arrastrado, y x_2'' está relacionado con x_2', la calidad después de la expansión pero antes del paso de arrastre, por la ecuación

$$(1 - e_3)(H_1 - H_{2'}) = (x_{2''} - x_{2'})\lambda \tag{14.25}$$

donde λ es el calor latente de vaporización del fluido a p_2. x_2' está relacionado a x_2, la calidad después de la expansión isoentrópica, por

$$(1 - e_1)(H_1 - H_2) = (x_{2'} - x_2)\lambda$$

Como ilustración, considérese el caso donde $p_1 = 150$ lb/plg²g, $p_2 =$ Y lb/plg²g, $H_1 = 1\,196$ Btu/lb (de la Tabla 7), $H_2 = 1\,050$ Btu/lb (después de la expansión isoentrópica de p_1 a p_2), y $x_2 = 0.885$. Se supondrá que los valores de e_1, e_2, e_3, son respectivamente, 0.98, 0.95, y 0.85.

$$H_1 - H_{2'} = 0.98(1196 - 1050) = 143$$

y por lo tanto, $H_2' = 1\,053$. De la Tabla 7 $\lambda = 954$ y de la Ec. (14.22)

$$954(x_{2'} - x_2) = (1 - 0.98)\ (1196 - 1050)$$

de aquí que, $x_2' = 0.89$. De la Ec. (14.25)

$$(1 - 0.85)(143) = 954(x_{2''} - 0.89)$$

por lo que, $x_2'' = 0.91$. Suponiendo $x_3 = 0.95$,

$$H_3 = 1159(0.95) = 1100.$$

Ya que se supone que el vapor de arrastre a p_2 está saturado, $x_4 = 1$ y luego $H_4 = 1\,164$; por lo que da la Ec. (14.22)

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{146}{64}(0.79) - 1 = 1.80 - 1 = 0.8$$

Como comprobación el valor supuesto de x_3, de la Ec. (14.24)

$$x_3 = \frac{x_{2''} + x_4(M_2/M_1)}{1 + M_2/M_1} = \frac{0.91 + 0.80}{1 + 0.80} = \frac{1.71}{1.8} = 0.95$$

(comprobación que coincide con el valor supuesto).

Puesto que el cociente de arrastre M_2/M_1 es una función de las eficiencias térmicas (expansión y compresión) y mecánica (mezclado) del compresor, el diseño correcto y especializado de los diferentes elementos de la unidad aumentará la eficiencia total $e_1e_2e_3$. Mientras más se aproxime este producto a la unidad será mayor el cociente de arrastre o mayor el ahorro de vapor vivo. En buenos diseños, las eficiencias totales se aproximan de 0.75 a 0.8, con eficiencias individuales en el orden de $e_1 = 0.95 - 0.98$, $e_2 = 0.90 - 0.95$, y $e_3 = 0.80$ a 0.85.

Para estudiar los ahorros en vapor vivo, la reducción en la cantidad de agua requerida y en el tamaño del condensador, se hará una comparación de un evaporador de triple efecto estándar y uno que usa termocompresor en conjunción con el evaporador de triple efecto.

EVAPORADOR PARA AZUCAR USANDO TERMOCOMPRESION

EJEMPLO. 14.7. Se requiere concentrar 100 000 lb/h de una solución de azúcar de 10°Brix a 30°Brix. Se dispone de vapor de escape a 20 lb/plg²g en cantidad limitada. Se dispone de agua a 85°F también en cantidad limitada debido a la capacidad de la torre de enfriamiento. El alimento entrará a 230°F. El termocompresor del evaporador recomprimirá vapores del segundo efecto como se muestra en la Fig. 14.45 usando vapor de agua saturado a 150 lb/plg²g.

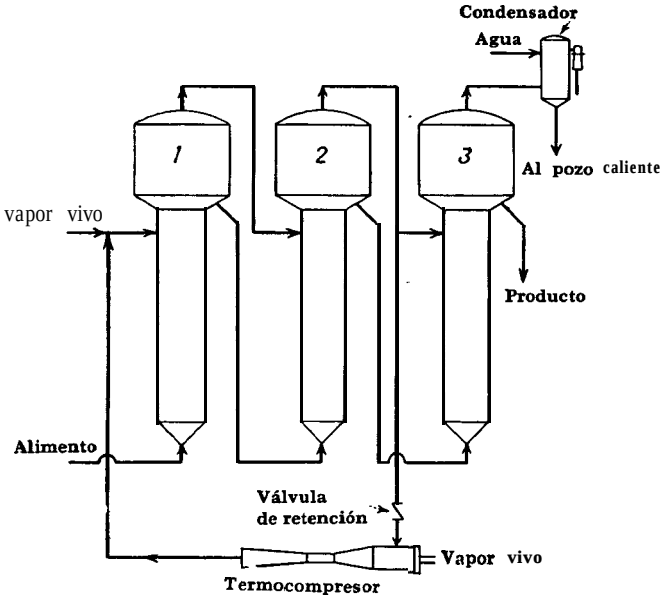


FIG. 14.45. Evaporador de licores de azúcar con termocompresibn

Solución. El análisis se muestra en las Tablas 14.11 a 14.13. El vapor vivo requerido para el termocompresor es $M_1 = 32\,200 - 14\,300^* = 17\,900$.

TABLA 14.11. SUMARIO DEL EVAPORADOR

Efecto	Triple efecto Std.			Termocompresión		
	1	2	3	1	2	3
Flujo de vapor vivo, lb/h	22 400			17 900*		
Presión del vapor vivo, lb/plg²	20	9	2	20	9	2
Temperatura del vapor vivo, °F	258	237	217	258	237	217
At, °F	20	18	22	20	18	22
Temperatura del licor, °F	238	219	195	238	219	195
EPE, °F	1	2	3	1	2	3
Temperatura del vapor, °F	237	217	192	237	215	192
Presión del vapor, lb/plg² Hg	9	2	10"	9	2	10"
λ, Btu/lb	954	965	983	954	965	983
Licor alimentado, lb/h	100 000	79 400	56 900	109 000	70 000	52 400
Licor obtenido, lb/h	79 400	56 900	33 300	70 000	52 400	33 300
Evaporación, lb/h	20 600	22 500	23 500	30 000	17 600	19 100
°Brix, (salida)						30
Agua de condensación, gpm		455			365	

* Vapor vivo al termocompresor.

* $M_1/M_2 = 1.25$ de la Pig. 14.43. $M_1 + M_2 = 32\,200$ del balance de calor y, por lo tanto. $M_2 = 32\,200/(1.25 + 1) = 14\,300$.

TABLA 14.12. BALANCE DE CALOR-TRIPLE EFECTO ESTANDAR

$$\text{Agua de condensación} = \frac{22\,232\,500}{500(192 - 85)} = 455 \text{ gpm}$$

Efecto	Btu/h	Evaporación lb/h
1. a. calor en el vapor vivo = (22 400) (940) (.97) . .	20400000	
b. Calentamiento del licor = 100 000(238 − 230).92	735000	
c. Evaporación = 20 600	19 665 000/954	20600
d. *Licor* a 2º = 79 400		
2. a. Calor en los vapores del ler. efecto	19 665 000	
b. Vapor del flash del cond. = 22 400(258 − 237) . . .	470000	
c. Flash del licor = 79 400(238 − 217).89	1485 000	
d. Calor de evaporación	21 620 000/965	22500
e. Evaporación = 22 500 lb/h		
3. a. Calor en los vapores del 2o. efecto	21620000	
b. Flash del condensado = 20 600(237 − 217) . . .	412000	
c. Flash del licor = 56 900(217 − 192).85	1200000	
d. Calor de evaporación	232320001983	23600
e. Producto = 56 900 − 23 600 = 33 300 lb/h		
f. Evaporación total	. . . . .	66 700

TABLA 14.13. BALANCE DE CALOR-EVAPORADOR CON TERMOCOMPRESION

$$\text{Agua de condensación} = \frac{18\,662\,000}{500(192 - 5 - 85)} = 365 \text{ gpm}$$

Efecto	Btu/h	Evaporación lb/h
1. a. Calor en el vapor vivo = (32 200)(940)(.97) . .	29300000	
b. Calentamiento del licor = 100 OO(238 − 230).92	7 3 5 0 0 0	
c. Calor para evaporación	28 565 000/954	30000
d. Licor a 20. = 70 000 lb/h		
2. a. Calor en los vapores del 1er. efecto	28565000	
b. Calor eliminado por los vapores arrastrados por la termocompresión $= \left(\frac{32\,200}{1.25 + 1}\right) 954$	13600000	
c. Calor en los vapores del ler. efecto	14965000	
d. *Flash* del condensado = 32 200(258 − 237)	677000	
e. Flash del licor = 70 000(238 − 217).89	1310000	
f. Calor para evaporación	16 952 000/965	17600
g. Licor al 3er. efecto = 70 000 − 17 600 = 52 400 lb/h		
3. a. Calor en los vapores del 2o. efecto		
b. Flash del condensado= 30 000(237 − 217)	16952000	
c. Flash del licor= 52 400(217 − 192).85	600000	
d. Calor para evaporación	1110000	
e. Producto = 52 400 − 19 100 = 33 300 lb/h	18 662 000/983	19100
f. Evaporación total	. . . . .<.	66700

Ahorro de vapor vivo de un triple efecto estándar = 20%.
Ahorro en agua de enfriamiento de un triple efecto estándar = 20%.

El ahorro en los servicios ilustrado en el problema anterior tiene importancia solamente si hay escasez de ellos. En todas las circunstancias, sin embargo, la instalación de un termocompresor en unión con un evaporador de múltiple efecto, lleva involucrado el balanceo del costo inicial del equipo adicional contra la reducción en los servicios y tamaño del condensador, también los cambios en el tamaño de los evaporadores, etc. Si en la planta se requiere una unidad motriz auxiliar tal como una bomba de turbina, en el balance debe incluirse la fuerza disponible de la expansión del vapor de 150 a 20 lb/plg²g.

Aun cuando el tratamiento anterior de la termocompresión es de interés debido al gran ahorro en los servicios que tiene lugar cuando se usa en un evaporador de múltiple efecto, también se recomienda en aplicaciones donde la evaporación múltiple no se lleva a efecto. El uso de los evaporadores con termocompresión es particularmente ventajoso en la concentración de líquidos sensitivos a las altas temperaturas. Se asegura bajas temperaturas de operación debido a que puede mantenerse un alto vacío. El vapor usado en la calandria usualmente está a presión subatmosférica.

PROBLEMAS

14.1. Se desea concentrar solución de sosa cáustica de 12.5 a 40% en un evaporador de doble efecto. Al evaporador entran 50 000 lb/h de solución a 120°F, y se dispone de vapor a 15 lb/plg²g para la concentración. En el segundo cuerpo se mantiene un vacío de 24 plg de Hg, el agua de la torre de enfriamiento está disponible a 85°F. Estime (a) la cantidad de vapor vivo y agua requeridos para una operación en flujos paralelos; *(b)* la cantidad de agua y vapor vivo requeridos en una operación con flujos a contracorrientes; (c) la superficie de calentamiento requerida para la operación (a), suponiendo un coeficiente total de transferencia de calor de 400 y 250 Btu/(h) (pie²)(°F) para el primero y segundo efectos; *(d)* la superficie para (b) con valores de LI, igual a 450 y 350 en los dos efectos, respectivamente; (e) si se requirieran iguales superficies de calentamiento para (c) y (d), ¿qué economía en el vapor vivo podría esperarse?

14.2 En el Prob. 14.1 se desea concentrar la solución de sosa cáustica en un evaporador de doble efecto con circulación forrada. Sólo se dispone de cantidad limitada de vapor vivo a 15 lb/plg²g, por lo que se decide usar como bomba de circulación una bomba movida por turbina de vapor que toma vapor vivo a 150 lb/plg²g y tiene un escape a 15 lb/plg²g. Suponiendo la alimentación, vacío, y temperatura del agua iguales al Prob. 14.1, así como una operación con flujos paralelos e igual superficie de calentamiento en ambos efectos, estime (a) la cantidad de agua requerida por la turbina si su eficiencia se toma a 70% ; *(b)* la cantidad en libras de vapor vivo a

15 lb/plg²g requerida para la concentración; (c) la cantidad requerida de vapor de compensación a 15 lb/plg²g si el escape de la turbina se usa para la concentración y si la velocidad de circulación es de 6 pps en las unidades de calefacción en los dos efectos. *(Idea,* Suponga $U_D = 400$; estime la superficie, área transversal de flujo, circulación total, carga total y potencia requerida). *(d)* Estime la superficie requerida en cada efecto.

14.3 Se concentrarán 20 000 lb/h de solución de azúcar a 180°F de 12 a 30°Brix en un evaporador de doble efecto, tipo calandria, con flujos paralelos. Suponiendo que se dispone de vapor de escape a 5 lb/plg²g de una máquina de vapor y que en el segundo efecto se mantiene un vacío de 23 plg de Hg, estimar (a) economía en el vapor; (b) superficie en cada evaporador, suponiendo U_D de 500 y 200 para el primero y segundo efectos, respectivamente, e igual superficie para cada efecto; (c) el agua requerida para el condensador barométrico, suponiendo que se dispone de agua a 90°F y que se permiten 10°F de aproximación en la temperatura de condensación.

14.4 Debe diseñarse un evaporador de triple efecto para concentrar 100 000 lb/h de solución de azúcar a 150°F de 14 a 50°Brix. Se dispone de vapor vivo a 150 lb/plg²g y de agua a 75°F. El vapor vivo al primer efecto será de 25 lb/plg²g y el vacío en el último efecto se mantendrá a 24 plg de Hg. Del primer efecto saldrán vapores a 15 lb/plg²g y serán parcialmente comprimidos por un termocompresor que usa vapor de 150 lb/plg²g y se alimentarán al segundo efecto como vapor vivo. Suponiendo superficies iguales para los tres evaporadores, flujos paralelos y una aproximación de 5°F en el condensador, estimar (a) el vapor vivo total requerido en el primer efecto; (b) cantidad total de vapor a 150 lb/plg²g; (c) la economía; *(d)* el agua requerida en el condensador; (e) superficie requerida, suponiendo $U_D = 500$, 300, y 150 para los tres efectos.

14.5. Una fábrica de papel que produce 300 ton de pulpa en 24 h mediante el proceso de sulfito de magnesio, concentra licor de desperdicio de 12 a 55% en un evaporador de quíntuple efecto. La solución entra a los últimos dos efectos en paralelo a 135°F y se evapora con vapor a 45 lb/plg²g. Suponga lo siguiente: (a) el alimento contiene 2 800 lb de sólidos totales por tonelada de pulpa producida; (b) el primer efecto se divide en dos cuerpos paralelos de 4 500 y 7 000 pies², respectivamente; (c) se dispone de agua a 75°F; *(d)* el vacío en el último efecto se mantiene a 26 plg de Hg; (e) la temperatura de aproximación en el condensador es de 7°F; (f) la EPM es 18, 16, 13, 10, 5, 7°F, respectivamente, para todos los efectos; (g) el producto del primer evaporador se flashea a la calandria del cuarto efecto; (h) el vapor condensado entre los efectos se flashea.

Encuentre (u) el balance de material y energía para el evaporador, *(b)* la cantidad total de agua requerida (gpm), (c) la superficie total requerida, *(d)* economía de vapor del evaporador.

14.6. El licor residual de salmuera de celdas de cloro electrolítico se alimenta a un sistema de concentración de sosa cáustica a razón de 1176 ton día de 21 h. La concentración a 50% de NaOH se efectúa en un evaporador de triple efecto de circulación forzada. La solución desprende su contenido de agua en los tres pasos sucesivos, cristalizando, por lo tanto, su contenido de sal y aumentando el porcentaje de NaOH contenido en la solución en circulación.

El flujo del líquido es el siguiente:

Orden de flujo	Análisis del flujo del líquido de salida			
	% sal cristalizada	% sal disuelta	% NaOH disuelta	% agua
1. Licor de celdas a 160°F	0	14.95	11.99	74.05
2. 20. Efecto del evaporador . . .	3.56	15.47	13.97	67.96
3. 3er. Efecto del evaporador . .	7.55	8.08	22.43	61.94
4. Asentador de licor débil	0*	8.00*	25.70*	66.30*
5. 1er. Efecto del evaporador . .	8.23	4.84	42.10	44.83
6. Tanque flash	11.35	2.40	44.30	41.95
7. Asentador sosa cáustica 50%	0*	2.70*	50.00*	47.30*

* El porcentaje cambia debido a la eliminación de sal cristalizada en estos pasos.

Servicios :

Vapor vivo a 75 lb/plg²g.

Agua al condensador barométrico a 80°F

El condensador se mantiene a 27¼ plg de vacío (tercer efecto a 27 plg de Hg de vacío)

Determine (*a*) el balance de materiales del sistema; (b) el balance térmico en el sistema; (c) estimar la superficie requerida (*Resp.* tres calentadores externos de 1 800 pies*), (d) agua total necesaria, (e) economía de vapor.

14.7. Se debe concentrar una solución de azúcar de 15 a 60°Brix en un evaporador de cuádruple efecto tipo calandria. Parte de los vapores del primero, segundo y tercer efectos calentarán la solución de 100 a 220°F en intercambiadores de calor antes de su inyección al primer efecto del sistema de evaporación. El licor diluido se concentra a razón de 500 gpm usando vapor vivo a 25 lb/plg²g. Estime lo siguiente: (a) el balance de materiales del sistema; (b) balance térmico en el sistema de evaporación, suponiendo flash del condensado en los efectos y 26½ plg de Hg de vacío en el cuarto efecto; (c) economía de vapor; (d) agua consumida en el condensador barométrico si se dispone de agua a 75°F; (e) superficie de calentamiento requerida: (f) superficie requerida en los cuerpos de la calandria, suponiendo que todos los cuerpos tienen igual área.

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO 14

A	Superficie de transferencia de calor, pies*
a_t	Area de flujo lado de los tubos, pies²
EPE	Elevación del punto de ebullición, °F
c	Calor específico de líquidos calientes en las ecuaciones derivadas, Btu/(lb)(°F)
c	Calor específico, Btu/(lb)(°F)
D	Diámetro interior de los tubos, pies
e_1, e_2, e_3	Eficiencia de la boquilla, difusor, y transferencia de momentum, respectivamente, adimensonal

G	Masa velocidad, lb/(h)(pie²)
g	Aceleración de la gravedad, pies/h²
H	Entalpía; H_1 vapor impulsor o vapor vivo, H_2 después de la expansión isoentrópica en la boquilla, H'_2 después de la expansión real en la boquilla; H_2 al principiar la compresión en el difusor; H_4 después de la compresión en el difusor, Btu/lb
M_1, M_2	Vapor vivo a alta presión 0 vapor impulsor, y vapor arrastrado, respectivamente, lb
p_1, p_2, p_3	Presión del vapor impulsor o vapor vivo, succión, y descarga del eyector, respectivamente lb/plg²
p_s, p_W	Presión de vapor de la solución y/o agua pura, respectivamente, lb/plg²
Δp	Presión hidrostática, pies
Q	Flujo de calor, Btu/h
T	Temperatura del fluido caliente, °F
T_R	Temperatura de ebullición, °R
t	Temperatura del fluido en general, °F
t_a, t_s, t_W	Temperatura de aproximación, temperatura de la solución y de agua pura, °F
t'_s, t'_W	Punto de ebullición de la solución y de agua pura, °R
At, (At),	Diferencia verdadera de temperatura, diferencia aparente de temperatura, °F
$(\Delta t)_W$	Diferencia de temperatura entre la pared y el líquido, °F
Δt_h	Aumento en la temperatura debido a la carga hidrostática, °F
Δt_s, Δt_W	Cambio de temperatura en los puntos de ebullición de la solución y agua pura, °F
U	Coeficiente total de transferencia de calor, Btu/(h) (pie²)(°F)
U_C, U_D	Coeficiente total de transferencia de calor, limpio y de diseño, Btu/(h)(Pie²)(°F)
W	Peso del líquido caliente que fluye, lb/h
w	Peso del líquido frío que fluye, lb/h
w_e	Evaporación, lb/h
v	Volumen específico, pies³/lb
x	Calidad, los suscritos corresponden a p_1, p_2 y p_3, por ciento
z	Altura, pies
β	Coeficiente de expansión térmica, por ciento/°F
λ	Calor latente de vaporización, Btu/lb
λ_s, λ_W	Calor latente de vaporización de la solución y agua pura, Btu/lb
μ	Viscosidad, centipoices (2.42 = lb/(pie) (h)

Suscritos (excepto los anotados anteriormente)

F	Alimento
S	Vapor vivo
V	Vapor 0 vaporización
1, 2, 3, 4	Efectos

CAPITULO 15

VAPORIZADORES, EVAPORADORES Y CALDERÉTAS

En el capítulo anterior se incluyó únicamente el cálculo de aquellos tipos de evaporadores que usualmente se diseñan tomando como base los coeficientes totales de transferencia de calor "aceptados". Es lamentable que un tipo de aparatos tan importantes como estos se diseñen de esta manera, pero las propiedades de las soluciones acuosas concentradas presentan problemas tales que dejan pocas alternativas. Cuando la aplicación es a soluciones de líquidos en agua en lugar de sólidos en agua, el evaporador puede calcularse por métodos similares a los presentados en los primeros capítulos. Los coeficientes de transferencia de calor en evaporadores de canasta, calandria y de tubos horizontales, se excluyen de discusión posterior.

En obsequio a la claridad se repetirán las definiciones adoptadas en el Cap. 14 relacionadas con *intercambiadores vaporizadores*. Cualquier intercambiador calentado indirectamente en el que un fluido está sujeto a vaporización y que no forma parte de un proceso de evaporación o destilación se llama *vaporizador*. Si el vapor formado es vapor de agua, el intercambiador se llama *evaporador*. Si un intercambiador vaporizador se usa para suministrar los requerimientos de calor de un proceso de destilación como vapores en el fondo de una columna de destilación, se llama *calderetta*, ya sea que se produzca o no vapor de agua. Los requerimientos de proceso de los evaporadores han sido ya considerados, y aquellos de los vaporizadores y calderetas se discutirán aquí. Los principios y limitaciones que se aplican a los vaporizadores y a los procesos de vaporización especialmente, se aplican también a los evaporadores y calderetas y deberán considerarse así.

Procesos de vaporización. Los vaporizadores se requieren para llenar multitud de servicios relacionados con calor latente que no son parte de procesos evaporativos o de destilación. Las demandas de calor usualmente son muy simples de computar. Posiblemente

el tipo más común de vaporizador es el intercambiador horizontal 1-2 ordinario o una de sus modificaciones, y la vaporización puede ocurrir en la coraza o en los tubos. Si el medio calefactor es vapor de agua, la acción corrosiva del aire en el condensado caliente hace que sea ventajoso que la vaporización se efectúe en la coraza,

Hay algunas diferencias fundamentales entre la operación y cálculo de la vaporización, como se trata en el Cap. 14 y en el vaporizador horizontal o vertical tipo 1-2. En el evaporador para planta de fuerza, por ejemplo, el 50% o 60% de la parte superior de la coraza se usa con el fin de separar el líquido arrastrado por las burbujas que estallan en la superficie del líquido en ebullición. Esta separación se mejora posteriormente mediante el uso de un separador de vapor en la coraza. El diseño mecánico y gruesos de la coraza del evaporador, bridas, y espejos, se basan en el producto de la presión en el lado de la coraza y en su diámetro. En la mayoría de los casos la presión o el vacío no es grande, de manera que la coraza, brida y grueso de los espejos no son desproporcionados. Sin embargo, en el caso de un vaporizador, la operación se efectúa a menudo a alta presión, y usualmente el costo de proveer espacio adicional para la liberación del líquido entrampado en el vapor, es muy alto, ya que si se provee de espacio para esta operación el grueso de la coraza aumenta. Es por esto que los vaporizadores no se diseñan con separación interior. Para esta operación se usan medios externos tales como conectar un tambor soldado al vaporizador en donde el líquido arrastrado se separa del vapor. Este arreglo es muy económico.

Cuando se evapora vapor de la superficie de un recipiente, como en los vaporadores de plantas de fuerza es posible evaporar el 100% del líquido que se alimenta sin reducir el nivel en el recipiente, siempre que el evaporador se llene originalmente hasta el nivel de operación con el líquido. La razón de que normalmente se vaporice menos del 100% del alimento, se debe a que se acumulan residuos y es necesario proveer una conexión de purga para su eliminación.

Cuando se usa como vaporizador un intercambiador 1-2, no puede adaptársele una purga debido a que está lleno de tubos, y porque todo el alimento es valioso, además no puede permitírsele porque resultaría prohibitivo. Si el alimento fuera completamente vaporizado en el vaporizador, saldría con vapor y cualquier sustancia extraña originalmente presente se quedaría en la superficie de los tubos en la que la vaporización toma lugar obstruyéndola rápidamente. Si el intercambiador 1-2 (vaporizador) estuviera sobrediseñado, esto es, si contuviera mucha superficie, ocurriría una li-

beración del líquido arrastrado por el vapor en el espacio de tubos y debido al exceso de superficie el vapor se sobrecalentaria sobre su temperatura de saturación. Esto último es indeseable en muchos procesos, puesto que los vapores sobrecalentados requieren subsecuentemente área **para** enfriarse. En el caso de una caldereta se demostrará posteriormente que el sobrecalentamiento realmente reduce la operación de una columna de destilación. Estos factores establecen una regla que siempre deberá emplearse. para el cálculo de un proceso de vaporización. ***El alimento a un vaporizador no deberá vaporizarse completamente.*** El valor de esta regla es claro. Si **en** un intercambiador 1-2 se vaporiza menos del 100% del alimento, el líquido residual puede emplearse **para** prevenir la acumulación directamente en los elementos calefactores de sustancias que los ensucien. Parece ser que un 80% de vaporización favorece la buena operación de un intercambiador 1-2, aun cuando se pueden obtener porcentajes más altos en recipientes acondicionados para la separación de líquidos de arrastre.

Vaporizador de circulación forzada y natural. Cuando el líquido se alimenta a un vaporizador por medio de **una** bomba o fluye por gravedad desde su almacenamiento, el vaporizador se alimenta por *circulación forzada.* Un ejemplo típico se muestra en la Fig. 15.1. El circuito consiste de un intercambiador 1-2 que sirve como vaporizador y un tambor para separar líquidos arrastrados, en el que

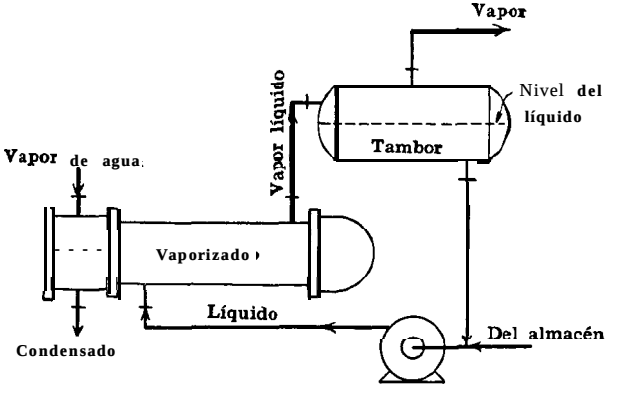


FIG. 15.1. Proceso de vaporización con circulación forzada

los líquidos que **no** se vaporizan se separan y se recombinan con el alimento fresco. El vapor generado se obtiene de la parte superior de este tambor.

Puesto **que** es deseable vaporizar únicamente el 80% del líquido que entra al vaporizador, el total del líquido que entra será 125%

de la cantidad de vapor requerido. Se obtendrán mejores resultados si se evapora 80% del líquido y esto puede efectuarse por *recirculación*. Suponga que se requieren 8 000 lb de vapor por hora. El líquido que debe entrar al evaporador será 1.25 X8 000 = 10 000 lb/h. De esta manera se vaporizará 80% cuando entren al evaporador 10 000 lb del líquido. Las 2 000 lb/h de líquido que no se vaporizaron se recombinarán con 8 000 lb/h de líquido fresco del tanque de almacenamiento, o si el almacén del líquido está caliente se regresan directamente a él.

Supóngase que, para mayor limpieza y para alcanzar mayores coeficientes, el líquido se acelera a través del vaporizador logrando un flujo mayor mediante una bomba de gran tamaño. Puede desearse que el líquido entre al vaporizador a razón de 40 000 lb en lugar de 10 000 lb/h sugeridas por el proceso. Puesto que únicamente 8 000 lb/h de vapor se producirán, solamente 8 000 lb/h de líquido fresco *continuarán* llegando desde el almacenamiento. La diferencia, 32 000 lb/h, serán suministradas por la recirculación de líquido no vaporizado a través del vaporizador. De las 40 000 lb/h que entran al vaporizador, únicamente 8 000 lb/h, o 20% serán en realidad vaporizadas, y las mayores velocidades sobre la superficie de transferencia de calor y el menor porcentaje vaporizado permitirán mayores periodos de operación sin excesiva obstrucción de la superficie calefactora. Las ventajas de la recirculación pueden ser computadas económicamente. La alta recirculación aumentará el costo por potencia pero disminuye el tamaño del equipo y su mantenimiento.

El vaporizador puede también conectarse a un tambor separador sin usar bomba de recirculación. Este esquema es de circulación natural y se muestra en la Fig. 15.2 Se requiere que el tambor separador esté colocado sobre el vaporizado. La recirculación se efectúa gracias a la diferencia de carga hidrostática entre la altura de la columna del líquido z_1 y la columna de la mezcla vapor-líquido de altura z_3. La pérdida en el vaporizador mismo debida a su caída de presión por fricción corresponde a z_2. La diferencia de carga hidrostática entre z_3 y z_1 se dispone para la circulación del líquido a una velocidad tal que produzca una caída de presión z_2 en el vaporizador igual a la diferencia hidrostática entre z_3 y z_1. El alimento frío usualmente se adiciona al sistema lo más alto posible en la línea de regreso, de manera que la columna z_1 tenga la mayor densidad y presión hidrostática $z_1\rho$ posibles. Si la presión del alimento es mayor que la presión de operación del sistema, el alimento tendrá que conectarse en un punto bajo en la línea de regreso a menos que se use un inyector, de manera que haya suficiente co-

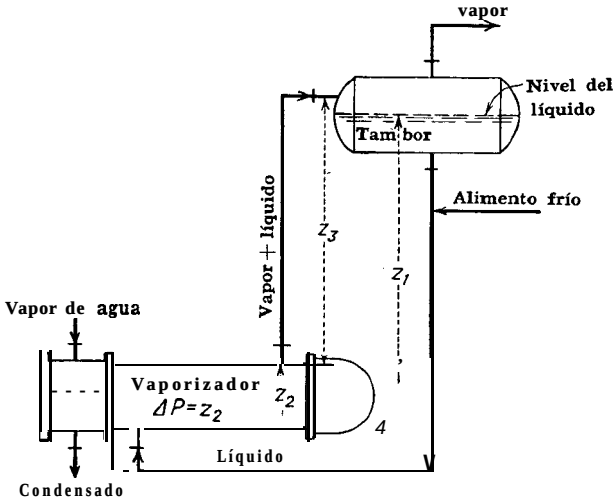


FIG. 15.2. **Proceso** de **vaporización con circulación natural**

lumna sobre la entrada para prevenir que el alimento pase directamente al tambor separador. Conectando el alimento directamente al tambor separador, por lo general provoca un control más deficiente de las operaciones del proceso. Si hay suficiente diferencia de presión entre el alimento y la presión de operación, puede usarse **el** alimento como fluido motor en un inyector aumentando la recirculación **del** líquido a través del vaporizador. Esto será ineficiente si el líquido fresco se comprime a propósito para servir como fluido motor, pero si el líquido fresco se dispone a presión debido a otras razones, el eyector permite recuperar algo de la energía de presión.

Las ventajas de la circulación forzada o natural son en parte económicas y en parte dictadas por el espacio disponible. El arreglo de circulación forzada requiere el uso de bomba con su costo continuo de operación y cargos fijos. Como sucede con los evapo**radores de circulación** forzada, la tasa de recirculación del alimen**to puede** controlarse con bastante precisión. Si la instalación es pequeña se prefiere el uso de la bomba. Si se usa un sistema de circulación natural, la bomba y los problemas del estopero se eliminan **pero** deberá usarse más espacio y la tasa de recirculación no se puede controlar tan fácilmente. Los generadores de vapor de circulación natural generalmente se planean de acuerdo con la Fig. 15.2, empleando un intercambiador vertical l-l con vaporización en los tubos. El agua se adapta en especial para arreglos de circulación **natural,** puesto que las diferencias de densidad entre el líquido y vapor a una temperatura dada son muy grandes.

Arreglos para calderetas. Cuando se usan calderetas, el espacio en el fondo de la columna entre el nivel del líquido y el plato inferior, se emplea como espacio separador de líquido arrastrado, usándose las capuchas del primer plato como separadores. En la Fig. 15.3 se muestra un arreglo típico de caldereta con circulación forzada. Este tipo se llama ***caldereta de*** bombeo ***directo.*** Todo el líquido del plato inferior, que frecuentemente se llama ***líquido de trampa*** para distinguirlo de los productos inferiores finales, es conduci-

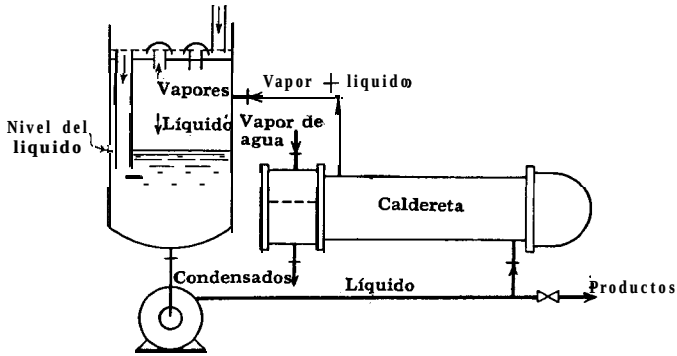


FIG. 15.3. Caldereta de circulación forzada

do por el derramadero hasta debajo del nivel del líquido en la columna. El líquido puede recircularse a través de la caldereta tantas veces como sea económicamente deseable, de manera que el porcentaje vaporizado por circulación se mantiene bajo mientras que los productos finales inferiores se purgan por conexión separada. De una manera general, las calderetas de circulación forzada o de bombeo directo se usan solamente en instalaciones reducidas, o en aquellas en que los productos finales inferiores son líquidos muy viscosos y la caída de presión a través de la tubería y la caldereta son tan grandes que se impida la circulación natural.

La mayoría de las grandes instalaciones de calderetas emplean circulación natural. Esto se puede lograr en cualquiera de las dos maneras mostradas en la Fig. 15.4*a* y ***b.*** En la Fig. 15.4*a* todo el líquido del plato inferior se recircula directamente a la caldereta, donde se vaporiza parcialmente. La porción no vaporizada cuando se descarga del plato inferior se purga como producto final inferior. En la Fig. 15.4*b* el líquido pasa a través del derramadero debajo del líquido en la columna como en la circulación forzada. El líquido final inferior tiene libertad de circular a través de la caldereta tantas veces como lo permita la diferencia de presión hidrostática entre z_1 y z_3. Debido a que no hay oportunidad para recircula-

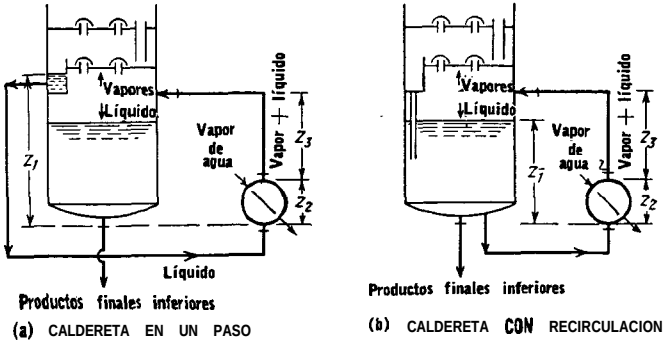


FIG. 15.4. Disposiciones para calderetas de circulación natural

ción en el arreglo de la Fig. 15.4*a*, se llama arreglo de caldereta en *un* puso. La Fig. 15.4*b* se refiere como caldereta con ***recirculación.***

Clasificación de intercambiadores vaporizadores. En el diseño de intercambiadores vaporizadores existen más riesgos que para cualquier otro tipo de intercambiador térmico. Por este motivo es conveniente establecer una clasificación basada en el método de cálculo empleado para cada tipo de servicio distinto. Cada una de las clases comunes inferiores se distingue por alguna diferencia en el cálculo.

A. Intercambiadores vaporizadores de circulación forzada
   1. Vaporización en la coraza
      a. Vaporizador o caldereta de bombeo directo con ebullición isotérmica
      b. Vaporizador o caldereta de bombeo directo con rango de ebullición
      c. Evaporador de circulación forzada o caldereta para solución acuosa
   2. Vaporización en los tubos
      a. Vaporizador o caldereta de bombeo directo con o sin rango de ebullición.
      b. Evaporador de circulación forzada o caldereta para solución acuosa

B. Intercambiadores vaporizadores de circulación natural
   1. Vaporización en la coraza
      a. Caldereta de marmita
      b. Enfriador.
      c. Caldereta con haz en la columna.
      d. Caldereta horizontal de termosifón
   2. Vaporización en los tubos.
      a. Caldereta vertical de termosifón
      b. Evaporador vertical de tubos largos.

Limitaciones de flujo de calor y diferencia de temperatura. Puede suponerse que las condiciones de proceso podrán siempre establecerse de manera que sólo se vaporice parte del líquido alimentando al vaporizador. Cuando se vaporizan líquidos de recipientes, se han obtenido flujos de calor máximos extremadamente altos. Para agua se ha reportado un flujo máximo de 400 000 Btu/(h) (pie') y para sustancias orgánicas de 70 000 a 125 000 Btu/ (h) (pie*), aunque estos se han obtenido únicamente en aparatos de laboratorio con superficies perfectamente limpias. Se hace hincapié nuevamente en que el máximo flujo ocurre a la diferencia crítica de temperatura y que es una limitación del máximo coeficiente que puede obtenerse. Después de la diferencia crítica de temperatura tanto el coeficiente como el flujo de calor disminuyen, la disminución se debe a la formación de una película de gas en el tubo. Este es el fenómeno de interferencia por gas y que suministra la principal dificultad en el diseño y operación de los intercambiadores vaporizadores.

Flujos de calor de magnitudes tan altas como las anteriores son de poco valor práctico en el diseño. Debe tenerse conocimiento de que la vaporización en un intercambiador 1-2 tiene lugar sin una separación continua del vapor-líquido y que es muy diferente de vaporizaciones en recipientes abiertos. Restringiendo la separación líquido-vapor en un intercambiador 1-2, la posibilidad para la interferencia de este último se aumenta grandemente, de manera que es también necesario restringir el flujo de calor a un valor permitido de seguridad fuera del rango en el cual pueda ocurrir. El flujo está definido por Q/A o $U_D \Delta t$ pero no por h_v (At) $_w$, donde h_v *es* el coeficiente de vaporización y (Δt)$_w$ es le diferencia de temperatura entre la pared del tubo y la temperatura de ebullición. $h_v(\Delta t)_w$ *es el* flujo basado en la superficie limpia A_C, mientras que Q/A es el flujo basado en la superficie real A, y A es mayor que A_C en un vaporizador diseñado con factor de obstrucción. Sin embargo, es costumbre restringir tanto Q/A como h_v a un máximo seguro, las dos sirven también para prevenir la presencia de una diferencia de temperatura (At), demasiado grande. Las restricciones siguientes se observarán en todo este capítulo:

1. Flujo

a. El flujo máximo permitido para vaporizadores de circulación forzada y calderetas para vaporizar sustancias orgánicas, es de 20 000 Btu/(h) (pie*) y para circulación natural 12 000 Btu/(h) (pie^2).

b. El flujo máximo permitido para la vaporización de soluciones acuosas de baja concentración o de agua usando circulación natural o forzada, es de 30 000 Btu/(h) (pie*).

II. Coeficiente de *película*

a. El máximo coeficiente de película permitido para vaporización en la circulación forzada o natural para vaporizar sustancias orgánicas, es Btu/(h) (pie²) (°F).

b. El coeficiente máximo de vaporización para circulación forzada o natural en la vaporización de agua y soluciones acuosas de baja concentración, es 1000 Btu/(h) (pie²) (°F).

Correlación entre el flujo máximo y el máximo coeficiente de película. Los objetos de las limitaciones anteriores son la eliminación de todas las posibilidades de interferencia por vapor. Supóngase que se desea en particular, vaporizar parcialmente un compuesto orgánico que ebulle a 200°F en un vaporizador de circulación forzada, usando vapor de agua a temperatura de 400°F, de manera que At = 200°F y el flujo es tal que se puede obtener un coeficiente de vaporización de 300 Btu/(h) (pie") (°F). Si en el vapor condensante el coeficiente es 1 500, U_c = 250, y si $R_d = 0.003$, $U_D = 142$. El flujo será 142 X 200 = 28 400 Btu/(h) (pie"), que excede a las limitaciones de IU. Puesto que Q/A o $U_D\Delta t$ no deben exceder a 20 000, cualquier cambio que Permita cumplir con IU significa un aumento en la superficie total de vaporización. Si el vapor de agua original y su temperatura se mantienen, el nuevo coeficiente U_D será 20 000/ 200 = 100 Btu/(h) (pie²) (°F). La diferencia de temperatura (At), puede ser mayor que la diferencia critica de temperatura, puesto que no ocurre al máximo flujo obtenible, y bajo estas circunstancias la diferencia critica de temperatura puede excederse dentro de los límites sin correr el riesgo de interferencias por vapor. Sin embargo, no hay ventaja en usar diferencias de temperatura muy elevadas, puesto que el máximo flujo permisible en cualquier aumento de At debe contrarrestarse por una disminución en el valor permitido de U_D. Sólo cuando U_D es naturalmente pequeño puede justificarse parcialmente el uso de altos valores de Δt.

Ueterminar cuándo un vaporizador excede o no el flujo permitido, se logra dividiendo la carga total de calor para vaporizar por el total de la superficie disponible para vaporización. Por el mismo razonamiento, el máximo valor de U_D que puede anticiparse está dado por $U_D = (Q/A)(1/\Delta t)$ no obstante el factor de obstrucción que resulte. Cuando se establece la temperatura del medio calefactor, se ve que el uso de grandes At y correspondiente $(\Delta t)_w$ también requiere la disminución de U_D que a su vez da un valor alto de $R_d = 1/U_D - 1/U_C$. Un factor de obstrucción grande no es esencial para una operación continua del vaporizador desde el punto de vista de obstrucción, sino únicamente como preventivo en contra de la interferencia por vapor, De acuerdo con esto, cuando la temperatura

del medio calefactor pueda seleccionarse independientemente, como por ejemplo, fijando la presión en el caso de vapor de agua, no se necesita seleccionar un vapor de At mayor que el que da un U_D correspondiente al factor de obstrucción deseado.

INTERCAMBIADORES VAPORIZADORES DE CIRCULACION FORZADA

1. VAPORIZACION EN LA CORAZA

a. **Vaporizador o caldereta de bombeo directo con ebullición isotérmica.** Los cálculos empleados en la solución de este tipo de vaporizadores son comunes a muchos problemas de vaporización simple encontrados en las plantas, ya sea que estén o no conectados con columnas de destilación. Si un líquido es sustancialmente puro o es una mezcla de punto de ebullición constante, ebullirá isotérmicamente. Esto usualmente se aplica a líquido en el fondo de una columna de destilación que separa una mezcla binaria en compuestos relativamente puros. Para operaciones de ebullición de servicio, tales como la vaporización de un líquido frío proveniente del almacenamiento, el líquido puede **no** estar a su punto **de** ebullición y se requerirá precalentarlo hasta ese grado. Puesto que la coraza de un vaporizador de circulación forzada es escencialmente la misma que en cualquier otro tipo de intercambiador 1-2, el precalentamiento puede hacerse en la misma coraza que la vaporización. Si el periodo de rendimiento de un vaporizador debe medirse por un simple factor total de obstrucción, es necesario dividir la superficie de la coraza en dos zonas sucesivas, una para precalentamiento y otra para vaporización, de manera parecida a la empleada en los condensadores-subenfriadores. La diferencia verdadera de temperatura es la diferencia balanceada de temperatura para las dos zonas, y el coeficiente limpio es el coeficiente limpio balanceado dado por las Ecs. (12.50) y (12.51).

Si el medio calefactor es vapor de agua, se requieren solamente dos pasos en los tubos y éstos no deben estar divididos iguales, puesto que el paso de regreso lleva considerablemente menos vapor que el primer paso. Si el medio calefactor es una corriente caliente tal como gasoil, hay el problema de determinar la diferencia verdadera de temperatura en cada zona. Si el acercamiento entre la temperatura **de** salida del medio calefactor y la temperatura de salida del vapor no es muy pequeña, la diferencia verdadera de temperatura puede aproximarse considerando la caída de temperatura en cada zona proporcional al calor removido del medio calefactor. El método de usar

zonas ha sido también discutido en el Cap. 12 junto con condensadores -subenfriadores.

Coeficientes de película. Cuando hay una zona de precalentamiento, puede computarse usando la Fig. 28 igual que cualquier otro calentador con el fluido frio en la coraza. El coeficiente de película para ebullición isotérmica puede también obtenerse mediante el uso de la Fig. 28, basado en la premisa de que el calor debe primero ser absorbido por el líquido mediante- convección forzada antes de pasar a las burbujas de vapor y de que el coeficiente de película del líquido calefactor es el coeficiente controlante en esta secuencia.

Caída de presión. La caída de presión para la coraza en la zona de vaporización se calcula introduciendo la gravedad específica promedio en el denominador de la Ec. (7.44). Si el líquido vaporizante ebulle isotérmicamente a t_s y recibe calor del medio calefactor en un rango de $T_1 - T_2$, se pueden considerar dos posibilidades:

Caso 1: El vapor y el medio calefactor pueden estar en contracorriente.

Caso II. El vapor y el medio calefactor pueden estar en flujo paralelo.

CASO I: VAPOR Y MEDIO CALEFACTOR EN FLUJO A CONTRACORRIENTE. Refiriéndonos a la Fig. 15.5, si W es el peso del flujo del medio calefactor, C es el calor específico, y T es la temperatura del medio calefactor a cualquier longitud x del tubo, entonces

$$WC\,dT = Ua''\,dx(T - t_s) \tag{15.1}$$

donde $a''\,dx$ es la superficie. Integrando T con respecto a x,

$$\text{In } (T - t_s) = \frac{Ua''x}{WC} + C_1 \tag{15.2}$$

A $x = 0$,

$$C_1 = In\ (T_2 - t_s) \tag{15.3}$$

$$\ln \frac{T - t_s}{T_2 - t_s} = \frac{Ua''x}{WC} \tag{15.4}$$

0

$$T = t_s + (T_2 - t_s)e^{Ua''x/WC} \tag{15.5}$$

Cuando $x = L$, $T = T_1$,

$$Q = WC(T_1 - T_2) = WC(T_2 - t_s)\,(e^{Ua''L/WC} - 1) \tag{15.6}$$

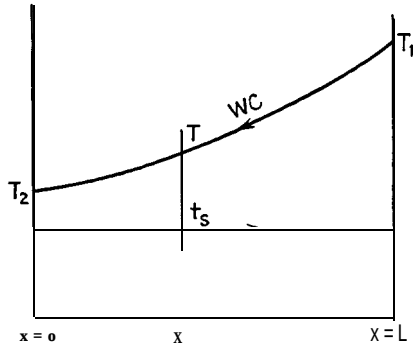


FIG. 15.5. Temperaturas durante la vaporización de un fluido isotérmico mediante un medio calefactor no isotérmico

Las libras evaporadas w_e a cualquier punto x están dadas por

$$w_e = \frac{WC}{\lambda_s}(T_2 - t_s)(e^{Ua''x/WC} - 1) \tag{15.7}$$

Si w es el peso de todo el fluido isotérmico y v_{prom} es el volumen específico promedio, entonces para la mezcla total al pasar de la entrada a la salida

$$wv_{prom} = \frac{WC}{\lambda_s}(T_2 - t_s)(e^{Ua''x/WC} - 1)v_v + \left[w - \frac{WC}{\lambda_s}(T_2 - t_s)(e^{Ua''x/WC} - 1)\right]v_l \tag{15.8}$$

donde v_v es el volumen específico del vapor y v_l es el volumen específico del líquido.

Para la caída de presión suponiendo $1/\rho_{prom} = v_{prom}$

$$\int d\Delta P = \int \frac{fG^2}{2g_{prom}}dx = \int \frac{fG^2}{2g}v_{prom}dx \tag{15.9}$$

$$\frac{2gw}{fG^2}\int d\Delta P = \int\left[\frac{WC}{\lambda_s}(T_2 - t_s)(e^{Ua''x/WC} - 1)v_v\,dx + wv_l\,dx - \frac{WC}{\lambda_s}(e^{Ua''x/WC} - 1)\,v_l\,da\right]$$

Integrando y simplificando

$$\frac{2g\,\Delta P}{fG^2L} = v_{prom} = \frac{WC}{\lambda_s w}[(v_v - v_l)(LMTD) - (T_2 - T_s)(v_v - v_l)] + v_l \tag{15.10}$$

Generalmente, sin embargo, es más simple aplicar la ley de las mezclas como se da en seguida, que se asemeja mucho a la Ec. (15.10). Caso I: Vapores en flujo a contracorriente con el medio calefactor:

$$v_{prom} = \frac{WC}{UA}(v_2 - v_l) - \frac{WC(T_2 - t_s)}{\lambda_s w}(v_v - v_l) + v_l \tag{15.11}$$

$$s_{prom} = \frac{1}{v_{prom}(62.5)} \tag{15.12}$$

Caso II: Vapores en flujo paralelo con el medio calefactor:

$$v_{prom} = \frac{WC}{UA}(v_l - v_2) + \frac{WC}{\lambda_s w}(T_1 - t_s)(v_v - v_l) + v_l \qquad (15.13)$$

$$s_{prom} = \frac{1}{v_{prom}(62.5)}$$

Con la gravedad específica promedio basada en las Ecs. (15.11) y (15.13), la Ec. (7.44) es sólo una parte de la caída de presión, puesto que no se han incluido términos para tomar en cuenta la aceleración del vapor a través del vaporizador o las pérdidas de contracción a la salida. En lugar de usar las Ecs. (15.11) y (15.13), la caída de presión puede computarse más rápidamente mediante la suposición arbitraría del valor de la gravedad específica promedio. Al comienzo de la zona de vaporización la gravedad es la del líquido, mientras que en la salida es considerablemente menor, aun si el porcentaje que se convierte en vapor no es muy alto. De la misma manera con una área de flujo constante la velocidad a través de la coraza aumenta hacia la salida debido al gran volumen del fluido, aunque la masa velocidad es presumiblemente constante. Por otra parte, la viscosidad efectiva sobre la caída de presión probablemente no varía mucho sobre la zona de vaporización, siendo la del líquido en conjunto. La caída de presión puede calcularse usando la masa velocidad, el número de Reynolds basado en las propiedades del líquido en las condiciones de entrada y la gravedad específica *media* entre la entrada y la salida. Se pueden aplicar razonamientos similares a la vaporización en el lado de los tubos. La comparación entre la gravedad específica verdadera definida por las Ecs. (15.11) y (15.13) y la media de la entrada a la salida, se muestra en seguida.

EJEMPLO 15.1. Cálculo del volumen específico promedio. Un vaporizador debe generar 10 000 lb/h de vapor a 15 lb/plg²g mediante la remoción de calor de un producto de fondo. Este producto es aproximadamente 150 000 lb/h de kerosena de 42° API aproximadamente, que abandonan la columna a 400°F. El coeficiente de diseño del vaporizador será cercano a 100.

Compare el volumen especifico promedio verdadero con el obtenido por los métodos de aproximación.

$t_s = 250°F \qquad \lambda_s = 945.3$ Btu/lb (Tabla 7)

Vapor de agua, $Q = 10\,000 \times 945.3 = 9\,450\,000$ Btu/h

Kerosena $Q = 150{,}000 \times 0.63(400 - 300) = 9\,450\,000$ Btu/h

$At = MLDT = 91°F$ (5.14)

$$A = \frac{Q}{U_D\,At} = \frac{9\,450\,000}{100 \times 91} = 1040 \text{ pie}^2$$

$WC = 150\,000 \times 0.63 = 94\,500$ Btu/°F

De la Tabla 7

$v_l = 0.017 \qquad v_v = 13.7.5$ pie³/lb

Por la ley de las mezclas

Suponga que el 80% del líquido a la salida del vapor.

$$v_2 = 0.80 \times 13.75 + 0.20 \times 0.017 = 11.0 \text{ pies}^3/\text{lb}$$

$$v_{prom} = \frac{94\,500(11.0 - 0.017)}{100 \times 1040} - \frac{94\,500(300 - 250)}{945.3 \times 10\,000}(13.75 - 0.017) + 0.017$$

$$= 3.04 \text{ pies}^3/\text{lb}$$

Por el método aproximado

$$v_l = 0.017 \qquad v_2 = 11.0 \text{ pies}^3/\text{lb}$$

$$v_{prom} = \frac{0.017 + 11.0}{2} = 5.5 \text{ pies3 /lb}$$

$$\text{Densidad real} = \frac{1}{3.04} = 0.329 \text{ pie}^3/\text{lb} \qquad s = \frac{0.329}{62.5} = 0.0053$$

$$\text{Densidad aprox.} = \frac{1}{5.5} = 0.182 \text{ lb/pie}^3 \quad s = 0.0029$$

Puesto que la caída de presión es inversamente proporcional a la gravedad, el método aproximado es seguro. La pérdida por aceleración usualmente se toma a dos cabezas de velocidad y pueden omitirse cuando se usa el método aproximado.

Mientras que el condensador es la parte más limpia del equipo en un sistema de destilación o vaporización-condensación, el vaporizador usualmente es lo contrario. El vaporizador tiende a acumular residuos y, por esta razón, son deseables grandes tasas de recirculación y amplios factores de obstrucción. Se debe dar preferencia a arreglos en cuadro en los tubos y haces removibles. Aun cuando se reduce la posibilidad de usar intercambiador-vaporizador 1-2 para otros servicios, el espaciado de los deflectores puede ser aumentado o escalonado de la entrada a la salida para reducir la caída de presión del fluido que se vaporiza en la coraza.

EJEMPLO 15.2. Vaporizador **o caldereta de bombeo directo con ebullición isotérmica.** Se desea producir 19 750 lb/h de vapor de butano a 285 lb/plg² usando alimento frío de un almacenamiento a 75°F. El butano hervirá isotérmicamente a 235°F, y el vapor de agua está disponible a 100 lb/plg².

Se dispone para el servicio de un intercambiador 1-2 de 15¼ plg DI con 76 tubos de 1 plg DE, 16 BWG y 16′0″ de largo, arreglados en cuadro con paso de 1¼ plg y dos pasos en los tubos. Los deflectores están espaciados a 5 plg.

¿Cuál es el factor de obstrucción y la caída de presión?

Solución: Para prevenir la vaporización total en la coraza, el líquido total que entre al vaporizador será de 19 750/0.80 = 24 700 lb/h Después el vapor se separará del líquido en un tambor, y el exceso del líquido se vuelve a la succión de la bomba para recombinarse con 19 750 lb/h de alimento nuevo. Entonces, para cada 19 750 lb/h que se toman del almacenamiento a 75°F,

4 950 lb/h a 235°F se mezclarán con las anteriores de manera que la temperatura de entrada será de 108°F.

***Solución*:**

Intercambiador:

Coraza	*Tubos*
DI = 15¼ plg	Número y longitud= 76, 16'0"
Espaciado de los deflectores = 5 plg	DE, BWG, Paso, = 1 plg, 16 BWG, 1¼ plg en cuadro
Pasos = 1	Pasos = 2

(1) Balance de calor:

Precalentamiento:

Entalpia del líquido a 108°F y 300 lb/plg²a = 162 Btu/lb (Fig. 9)
Entalpia del líquido a 235°F y 300 lb/plg²a = 248 Btu/lb
q_p = 24 700 (248 — 162) = 2 120 000 Btu/h

Vaporización :

Entalpia del vapor a 235°F = 358 Btu/lb
q_v = 19 750 (358 — 248) = 2 170 000 Btu/h
Butano, Q = 2 120 000 + 2 170 000 = 4 290 000 Btu/h
Vapor, Q = 4 880 × 880.6 = 4 290 000 Btu/h (Tabla 7)

(2) At balanceada: (Suscritos p y v indican precalentamiento y vaporización).

$(\mathrm{At})_p$ = MLTD = 1585°F (5.14)
$(\mathrm{At})_v$ = MLTD = 103.0°F (5.14)

$(\Delta t)_p$ = 2 120 000/158.5 = 13 400
$\frac{q_v}{(\Delta t)_v}$ = 2 170 000/103.0 = 21 100
$\sum q_M$ = 34,500

$$\text{At Balanceada} = \frac{Q}{\Sigma q/\Delta t} = \frac{4\ 290\ 000}{34\ 500} = 124.5°\text{F} \qquad (12.51)$$

(3) T_c y t_c: Los valores promedios de las temperaturas serán satisfactorios para la zona de precalentamiento.

Fluido caliente: tubos, vapor

(4) $a_t' = 0.594$ plg² [Tabla 10]
$a_t = N_t a_t'/144n$ [Ec. (7.48)]
= 76 X 0.594/2 × 144 = 0.157 pie²
(5) $G_t = W/a_t$
= 4880/0.157
= 31 100 lb/(h) (pie²)
(6) A Ts = 338°F,
μ = 0.015 x 2.42 = 0.0363 lb/(pie²)(h)
[Fig. 151

Fluido frío, coraza, butano

Precalentamiento:
(4') a_s = ID X $C'B/144P_T$ [Ec. (7.1)]
= 15.25 X 0.25 X 5/144 X 1.25
= 0.106 pie2
(5') G_s = w/a_s [Ec. (7.2)]
= 24 700/0.106
= 233 000 lb/(h) (pie²)
(6') At T_a = 172°F (promedio de, 108 235°F)
μ = 0.115 X 2.42 =
0.278 lb/(pie) (h) [Fig. 14]

$D = 0.87/12 = 0.0725$ pies

(Re_t sólo para la caída de presión)

$Re_t = DG_t/\mu$

$= 0.0725 \times 31\ 100/0.0363 = 62\ 000$

$D_e = 0.99/12 = 0.0825$ Pie [Fig. 28]

$Re_s = D_eG_s/\mu$

$= 0.0825 \times 233\ 000/0.278 \simeq 69{,}200$

(7') $j_H = 159$ [Fig. 28]

(8') A 172°F(114°API)

$k(c\mu/k)^{1/3} = 0.12$ Btu/(pie²)(°F/pie) [Fig. 16]

$\phi_s = 1.0$

(9') $h_o = j_H \frac{k}{D_e}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}$ [Ec. (6.15b)]

$= 159 \times 0.12/0.0825$

$\simeq 231$ Btu/(h)(pie²)(°F)

(9) h_{io} vapor condensante $\simeq 1\ 500$ Btu/(h)(pie²)(°F)

Coeficiente total limpio U_p para pre-calentamiento:

$$U_p = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{1500 \times 231}{1500 + 231} = 200 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)} \qquad (6.38)$$

Superficie limpia requerida para pre-calentamiento, A_p:

$$a, \simeq \frac{q_p}{U_p(\Delta t)_p} = \frac{13{,}400}{200} = 67.0 \text{ pies²}$$

Vaporización :

(6') A 235°F,

$\mu = 0.10 \times 2.42 = 0.242$ lb/(pie)(h) [Fig. 14]

$Re_s = 0.0825 \times 233\ 000/0.242 = 79{,}500$

(7') $j_H = 170$ [Fig. 28]

(8') A 235°F

$k(c\mu/k)^{1/3} = 0.115$ Btu/(pie²)(°F/pie)

$\phi_s = 1.0$ (Fig. 16)

(9') $h_o = j.4 \frac{k}{D_e}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}$ [Ec. (6.15)]

$= 170 \times 0.115/0.0825 = 237$

(9) h_{io} vapor condensante = 1 500 ,

Coeficiente total limpio U_v para evaporización:

$$U_v = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{1500 \times 237}{1500 + 237} = 205 \qquad (6.38)$$

Superficie limpia requerida para vaporización, A,:

$$A_v = \frac{q_v}{U_v(\Delta t)_v} = \frac{21\ 100}{205} = 103 \text{ pies²}$$

Superficie total limpia A,:

$$A_C \simeq A_p + A_v \simeq 67.0 + 103 \simeq 170 \text{ pies²}$$

(13) Coeficiente total limpio balanceado U_C:

$$U_C = \frac{\Sigma UA}{A_C} = \frac{13\ 400 + 21\ 100}{170} = 203 \qquad (12.50)$$

(14) Coeficiente total de diseño:

Superficie /pie lin de tubo $\simeq 0.2\ 618$ (Tabla 10)

Sup. total $\simeq 76 \times 16'0'' \times 0.2618 \simeq 318$ pies²

$$U_D = \frac{Q}{A\,\Delta t} = \frac{4,290\ 000}{318 \times 124.5} = 108.5$$

Comprobación ***de flujo máximo:***

Se requiere un total de 170 **pies²** de los cuales 103 se usarán para vaporización. Para la superficie total requerida se instalarán 318 pies". Se puede suponer entonces, que la superficie para vaporización es

$$^{103}/_{170} \times 318 = 193\ \textbf{pies}^2$$

El flujo es Q/A = 2 170 **000/193** = 10 700 **Btu/(h)** (pie"). (Satisfactorio)

(15) Factor de obstrucción:

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{203 - 108.5}{203 \times 108.5} = 0.0.0043\ \text{(h) (pie")}\ \textbf{(°F)/Btu} \qquad (6.13)$$

Caída de Presión

(1)Para Ret = 62 000
f = 0.000165 **pie²/plg²** [Fig. 26]

De la Tabla 7, el volumen específico del vapor de agua a 115 **lb/plg²a** = 3.88 **pies³/lb**

$$s = \frac{1}{3.88 \times 62.5} = 0.00413$$

(2) $\Delta P_t = \dfrac{fG^2Ln}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t}$ **[Ec.(7.45)]**

$$= \frac{1}{2} \times \frac{0.000165 \times 31\,100^2 \times 16 \times 2}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0725 \times 0.00413 \times 1}$$

$$= 0.16\ \textbf{lb/plg}^2$$

"recalentamiento :

(1') Re_s = 69 200 f = 0.00145 **pie²/plg²** [Fig. **29]**

(2') Longitud de la zona de **precalentamiento**

$L_p = LA_p/A_C$
= 16 × 67.0/170 = 6.3 Pie

(3') No.de cruces, N + 1 = $12L_p/B$ **[Ec. (7.43)]**
= 12 X 6.3/5 = 15

s = 0.50 [Fig. 61

D_s = 15.25/12 = 1.27 pies

(4') $\Delta P_s = \dfrac{fG_s^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi_s}$ **[Ec. (7.44)]**

$$= \frac{0.00145 \times 233\,000^2 \times 1.27 \times 15}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0825 \times 0.50 \times 1.0}$$

$$= 0.70\ \textbf{lb/plg}^2$$

Vaporización :

(1') Re, = 79 500 f = 0.00142 **pie²/plg²**

(2') Longitud de la zona de vaporización

L_v = 16 − 6.3 = 9.7 **pies**

(3') No. de cruces, $N + 1 = 12L/B$ **[Ec. (7.43)]**

= 9.7 × $^{12}/_{5}$ = 23

Peso **mol.** = 58.1

Caída de Presión

$$\text{Densidad, } \rho = \frac{58.1}{359 \times \frac{695}{492} \times 14.7/300} = 2.34 \text{ lb/pie}^3$$

$s_{\text{salida líq.}} = 0.43$ [Fig. 6]

$\rho_{\text{salida líq.}} = 0.43 \times 62.5 = 26.9$ lb/pie³

$$s_{\text{salida mezcla}} = \frac{24{,}700/62.5}{19\,750/2.34 + 4950/26.9} = 0.046$$

$s_{\text{entrada}} = 0.50$

$s_{\text{media}} = (0.50 + 0.046)/2 = 0.28$

$$\Delta P^8 = \frac{0.00142 \times 233\,000^2 \times 1.27 \times 23}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0825 \times 0.28 \times 1.0} = 1.9 \text{ lb/plg}^2$$

ΔP_s (total) = 0.7 + 1.9 = 2.6 lb/plg²

Sumario

1500	h exterior	$231/237$
U_C	203	
U_D	108.5	
R_d Calculada 0.0043		
R_d Requerida		
0.16	Calculada AP	2.6
Neg	Remitida AP	5.0

b. **Vaporizador o caldereta de** bombeo **directo con rango de ebullición.** Si el líquido que va a vaporizarse **es una mezcla de cierto número** de compuestos miscibles, no **ebullirá** isotérmicamentc. En su lugar tiene un punto de ebullición inicial (temperatura del punto de burbuja) y una temperatura de ebullición final (punto de rocío) en la cual la última partícula se vaporiza. Cuando la mezcla empieza a **ebullir** a su punto de burbuja, los componentes más volátiles son expulsados de la solución a una velocidad mayor a medida que los compuestos volátiles entran en fase vapor la temperatura de ebullición del líquido residual aumenta. Esto significa que a través del vaporizador hay un rango de temperatura en el cual tiene lugar la ebullición, y **que** a mayor porcentaje del líquido total vaporizado el rango de temperatura estará más cercano al punto de rocío del **líquido** que entra.

Debido al rango de ebullición, deben absorberse simultáneamente el calor latente y el calor sensible por el líquido a medida que éste se desplaza a través del vaporizador, de manera que posea todo el rango de temperaturas de ebullición. Más aún, el calor sensible es absorbido en la misma superficie que el calor de vaporización en contraste con el vaporizador-precalentador isotérmico en el cual los dos fenómenos ocurren en zonas separadas. Sin embargo, el cálculo del coeficiente de ebullición en este caso, es el mismo que para el vaporizador-precalentador según se calculó en 'el Ej. 15.2. Aquí el calor de la pared del tubo se absorbe primero por el líquido como calor sensible antes de su transformación en vaporización. Puesto que la velocidad de transferencia de calor de un líquido a un vapor incipiente es muy grande, se puede suponer que el coeficiente de transferencia de calor sensible calculado de acuerdo con la Fig. 28, ya sea para vaporización directa o para transferencia simultánea de calor sensible, es la resistencia limitante. El coeficiente para la transferencia combinada de calor sensible y vaporización se calcula como si la carga total de vaporización se transfiriera como calor sensible al líquido, en todo su rango de ebullición en el vaporizador.

La diferencia verdadera de temperatura puede tomarse como la MLDT si el medio calefactor es isotérmico. Esto supone que el calor transferido es proporcional al cambio de temperatura, es decir, que la mitad de la carga total se entrega mientras la temperatura aumenta la mitad del rango total de temperatura para vaporización. Si la mayoría de una mezcla consiste de compuestos cercanamente relacionados con algunos compuestos más o menos volátiles, la suposición de que el calor y las proporciones de la temperatura son iguales pueden conducir a un error considerable. La diferencia verdadera de temperatura puede obtenerse por integración gráfica como en el Ej. 13.3.

Coeficientes de película. El coeficiente de transferencia de calor sensible deberá considerarse como el coeficiente de ebullición cuando se apliquen las restricciones de flujo permisible y coeficientes permitidos, aun cuando esto se computa de la Fig. 28. Cuando un líquido tiene un rango de ebullición, el flujo ***promedio,*** Q/A puede ser menor que 20 000 pero debido a las variaciones en la diferencia de temperatura, $U_D \Delta t_1$ a la diferencia de temperatura en la terminal mayor puede exceder de los 20 000. Discrepancias de este carácter pueden ocasionar vaporizaciones erráticas si los compuestos que se vaporizan inicialmente son muy volátiles comparados con la masa de los compuestos que forman la mezcla y tienden a separarse del líquido fácilmente. Una comprobación del flujo de calor a la entrada puede prevenir esta dificultad. Si el flujo de calor a la entrada no excede a,

digamos, 25 000 Btu/(h) (pie*), no es necesario castigar el diseño completo proporcionando más área debido simplemente a un exceso de flujo de calor en un pequeño porcentaje de la zona de vaporización.

Caída de presión. La caída de presión se calcula de la misma manera que en la ebullición isotérmica, usando los números de Reynolds basados en las condiciones de entrada y una gravedad específica que es el promedio de las gravedades a la entrada y salida. Es también posible que un fluido de rango de ebullición pueda entrar a un vaporizador a temperatura inferior a su punto de burbuja, En tales *casos,* la superficie se divide nuevamente en dos zonas consecutivas, una para precalentamiento y otra para vaporización de la mezcla con rango de ebullición. Los coeficientes balanceados y las diferencias de temperatura pueden obtenerse como antes mediante el uso de las Ecs. (12.50) y (12.51).

c. **Evaporador de circulación forzada o caldereta para solución acuosa.** Como se vio en el Cap. 14, las corazas de los intercambiadores 1-2 no se usan en procesos de evaporación de circulación forzada, puesto que las propiedades del agua son excelentes para equipo que trabaja con circulación natural. Sin embargo, un intercambiador 1-2 puede servir fácilmente como un evaporador de circulación forzada. En los procesos de destilación tales como la destilación de mezclas de agua-acetona o agua-alcohol, el producto de fondo es agua casi pura. Puede ser ventajoso en operaciones reducidas de esta naturaleza, usar una caldereta de bombeo directo de preferencia sobre la circulación natural, ya que las pérdidas en la tubería de interconexión pueden ser extraordinarias y, el uso de tuberías de interconexión de cierto tamaño no supone una operación estable. La caldereta para solución acuosa puede calcularse en la misma forma que la caldereta de bombeo directo, con o sin rango de ebullición, excepto que el flujo de calor permitido y el coeficiente de película son mayores.

Este tipo de equipo se diseña usualmente considerando el factor de obstrucción como la resistencia controlante. La aplicabilidad de un método de computar las velocidades de vaporización del agua es, por lo mismo, de valor únicamente a bajos valores de la masa velocidad. Puesto que el vapor de agua tiene una densidad de vapor muy baja, deben emplearse valores bajos de la masa velocidad siempre que la caída de presión permisible sea pequeña. Los coeficientes de película para agua en ebullición y soluciones acuosas pueden obtenerse mediante el uso de la Fig. 28, aun cuando serán cerca del 25% menores de aquellos que se han obtenido experimentalmente. Cuando faltan datos en las propiedades físicas de las soluciones acuo-

sas, pueden aproximarse por los métodos del Cap. 7. Si la masa velocidad es muy baja, el valor del coeficiente así obtenido puede multiplicarse por 1.25 y el valor de U_c rara vez excederá de 600 Btu/(h) (pie*) (°F).

2. VAPORIZACION EN TUBOS

a. Vaporizador o caldereta de bombeo directo con o sin rango de ebullición. Los coeficientes para la vaporización con o sin rango de ebullición pueden obtenerse, para los líquidos orgánicos, a partir de la Fig. 24. El número de pasos en los tubos puede ser del orden encontrado en los intercambiadores horizontales de acuerdo con lo que la caída de presión permita. Si el número de tubos en los pasos finales es mayor que el número en los pasos iniciales, es posible obtener una caída de presión reducida. El lado de la coraza, cuando se emplea vapor de agua, puede disponerse en paso triangular, puesto que la limpieza no será frecuente y podrá limpiarse por inmersión. La caída de presión puede computarse usando la Ec. (7.45) con un número de Reynolds basado en las propiedades de entrada y una gravedad específica que sea el promedio entre la entrada y la salida. El fluido en los tubos debe desplazarse ascendentemente.

b. Evaporador de circulación forzada o caldereta para solución acuosa. Los datos para la evaporación de agua y soluciones acuosas pueden también obtenerse de la Fig. 24. Los coeficientes de ebullición serán cerca de 25% mayores que los valores calculados, y a bajas velocidades de masa el coeficiente puede multiplicarse por el factor de corrección de 1.25.

Esta clase incluye también los evaporadores de circulación forzada similares a los intercambiadores l-l. El cómputo de evaporador vertical de tubos largos deberá tratarse como un vaporizador de circulación natural.

INTERCAMBIADORES-VAPORIZADORES DE CIRCULACION NATURAL

1. VAPORIZACION EN LA CORAZA

a. Caldereta de marmita. La caldereta de marmita se muestra en la Fig. 15.6. Es una modificación del evaporador para planta de fuerza. La relación entre el haz de tubos y la coraza se aprecia mejor mediante una vista de elevación. Otra forma de la caldereta de marmita que emplea espejos que cubren toda la coraza, se muestra

en la Fig. 15.7. En este tipo el haz de tubos no es circular sino que sigue los contornos de la coraza según se puede apreciar por un corte en elevación. El método de conectar este tipo de caldereta a una

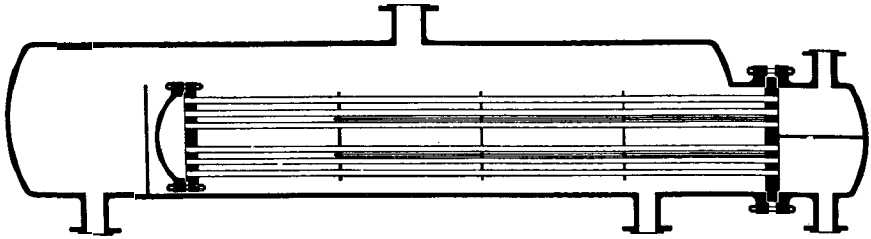


FIG. 15.6. Caldereta tipo marmita. *(Patterson Foundry and Machine Co.)*

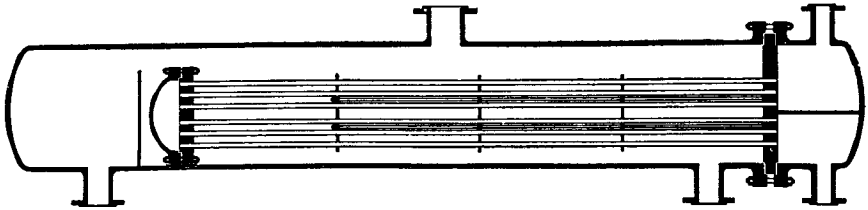


FIG. 15.7. Caldereta tipo marmita *con* espejo integral. (*Patterson Foundry and Machine Co.*)

columna de destilación se muestra en la Fig. 15.8. Las calderetas de marmita tienen adicionado un rebozadero para asegurar que el nivel del líquido en la caldereta se mantenga constante y no se exponga la superficie de los tubos. Ya que únicamente cerca del 80% de los líquidos de fondo que entran son vaporizados, deben tomarse providencias para la eliminación de los productos de fondo que se localizan en el lado de la descarga del rebozadero. Hay cierto número de

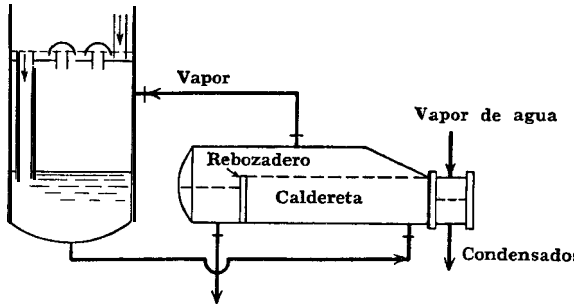


FIG. 15.8. Disposición de caldereta de marmita

reglas arbitrarias respecto al volumen requerido sobre el nivel del líquido para lograr la separación entre el vapor y el líquido arrastrado, así como el máximo número de libras por hora que deben vaporizarse por unidad de superficie. Si la hilera superior de tubos no está a más de 60% de altura respecto al diámetro de la coraza, se contará con espacio disponible para la separación del líquido y vapor cuando aquél cubra la hilera superior de tubos de acuerdo con el rebozadero.

b. **Enfriador.** Este enfriador se muestra en la Fig. 15.9. Es una caldereta de marmita típica, excepto por el rebozadero, y el haz de tubos alcanza una altura del 70% del diámetro de la coraza. El espacio remanente sobre los tubos se usa para separar el vapor de el líqui-

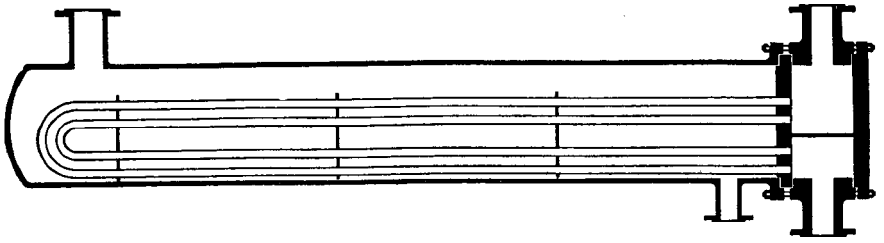


FIG. 15.9. Enfriador (*Patterson Foundry and Machine Co.*)

do. Los enfriadores se usan en los procesos de refrigeración del tipo compresión de vapor, como se muestra en la Fig. 15.10. El ciclo de refrigeración principia en el punto *a*, donde el líquido refrigerante a temperatura mayor que la del agua del condensador y a alta presión, pasa por una válvula de estrangulamiento de entalpía constante donde se reduce su presión. Por supuesto, la presión y la temperatura del líquido después de la válvula son menores que en el lado de la alta presión. La expansión es adiabática, y algo del líquido se flashea a vapor enfriando el resto del refrigerante en el lado de baja presión b. Si el refrigerante frío debe circularse directamente al refrigerador, la temperatura de saturación en b es a menudo de 5 o 10°F menor que la temperatura deseada en la cámara que se va a refrigerar. El refrigerante parcialmente vaporizado puede entrar a la coraza de un enfriador donde el resto se vaporiza isotérmicamente a baja temperatura por el líquido que se enfría a medida que fluye a través de los tubos. El vapor luego pasa al compresor entre c y *d*, donde se recomprime a una presión (y temperatura) tal que puede ser recondensado con el agua de enfriamiento de que se disponga.

A menudo se recircula salmuera fría a la cámara que se va a refrigerar en preferencia al refrigerante en sí. Las salmueras común-

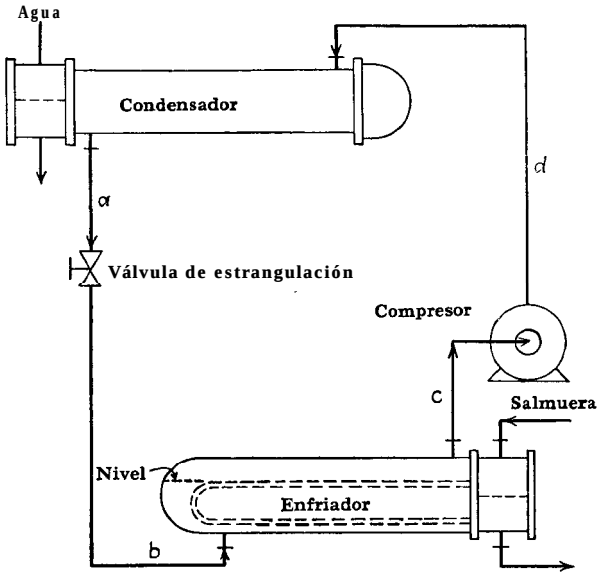


FIG. 15.10. Sistema de refrigeración por compresión

mente son de cloruro de sodio o cloruro de calcio en solución en concentraciones hasta de 25% en peso, dependiendo de la temperatura que deba mantenerse. Estas salmueras son baratas y tienen poca susceptibilidad a las fugas. Al efectuarse la refrigeración mediante la absorción de calor sensible, las salmueras permanecen en la fase líquida sin desarrollar altas presiones y eliminan la necesidad de instalar tubería de cédulas especiales en los sistemas de refrigeración. De esta manera, los contaminantes que pueden entrar al sistema de refrigeración, particularmente cuando se encuentran al vacío, se mantienen aislados del sistema y del compresor, así como del condensador y la válvula de estrangulación. Por otra parte, las salmueras requieren que se mantenga una diferencia de temperatura adicional. Cuando el refrigerante se recircula directamente a la cámara fría, sólo hay una diferencia de temperatura entre la cámara y el refrigerante. Sin embargo, cuando se usan salmueras, hay una diferencia de temperatura entre el refrigerante y la sahnuera, y una entre la salmuera y la cámara fría, y este arreglo aumenta el costo de la refrigeración. Para otros aspectos de los ciclos de refrigeración, tales como la selección de las condiciones óptimas, pueden consultarse los textos estándar de termodinámica. En el proceso de refrigeración, el enfriador constantemente se designa como evaporador, aun cuando el uso de este término introduce una variante en la nomenclatura usada aquí. Cuando se usan en grandes instalaciones, el refrigerante y el

vapor se, separan en un tambor separado en lugar de hacerlo en la coraza del enfriador.

Coeficientes de película para enfriadores y calderetas de marmita. Cuando un líquido se evapora de un recipiente, la velocidad del líquido sobre la superficie de transferencia es muy pequeña. A estas **bajas** velocidades el coeficiente de película para ebullición es independiente de la velocidad y sólo depende de la diferencia de temperatura entre la pared del tubo y la temperatura de saturación del líquido que ebulle. Una curva que representa estas interrelaciones se representa en la línea superior de la Fig. 15.11. Los coeficientes de nuevo limitan a 3000 para las sustancias orgánicas y 1000 para

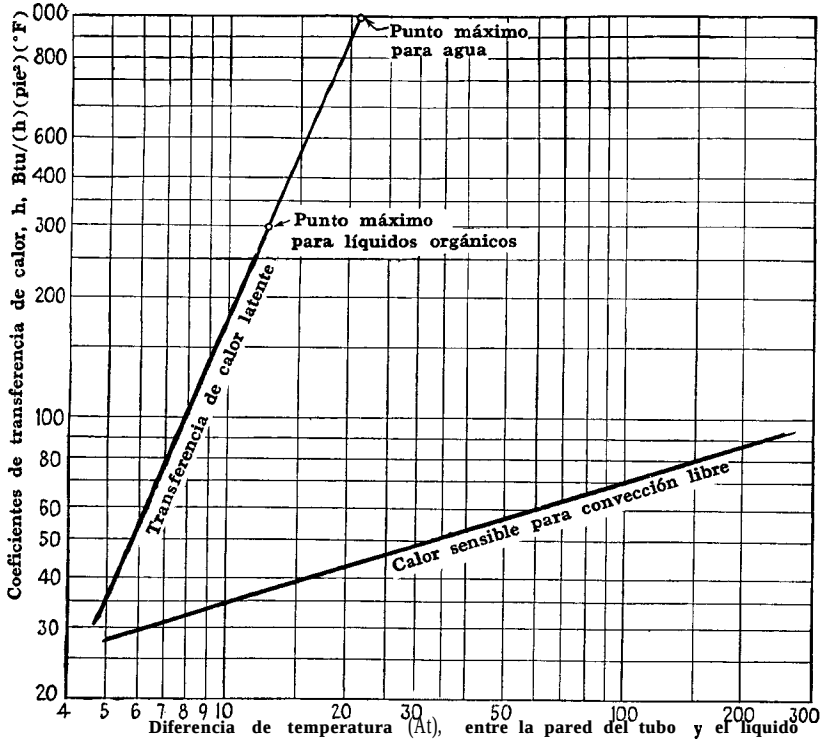


FIG. 15.11. Coeficientes de película para calor sensible y ebullición con circulación natural

el agua, excepto que el flujo máximo permitido para las sustancias orgánicas es de 12 000 Btu/(h) (pie²). Esto último no permite el uso de grandes diferencias de temperatura en vaporizadores y calderetas de circulación natural, que requieren mucha más superficie que los tipos de la clase de circulación forzada. La diferencia en

costo de superficie contrarresta usualmente lo que se ahorra en potencia para la bomba de circulación.

Los enfriadores operan isotérmicamente a menos de que el espacio vapor del enfriador sirva también como cámara flash para la expansión, en cuyo caso la temperatura de entrada será la de la válvula de estrangulación y la temperatura de salida, la de saturación del refrigerante. Sin embargo, la vaporización en la superficie del líquido es isotérmica. Las calderetas de marmita también operan bajo condiciones casi isotérmicas, particularmente cuando se emplean en el fondo de una columna de destilación para soluciones acuosas. Sin embargo, cuando se usa con sustancias orgánicas, usualmente hay un rango de ebullición y es necesario tomar en cuenta la distribución de calor sensible. El calor sensible se considera como suministrado por una modificación de la convección *libre*,[1] y la curva para la convección libre de líquidos orgánicos en circulación natural está dada por la línea en la parte inferior de la Fig. 15.11. Corresponde cercanamente a los resultados obtenidos de la Fig. 10.4. En el caso de calderetas de marmita, la carga total de calor se divide en calor sensible y calor latente, y la superficie requerida para cada fracción se calcula separadamente a sus respectivas ebulliciones o coeficientes sensibles. Mientras que hay varias formas de justificar este procedimiento, es, sin embargo, un método empírico para calcular coeficientes comparables a aquellos obtenidos en la práctica. Este método se demuestra en el Ej. 15.4.

Caída de presión en calderetas de marmita y enfriadores. Las alturas mantenidas en los fondos de las columnas de destilación, determinan el nivel en la caldereta. Si la caldereta no se monta muy por debajo del nivel del líquido en la columna, hay una carga hidrostática despreciable para el líquido que fluye de la columna a la caldereta, y, por lo tanto, el gasto en la circulación es relativamente pequeño. Esto se refleja en una baja velocidad del fluido a través de la superficie de la caldereta, y la caída de presión en ella así como en las tuberías que la conectan, puede considerarse despreciable. De hecho, la caldereta de marmita es la más apropiada de todas las calderetas de circulación natural donde la caldereta no puede montarse lo suficientemente abajo del nivel del líquido en la columna para tener un gasto de circulación alto.

EJEMPLO 15.3. **Cálculo de una caldereta de marmita. 45 500 lb/h de fondos de 65° API de gravedad específica y un pequeño rango de ebullición a 400°F**, entran **a una caldereta de marmita en la cual se forman 28 100 lb/h de vapor a una presión de operación de 200 lb/plg²g. El calor es suministrado**

[1] **Los términos de convección natural y circulación natural a veces causan confusión. El primero se refiere a la transferencia de calor, y el último al flujo de fluido.**

por gasoil de 28°API en el rango de 575 a 475°F y a 120 lb/plg²g de presión de operación. Se permite 10 lb/plg² de caída de presión.

Se dispone para este servicio de una caldereta de marmita de 25 plg DI, que contiene un haz circular de seis pasos de 15% plg. El haz contiene 68 tubos de 1 plg DE, 14 BWG, 12'0" de largo, en arreglo en cuadro de 1%. El haz tiene deflectores de un cuarto de círculo que sirven como soportes.

¿Será satisfactoria la caldereta?

¿Cuál es el factor de obstrucción y la caída de presión?

Solución:

Marmita :

Coraza	Tubos
Haz circular de 15% plg en 25 plg DI	Número y longitud = 68, 12'0"
Placa de soporte en ¼ de circulo	DE, BWG, paso, = 1 plg, 14 BWG, 1% plg en cuadro
	Pasos = 6

(1) Balance de calor:

Entalpía del líquido a 400°F y 215 lb/plg²a = 290 Btu/lb (Fig. 11)

Entalpía del vapor a 400°F y 215 lb/plg²a = 385 Btu/lb

Gasolina, Q = 28 100 × (385 290) = 2 670 000 Btu/h

Gasoil, Q = 34 700 × 0.77(575 − 475) = 2 670 000

(2) At: Ebullición isotérmica

At = MLDT = 118°F *(5.14)*

(3) T_c: $\frac{\Delta t_c}{\Delta t_h} = \frac{475 - 400}{575 - 400} = 0.428$

$K_c = 0.37$

$F_c = 0.42$

$T_c = 475 + 0.42(575 - 475) = 517°F$ *(5.28)*

Fluido** caliente: **tubos, gasoil

(4) Area de flujo, a'_t = 0.546 plg² [Tabla 10]

$a_t = N_t a'_t/144n$ [Ec. (7.48)]

$= 68 \times 0.546/144 \times 6 = 0.043$ pies²

(5) $G_t = W/a_t$

$= 34\,700/0.043$

= 807 000 lb/(h)(pie²)

(6) AT, = 517°F,

$\mu = 0.27 \times 2.42 = 0.65$ lb/(pie)(h) (extrapolado) [Fig. 14]

D = 0.834/12 = 0.0694 pies

$Re_t = DG_t/\mu$

$= 0.0694 \times 807\,000/0.65 = 85\,700$

(7) $j_H = 220$ [Fig. 24]

(8) A 517°F (28°API) [Fig. 16]

$k(c_\mu/k)^{1/3} = 0.118$ Btu(h)(pies²)(°F/pie)

(9) $h_i = j_H \frac{k}{D} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \phi_t$ [Ec. (6.15d)]

$h_i/\phi_t = 220 \times 0.118/0.0694 = 374$

Fluido** frío: **coraza, gasolina

(9') Suponga h_o = 300 para prueba

(10) $\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{\text{hi}}{\phi_t} x \frac{\text{DI}}{\text{DE}}$ [Ec. (6.9)]

$= 374 \text{ X } 0.834/1.0 = 311$

La corrección $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$ es despreciable

(10') $t_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o}(T_c - t_c)$ [Ec. (5.31)]

$= 400 + \frac{311}{311 + 300}(517 - 400)$

$= 460°F$

$(\Delta t)_v = 460 - 400 = 60°F$

De la Fig. 15.11 $h_v > 300$; luego, usar 300

(13) Coeficiente total limpio U_C:

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{311 \times 300}{311 + 300} = 152 \text{ Btu/(h) (pies}^2\text{) (°F)} \qquad (6.38$$

(14) Coeficiente total de diseño U_D:

$a'' = 0.2618$ pie²/pie lin (Tabla 10)

Sup. total = $68 \times 12 \times 0.2618 = 214$ pies²

$$U_D = \frac{Q}{A\,\Delta t} = \frac{2670000}{214 \times 118} = 105.5 \qquad (5.3$$

Comprobación *de* flujo máximo *de calor:*

$$\frac{Q}{A} = \frac{2670000}{214} = 12\,500 \text{ Btu/(h) (pie*) (satisfactorio)}$$

(15) Factor de obstrucción R_d:

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{152 - 105.5}{152 \times 105.5} = 0.0029 \qquad (6.12)$$

Caída de Presión

(1) **Para** $Re_t = 85\,700$ $f = 0.00015$ pie²/plg² Despreciable [Fig. 26]

$s = 0.71$ [Fig. 6]

(2) $\Delta P_t = \frac{fG_t^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} Ds\phi_t}$

$= \frac{0.00015 \times 807\,000^2 \times 12 \times 6}{5.22 \text{ X } 10^{10} \text{ X } 0.0694 \text{ X } 0.71 \text{ x } 1.0}$

$= 2.8$ lb/plg²

(3) $G_t = 807.000$ $V^2/2g' = 0.090$ [Fig. 27]

$\Delta P_r = \frac{4n}{s}\frac{V^2}{2g'}$ [Ec. (7.46)]

$= \frac{4 \times 6}{0.71} \text{ x } 0.09 = 3.1$ lb/plg²

(4) $\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$ [Ec. (7.47)]

$= 2.8 + 3.1 = 5.9$ lb/plg²

Sumario

311	h exterior	300
U_C	152	
U_D	105.5	
R_d Calculado 0.0029		
R_d Requerido		
5.9	ΔP Calculado	Desp.
10.0	ΔP Permitida	Desp.

c. Calderetas con haz en la columna. Puede suceder mientras se examina la caldereta de marmita (Fig. 15.6), que si el haz debe sumergirse en el líquido, aquél pueda instalarse directamente en el fondo de la columna como en la Fig. 15.12. Para esto no hay objeciones desde el punto de vista de transferencia de calor. Como se vio en el Ej. 15.3, sólo se requiere 214 pies* de superficie para transferir 2 670 000 Btu/h y esto en un haz circular de 15¼ plg y 16′0″ de largo. La columna requerida para 28 100 lb/h de vapor a 200 lb/plg²g, tiene un diámetro menor de 3 pies. Si el haz debe insertarse en el fondo de esta columna, se necesitarán muchos tubos pequeños y la altura del fondo de la columna debe aumentarse para mantener el mismo espacio de almacenamiento. Otra desventaja obvia es la brida que debe soldarse a un lado de la columna para acomodar el haz de tubos. También se requieren soportes internos para evitar que el haz se comporte como un cantilever con la brida de la columna. Estas dificultades generalmente se pueden superar cuando el diámetro de la columna es mayor de seis pies, pero la experiencia favorece el uso de calderetas externas sobre los ahorros que representa la eliminación de la coraza.

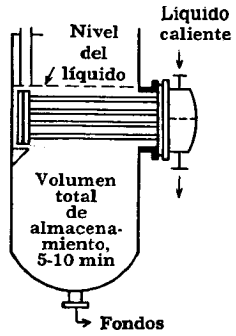


FIG. 15.12. Caldereta con haz en la columna.

Los cálculos para una caldereta con haz en la columna son idénticos a los de las calderetas de marmita, usando coeficientes de la Fig. 15.11.

d. **Caldereta horizontal de termosifón.** Posiblemente este tipo es el más común de las calderetas. La Fig. 15.13 muestra una caldereta horizontal de termosifón. Consta de boquillas de entrada y salida localizadas en el centro, una placa vertical circular como soporte localizada entre las boquillas, y un deflector longitudinal horizontal.

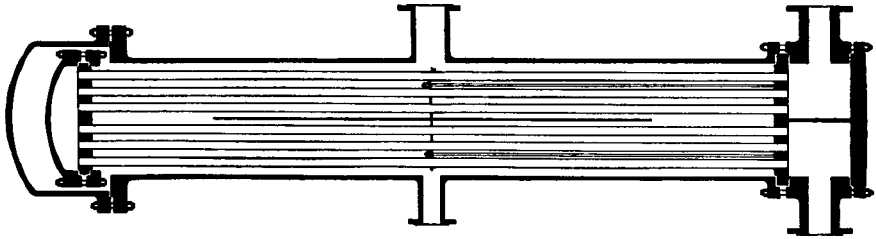


FIG. 15.13. Caldereta horizontal de termosifón. (*Patterson Foundry and Machine Co.*)

Los termosifones horizontales operan según el principio de flujo dividido que fue bosquejado al tratar de los condensadores en la Fig. 12.17, en los que la mitad del fluido que entra se divide a cada lado del deflector longitudinal y vuelve a juntarse encima de él. La liberación de vapor y líquido tiene lugar en la columna, y la caldereta puede conectarse por el arreglo de la Fig. 15.4*a* o ***b.*** En la Fig. 15.4*a*, como ya se dijo, todo el líquido del plato inferior se conduce directamente a la caldereta. La cantidad de alimento a la caldereta es la cantidad de fondos por unidad de tiempo, los que pasan por la caldereta sólo una vez. En la Fig. 15.4*b*, la caldereta se conecta a la parte inferior de la columna, cuyos fondos circulan libremente a un **flujo** tal que la caída de presión por fricción en la caldereta y otros conductos del circuito balanceen la diferencia de la carga hidrostática entre el líquido y los niveles líquido-vapor. Sin embargo, la carga hidrostática disponible en este último arreglo, es menor que en la disposición para un solo paso aun cuando para la recirculación se requiere mayor carga. La carga se provee subiendo el nivel de líquido de fondos en la columna o elevando la columna en sí. Ocasionalmente la caldereta puede localizarse en una zanja, pero esta práctica no es favorecida en las nuevas plantas industriales.

Coeficientes de película en calderetas horizontales. Los coeficientes usados para los termosifones son sustancialmente los mismos qu.e los empleados para las calderetas de marmita y están dados en la

Fig. 15.11. Cuando hay un rango de ebullición, es imperativo que el coeficiente total limpio esté balanceado para las cargas térmicas sensibles y latentes individualmente, aun cuando el procedimiento difiere del balanceo de zonas sucesivas, ya que tanto el calentamiento sensible como la ebullición tienen lugar al mismo rango de temperatura, Este problema no se encontró en las calderetas de circulación forzada y vaporizadores debido a que las tasas de ebullición y transferencia de calor sensible son ordinariamente casi idénticas. Sin embargo, en una coraza sin convección forzada, la razón de transferencia de calor sensible por convección libre usualmente es menor que un sexto de la tasa de ebullición en circulación natural. Sin embargo, en circulación natural donde tanto la transferencia de calor sensible como la ebullición tienen lugar en la misma superficie, el coeficiente de convección libre indudablemente se modifica por los movimientos de las burbujas que por mucho exceden la agitación derivada de las corrientes de convección libre. Para tomar en cuenta esta modificación, la porción sensible de la carga térmica se supone que se transfiere por convección libre ordinaria y que la porción de ebullición se transfiere como una vaporización de circulación natural.

Aunque el flujo no es a contracorriente, usualmente no se desvía grandemente de él, debido a que uno o ambos fluidos son isotérmicos. Si el medio calefactor es vapor de agua, las diferencias de temperatura a contracorriente se aplican directamente. Si el medio calefactor es un líquido en lugar de un vapor, las diferencias de temperatura a contracorriente se aplican solamente si el rango del material que se va a vaporizar es pequeño y la aproximación entre el medio calefactor y las temperaturas de entrada del medio vaporizante es apreciable. Si para un intercambiador 1-2 F_T excede a 0.90, puede anticiparse un error insignificante, debido al uso de la diferencia de temperatura en un flujo paralelo a contracorriente en un intercambiador 1-2.

Puesto que las diferencias de temperatura para calentamiento sensible y vaporización son las mismas, no hay diferencia balanceada de temperatura. Pero el calor sensible q_s es transferido con un coeficiente de convección libre h_s, y el calor latente q_v se transfiere con el coeficiente h_v considerablemente mayor. Para obtener un solo factor de obstrucción, que permita establecer un índice de funcionamiento o de mantenimiento de la caldereta, el coeficiente balanceado puede obtenerse como sigue: De $q = hA\Delta t$,

$$A_s(\Delta t)_s = \frac{q_s}{h_s}$$

$$A_v(\Delta t)_v = \frac{q_v}{h_v}$$

Luego, el coeficiente balanceado es

$$h = \frac{Q}{q_s/h_s + q_v/h_v}$$

Puesto que ni h_v o h_s son influidos por la velocidad a través de la caldereta, no será de consecuencia en los cálculos el que la caldereta se conecte para un solo paso o para una operación de circulación.

Caída de presión. En los arreglos de circulación hay la necesidad obvia de mantener la caída de presión a través del termosifón, tan pequeña como sea Posible. Cuando se estudiaron los condensadores se observó que a mayor caída de presión a través del condensador, éstos deben colocarse a mayor altura sobre la columna para permitir el retorno por gravedad del condensado. El efecto de la caída de presión en la elevación del líquido del fondo de la columna sobre la caldereta, es aún más crítico. A mayor caída de presión a través de la caldereta, la columna y sus auxiliares deben elevarse a mayor altura sobre el nivel del piso para producir suficiente carga hidrostática para vencer la caída de presión. Generalmente se permite una caída de presión de 0.25 lb/plg² para la caldereta y pérdidas correlativas. Si la columna es de pequeño diámetro o altura, puede permitirse una caída de presión de 0.50 lb/plg², pero las concesiones de esta naturaleza al diseño de una caldereta son bastante raras. Para una caldereta que vaporiza una pequeña fracción del líquido que le entra, la elevación requerida es mayor, ya que la línea de regreso a la columna contiene más líquido que vapor y la diferencia de densidades de las corrientes que entran y salen de la caldereta es pequeña.

Mientras que ocasionalmente se pueden usar deflectores segmentados para aumentar la turbulencia en la coraza, los tubos usualmente se protegen de pandearse mediante placas de soporte verticales entre las boquillas de entrada y salida y placas de soporte adicionales de un cuarto de círculo. El líquido que entra a un termosifón horizontal recorre ***la mitad de la longitud de los tubos*** por la parte inferior del deflector longitudinal y la otra mitad de los tubos por la parte superior, de manera que todo el líquido recorre la longitud total de los tubos pero en cada caso con la masa velocidad basada en la mitad de flujo total. La longitud de la trayectoria para cada corriente paralela es igual a la longitud del tubo, *y* es suficientemente preciso tratar la caída de presión en la misma forma que para una coraza sin deflectores y con flujo axial como en el Ej. 7.8. El diámetro de la caldereta horizontal de termosifón es mayor que el que corresponde a la misma cantidad de tubos de un intercambiador convencional 1-2, debido al espacio libre que debe proveerse en la parte superior para permitir a la mezcla ligera de va-

pores y líquidos un fácil acceso a la boquilla de salida. Si en un diseño para transferencia de calor la superficie se distribuye en 25 plg DI, los tubos serían recolocados en una coraza de 27 plg DI con el mismo paso en los tubos para dejar un espacio vapor en la parte superior de la coraza y menor espacio o canal en la parte inferior.

El diámetro equivalente se calcula directamente mediante la Ec. (7.3) del perímetro húmedo de los tubos, mitad de la coraza, y el ancho del deflector longitudinal. El área de flujo es la diferencia entre el semicírculo y el número de tubos en el paso superior o inferior de la coraza. Si no se tiene la disposición real de los tubos, puede suponerse que es igual. El número de Reynolds se calcula de la viscosidad del líquido a la entrada y del diámetro equivalente. La caída de presión se basa en la gravedad específica promedio entre la entrada y la salida, usando un factor de fricción obtenido de la Fig. 26 para el *lado* del ***tubo.***

Cuando sólo hay una boquilla de entrada a la coraza, es costumbre no usar longitudes de tubo mayores que cinco veces el diámetro de la coraza, Las calderetas largas y angostas no sifonean bien. Cuando se hace necesario una caldereta del tipo anterior, usualmente se equipa con dos boquillas como se muestra en la Fig. 15.14 con masa velocidad basada en un cuarto de flujo total en la

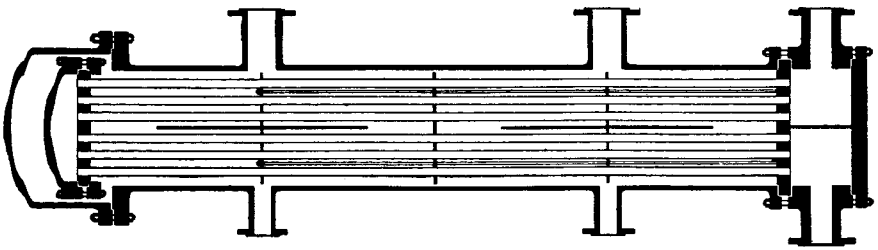


FIG. 15.14. Termosifón horizontal con boquillas dobles. (*Patterson Foundry and Machine Co.)*

mitad del área de flujo. La siguiente tabla servirá como guía para proporcionar debidamente los termosifones horizontales :

Coraza DZ, *plg.*	*Longitud de los tubos*
12–17¼	8'0"
19¼–29	12'0"
31 en **adelante**	**16'0"**

Cuando se usa un arreglo para recirculación con termosifón horizontal, la recirculación puede calcularse aproximadamente como la razón a la que la caída de presión a través de la caldereta iguala la

diferencia hidrostática z_1 y z_3 en la Fig. 15.4*b*, aun cuando la razón no afecta el coeficiente de película. En las calderetas es preferible especificar la *tusa* de *recirculación* en lugar de la razón de circulación, que se define como las libras de ***líquido*** por hora que salen de la caldereta comparadas con las libras por hora de vapor solo. Esto no debe confundirse con la definición convencional de razones de recirculación que se define como la capacidad total por hora a los requerimientos reales por hora.

En una caldereta de recirculación el rango de temperatura no es idéntico con el del arreglo de bombeo directo. Si el líquido se recircula, en cada circulación sólo se forma una pequeña cantidad de vapor y la vaporización tiene lugar en un rango de temperatura reducido, aun cuando las temperaturas de salida en ambos arreglos son idénticas. En los arreglos de recirculación, la diferencia de temperatura es algo menor. Usualmente la reducción en diferencia de temperatura no es significante, a menos que el rango del medio calefactor sea muy cercano al de la vaporización. Una recirculación de cuatro veces el gasto por hora de vapor es considerada favorable desde el punto de vista de la limpieza. El método para calcular la recirculación se discutirá en conexión con la caldereta vertical de termosifón, donde, por lo general, se obtiene un alto orden.

EJEMPLO 15.4. Cálculo de caldereta horizontal de termosifón de un paso. 38 500 lb/h de nafta de 60°API en un arreglo de un solo paso debe entrar a una caldereta horizontal de termosifón y producir 29 000 lb/h de vapor en el rango de temperatura de 315 a 355°F y a una presión de operación de 5 lb/plg²g. El calor será suministrado por gasoil a 28°API con un rango de 525 a 400°F.

Se dispone para este servicio de una caldereta de 21% plg DI, que contiene 116 tubos de 1 plg DE, 14 BWG, y 12'0" de largo, en arreglo en cuadro de 1¼ plg. El haz de tubos tiene una placa de soporte sobre la boquilla de entrada y está arreglado en ocho pasos.

¿Cuál es el factor de obstrucción y la caída de presión?

Solución :

Caldereta:

Coraza	*Tubos*
DI = 21% plg	Número y longitud = 116, 12'0"
Placas de soporte = ¼ de círculo	DE, BWG, Paso = 1 plg, 14 BWG 1¼ plg en cuadro
Pasos = dividido	Pasos = 8

(1) Balance de calor:

Entalpía del líquido a 315°F y 19.7 lb/plg²a = 238 Btu/lb (Fig. 11)
Entalpía del líquido a 335°F y 19.7 lb/plg²a = 252 Btu/lb
Entalpía del vapor a 335°F y 19.7 lb/plg²a = 378 Btu/lb

Nafta q_v = 29 000(378 — 252) = 3 650 000
q_s = 38 500(252 — 238) = 540 000
Q = = 4 190 000 Btu/h
Gasoil, Q = 51 000 X 0.66(525 — 400) = 4 190 000

(2) At:

Fluido caliente		Fluido frío	
525	Alta temp.	335	190
400	Baja temp.	315	85
125	Diferencias	20	105

MLDT = 131°F

R = 205 = 6.25 S = 525 — 20 — 315 = 0.095

F_T = 0.97

Δt = F_T X MLDT = 0.97 X 131 = 127°F

(3) Tc:

$\frac{\Delta t_c}{\Delta t_h} = \frac{85}{190} = 0.447$ (Fig. 17)

K_c = 0.42
F_c = 0.41
T_c = 400 + 0.41(525 — 400) = 451°F (5.28)
t_c = 315 + 0.41(335 — 315) = 323°F (5.29)

Fluido caliente: tubos, *gasoil*

(4) a'_t = 0.546 plg² [Tabla 10]
$a_t = N_t a'_t/144n$
= 116 X 0.546/144 X 8 = 0.055 pies²

(5) $G_t = W/a_t$
= 51 000/0.055
= 928 000 lb/(h)(pies²)

(6) A T_c = 451°F,
μ = 0.45 X 2.42 = 1.09 lb/(pies)(h) [Fig. 14]
D = 0.834112 = 0.0695 pies [Tabla 10]
$Re_t = DG_t/\mu$
= 0.0695 X 928 000/1.09 = 59 200
(7) j_H = 168 [Fig. 24]
(8) A T_c = 451°F (28°API) [Fig. 16]
$k(c\mu/k)^{1/3}$ = 0.142 Btu/(h)(pies²)(°F/pies)
(9) $h_i = (j_H k/D)(c\mu/k)^{1/3}\phi_t$ [Ec. (6.15*a*)]
$\frac{h_i}{\phi_t} = 168 \times \frac{0.142}{0.0695} = 343$
ϕ_t = 1.0
(10) h_{io} = hi X ID/OD [Ec. (6.6)]
= 343 X 0.834/1.0
= 286 Btu/(h)(pies²)(°F)

Fluido frío*: *coraza, nafta

Suponga h_o balanceado = 200
h_{io} de (10) = 286

$t_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o}(Tc - t_c)$ [Ec. (5.31)]
= 323 + $\frac{286}{286 + 200}$ (451 — 323)
= 382°F

$(\Delta t)_w$ = 382 — 323 = 59°F

De Fig. 15.11, h_v = > 300, use 300
h_s = 60
q_v/h_v = 3 650 000/300 = 12 150
q_s/h_s = 540 000/60 = 9 000
21 150

(10') h_o = 4 190 000/21 150
= 198 Btu/(h)(pie²)(°F)
Comprueba con h_o = 200 supuesto

(13) Coeficiente total limpio U_C

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{36}{286} \times \frac{198}{+ 198} = 116 \text{ Btu/(h)(pies}^2\text{)(°F)} \quad (6.38)$$

(14) Coeficiente total de disexío U_D:

Superficie por pie lineal = 0.2618 (Tabla 10)

Superficie total = 116 × 12'0" × 0.2618 = 364 pies²

$$U_D = \frac{Q}{A\,\Delta t} = \frac{4\,190\,000}{364 \times 127} = 90.7$$

Comprobar flujo máximo *de calor* (basado en la transferencia total a través de la superficie):

$$\frac{Q}{A} = \frac{4\,190\,000}{364} = 11\,500 \text{ vs. } 12\,000 \text{ permisible}$$

(15) Factor de obstrucción R_d:

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{116 - 90.7}{116 \times 90.7} = 0{,}0024 \quad (6.13)$$

Caída de Presión

(1) Re_t = 59 200 f = 0.090168 pie²/plg² [Fig. 26]

8 = 0.73 [Fig. 6]

(2) $$\Delta P_t = \frac{fG_t^2Ln}{5.22 \times 10^{10} Ds\phi_t}$$

$$= \frac{0.000168 \times 928\,000^2 \times 12 \times 8}{522 \times 10^{10} \times 0.0695 \times 0.73 \times 1} = 5.3 \text{ lb/plg}^2$$

(3) G_t = 928 000 $V^2/2g'$ = 0.11 [Fig. 271

$$\Delta P_T = 4\,\frac{n}{s}\,\frac{V^2}{2g'} = \frac{4 \times 8}{0.73} \times 0.11 = 4.8 \text{ lb/plg}$$

(4) $\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$ [Ec. (7.46)] [Ec. (7.47)]

$= 5.3 + 4.8 = 10.1$ lb/plg²

(1') D'_e = 4 × área de flujo/perímetro húmedo

Suponga la mitad de los tubos arriba y la mitad abajo del deflector longitudinal.

Area de flujo = a ½ de la sección transversal de la coraza -- ½ de la sección transversal de los tubos.

$$= \frac{\pi}{8}(21.25^2 - 1.0 \times 116) = 132 \text{ plg}^2$$

$a_s = 132/144 = 0.917$ pie²

Perímetro húmedo $= \frac{\pi \times 21.25}{2} + \frac{\pi}{2} \times 1 \times 116 + 21.25 = 236.7$ plg.

$d'_s = 4 \times 132/236.7 = 2.23$ plg. [Ec. (7.3)]

$D'_s = 2.23/12 = 0.186$ plg

$G_s = (w/2)/a_s$

$= \frac{1}{2}38\,500 \times 0.917$

$= 21000$ lb/(h)(pie²)

Para 60°API a 315°F use datos de la Fig. 14 para gasolina de 56°API como una aproximación.

$\mu = 0.18 \times 2.42 = 0.435$ lb/(pie)(h)

$Re. = D'_eG_s/\mu$

$= 0.186 \times 21\,000/0.435 = 8950$

f = 0.00028 pie²/plg² [Fig. 26]

De Fig. 13.14, peso mol = 142

Densidad, $\rho = \frac{142}{359 \times \frac{795}{492} \times 14.7/19.7} = 0.337$ lb/pie³

$s_{\text{líquido salida}}$ a 335°F = 0.61

$\rho_{\text{líquido salida}}$ = 0.61 X 62.5 = 38.1 lb/pie³

$$s_{\text{mezcla salida}} = \frac{38.500/62.5}{29\ 000/0.337 + 9500/38.1} = 0.071$$

s_{entrada} a 315°F = 0.625

$s_{\text{prom}} = \frac{1}{2}(0.625 + 0.071) = 0.35$

$$\Delta P_s = \frac{fG_s^2(L_{\text{total}})}{5.22 \times 10^{10} D_e' s \phi_s} \quad \text{[Ec. (7.45)]}$$

$$= \frac{0.00028 \times 21.000'' \times 12}{5.22 \times 10^{10} \times 0.186 \times 0.35 \times 1.0}$$

$$= 0.0004 \text{ lb/plg}^2$$

Sumario

286	h exterior	30% 60
U_C	116	
U_D	90.7	
R_d calculado 0.0024		
R_d requerido		
10.1	AP calculada	Desp.
10.0	AP permitida	0.25

El factor de obstrucción está algo bajo para servicio continuo. La' alta caída de presión en la línea del gasoil es insignificante.

Cuando una caldereta está sobrediseñada, puede ser operada por *respiración*. A medida que el líquido entra a la caldereta, puede ser completamente vaporizado con mucha rapidez debido a ese sobrediseño. Cuando lo reemplaza nuevo líquido enfría la superficie. El nuevo líquido permanece en la caldereta momentáneamente y también es calentado y completamente vaporizado, de manera que de la caldereta salen intermitentemente estallidos de vapor en lugar de un flujo continuo y uniforme de vapor y líquido. Esto puede controlarse reduciendo la presión en el vapor de agua si éste es el medio calefactor o colocando un orificio en la brida de salida de la coraza para aumentar la caída de presión en el vapor.

Termosifones *horizontales con deflectores*. Los termosifones horizontales ocasionalmente se diseñan con deflectores verticales tales como los discutidos en conexión con el intercambiador 2-4.

Los deflectores no afectan la película de ebullición, pero sí el coeficiente de calor sensible aumentándolo más allá del valor de la convección libre. Si los deflectores son los usuales del 25% de corte vertical, los deflectores segmentados arreglados para flujo en serie, entonces el coeficiente para la película sensible puede computarse de los datos de la coraza dados en la Fig. 28 y que ya se discutieron en los intercambiadores 2-4. Si los deflectores están cortados al 50% correspondiente a las placas de soporte de ¼ de círculo, el coeficiente se trata en base del flujo axial como anteriormente, usando el diámetro equivalente calculado del Ej. 7.8 y los datos del lado del tubo de la Fig. 24.

2. VAPORIZACION EN LOS TUBOS

Los miembros de esta clase son unidades verticales que operan con cargas hidrostáticas relativamente grandes y bajas caídas de presión. Por esta razón la vaporización ocurre en tubos de intercambiadores de un paso que permiten una mayor recirculación que la que es común a las unidades horizontales con vaporización en la coraza. Las tres clases principales de equipo que emplea este arreglo son, el evaporador vertical de tubos largos, la caldereta vertical de termosifón y el generador de vapor por calentamiento indirecto. El generador de vapor se muestra en la Fig. 15.15, y es similar al evaporador vertical de tubos largos de la Fig. 14.27. La caldereta vertical de termosifón se muestra en la Fig. 15.16, y la trataremos en detalle para demostrar los cálculos comunes a las unidades de circulación natural.

Tasas de recirculación. La tasa de recirculación se alcanza cuando la suma de las resistencias en el circuito de evaporación es igual a la fuerza motora hidrostática en el liquido vaporizante. Refiriéndonos al termosifón vertical de la Fig. 15.16, hay cinco resistencias principales :

1. Caída de presión por fricción a través de la tubería de entrada.

2. Caída de presión por fricción en la caldereta (z_2).

3. Pérdidas por expansión o aceleración debidas a la vaporización en la caldereta.

4. Presión estática de una columna de líquido y vapor mezclados (z_3) en la caldereta.

5. Caída de presión por fricción en la tubería de salida.

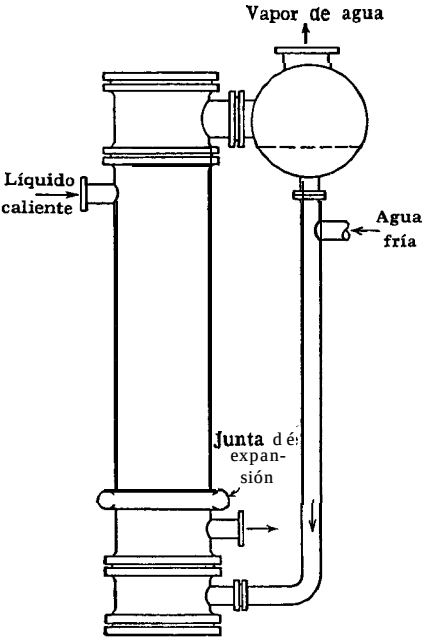


FIG. 15.15. Generador de vapor de circulación natural. Este es similar al de la Fig. 14.27 pero para líquidos que hacen espuma y dejan incrustaiones

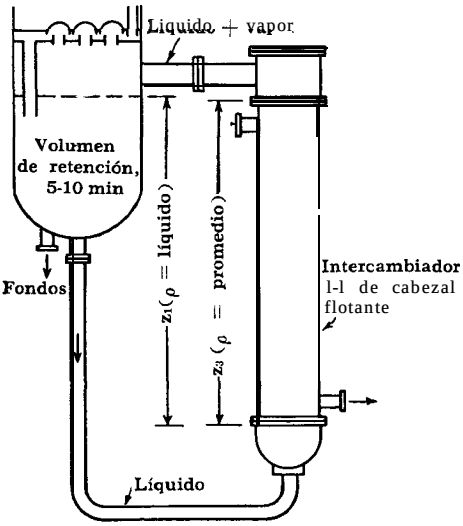


FIG. 15.16. Caldereta vertical de termosifón conectada a una torre

Pérdida por expansión debida a vaporización. Esta se toma como dos cabezas de velocidad basadas en el promedio de las gravedades específicas de entrada y salida.

$$\Delta P_1 = \frac{G^2}{144 g \rho_{av}} \qquad \text{lb/plg}^2 \tag{15.14}$$

Particularmente donde la tasa de recirculación y la presión de operación son grandes, la diferencia en densidades entre la entrada y salida no es muy grande y la pérdida por expansión es despreciable.

Peso de una columna de líquido y vapor mezclados. Este término es bastante difícil de evaluar si se requiere mucha precisión, puesto que la expansión del vapor es una función de la tasa de recirculación, volumen específico promedio del vapor, coeficiente de expansión de líquido, etc. Para casi todos los casos prácticos puede suponerse que la variación de la gravedad específica es lineal entre la entrada y la salida. Si v es el volumen específico a cualquier altura x en el tubo vertical de la Fig. 15.17 cuya longi-

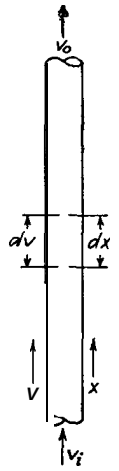


FIG. 15.17
Cambio de volumen en un tubo

tud total es L y cuyos volúmenes específicos de entrada y salida son v_i y v_o,

$$v = v_i + \frac{(v_o - v_i)x}{L} \tag{15.15}$$

Si el peso de la columna de mezcla es m, el cambio en peso con la altura es dm, y si a es la sección transversal del área de flujo,

$$dm = \frac{a}{v}\,dx \tag{15.16}$$

Si la presión estática de la columna de líquido y vapor se designa por $z_3\rho_{prom}$ y el área transversal a es la unidad,

$$z_3\rho_{prom} = \int^{L} \frac{dx}{v} = \int \frac{dx}{v_i + (v_o - v_i)x/L} \quad \text{lb/plg}^2 \tag{15.17}$$

Integrando y dividiendo por 144 para obtener la carga por pulgada cuadrada

$$\frac{z_3\,\rho_{prom}}{144} = \frac{2.3L}{144(v_o - Vi)} \log \frac{v_o}{v_4} \quad \text{lb/plg}^2 \tag{15.18}$$

Se pueden establecer soluciones racionales para la tasa de recirculación tomando todas las cargas del circuito como funciones de la masa velocidad G, y luego de la solución de G la tasa de recirculación puede obtenerse directamente. Debido a que la gravedad específica de las mezclas que salen de la caldereta también varían con la tasa de recirculación, la expresión se vuelve muy compleja y es más simple resolverla por prueba y error. Si la altura de una

caldereta se conoce, se puede computar la tasa de recirculación. Si La recirculación está dada, la carga $z_1\rho_1$ puede calcularse.

a. **Caldereta vertical de termosifón.** El termosifón vertical es usuahnente un intercambiador 1-1 convencional. El espejo superior de tubos se coloca próximo al nivel del líquido de los fondos en una columna de destilación. Puesto que la caldereta se debe colocar cerca de la columna, las pérdidas por fricción en la tubería de entrada y de salida generalmente son despreciables. La tasa de recirculación se determina de la diferencia entre la carga hidrostática en la columna de destilación correspondiente a la longitud del tubo de la caldereta y la altura de la mezcla vapor-líquido. Generalmente se emplean tasas de recirculación que exceden a 4 : 1.

EJEMPLO 15.5. Cálculo de una caldereta vertical de termosifón. Una caldereta vertical de termosifón debe producir 40 800 lb/h de vapor que es casi butano puro. En un arreglo idéntico con la Fig. 15.16, la columna opera a una presión de 275 lb/plg²g correspondiente muy cercanamente al punto de ebullición isotérmica de 228°F. El calor será suministrado por vapor de agua a 125 lb/plg²g.

Deberá emplearse una tasa de recirculación de 4: 1 o más.

¿Cuál es el intercambiador óptimo para estos requerimientos? Se usarán tubos de ¾ plg DE, 16 BWG, en arreglo triangular con paso de 1 plg.

Solución :

(1) Balance de calor:

Entalpía del líquido a 228°F y 290 lb/plg²a = 241 Btu/lb (Fig. 9)

Entalpía del vapor a 228°F y 290 lb/plg²a = 338 Btu/lb

Butano, Q = 40 800(338 — 241) = 3 960 000 Btu/h

Vapor de agua, Q = 4 570 × 868 = 3 960 000 Btu/h (Tabla 7)

(2) At: Ebullición isotérmica

$$\text{At} = \text{MLDT} = 125\ ^\circ\text{F} \qquad (5.14)$$

(3) T_c y t_c: Ambas corrientes son isotérmicas.

Prueba 1 (véase el Cap. ll para método a seguir):

(a) Cuando se quiere establecer la superficie de la caldereta, la primera prueba debe tomarse siempre para el máximo flujo de calor permisible

$$A = \frac{Q}{Q/A} = \frac{3\ 960\ 000}{12\ 000} = 330 \text{ pies}^2$$

Suponga tubos de 16'0" de largo. Esto reducirá el diámetro de la coraza suministrando la caldereta más barata. Sin embargo, también requerirá mayor elevación de la columna.

Número de tubos = 330/16'0" × 0.1963 = 105 (Tabla 10)

(b) Puesto que será un intercambiador l-l, sólo hay un paso en los tubos

Del número de tubos: 105 tubos, 1 paso, ¾ plg DE, arreglo triangular de 1 plg

Cantidad más cercana: 109 tubos en coraza de 13¼ plg DI.

(c) Coeficiente corregido U_D:

A = 109 x 16'0" x 0.1963 = 342 pies²

$$U_D = \frac{3\ 960\ 000}{342 \times 125} = 92.5$$

Tasa de recirculación : Suponga 4: 1

Presión estática de la columna de la caldereta,

$$\frac{z_3 \rho_{av}}{144} = \frac{2.3L}{144(v_o - v_i)} \log \frac{v_o}{v_i} \text{ lb/plg}^2 \qquad (15.18)$$

Densidad de vapor, $\rho_v = \frac{359 \times 688 \times 14.7}{492 \times 290} = 2.27$ **lb/pies³**

$$v^{\text{vapor}} = 2.27 = 0.44 \text{ pies}^3\text{/lb}$$

$$v_{\text{líquido}} = v_i = \frac{1}{62.5 \times 0.43} = 0.0372 \text{ pies}^3\text{/lb} \qquad \text{(Fig. 6)}$$

Peso del líquido recirculado = $4 \times 40\ 800 = 163\ 200$ **lb/h**
Volumen total de salida de la caldereta:

Líquido, 163 200 X 0.0372 = 6 100 **pies³**
Vapor, 40 800 X 0.44 = 17 950 **pies³**
Total = 24 050 **pies³**

$$v_o = \frac{24\ 050}{(163\ 200 + 40\ 800)} = 0.1175 \text{ pies}^3\text{/lb}$$

Presión de la columna, $\frac{z_3}{144} \rho_{prom} = \frac{2.3 \times 16}{144(0.1175 - 0.0372)} \times \log \frac{0.1175}{0.0372} = 1.66$ **lb/plg²**

Resistencia de fricción:

Area de flujo:

$$a_t = N_t \frac{a'_t}{144} = 109 \frac{0.302}{144} = 0.229 \text{ pies}^2 \qquad \text{(Tabla 10)}$$

$$G = \frac{w}{a_t} = \frac{163\ 200 + 40\ 800}{0.229} = 891{,}000 \text{ lb/(h) (pies}^2\text{)}$$

(Fig.14)

At 228°F, $\mu = 0.10 \times 2.42 = 0.242$ **lb/(pies)(h)**

$$D = \frac{0.62}{12} = 0.0517 \text{ pies}$$

$$Re_t = \frac{DG}{\mu} = \frac{0.0517 \times 891{,}000}{0.242} = 190{,}000$$

$$f = 0.000127 \text{ pies}^2\text{/plg}^2 \qquad \text{(Fig. 26)}$$

$$s_{prom} = \frac{(0.43 + 1/0.1175 \times 62.5)}{2} = 0.285$$

$$\Delta P_t = \frac{fG^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t} = \frac{0.000127 \times 891{,}000^2 \times 16}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0517 \times 0.255 \times 1.0} = 2.09 \text{ lb/plg}^2 \qquad (7.45)$$

Resistencia total = 1.60 + 2.09 = 3.69 **lb/plg²**

Gradiente motor, $\frac{z_1 \rho_l}{144} = 16 \times 0.43 \times 62.5/144 = 2.98$ **lb/plg²** no checa

Las resistencias son mayores de lo que la carga hidrostática puede vencer; entonces la tasa de recirculación deberá ser menor de 4: 1. De las resistencias, la caída de presión por fricción puede reducirse por el cuadrado de la masa velocidad si los tubos son menores. La otra alternativa es aumentar el nivel del líquido en la columna sobre la parte superior del espejo de los tubos.

Prueba 2: Suponga tubos de 12'0" y tasa de recirculación 4: 1:

(*a*) Número de tubos $\simeq 330$ pies² = 330/12'0" × 0.1963 = 140

(b) Del número de tubos: 140 tubos, un paso, ¾ plg DE, arreglo triangular de 1 plg

Cantidad más cercana: 151 tubos en una coraza de 15¼ plg DI.

(*c*) Coeficiente corregido U_D:

A = 151 X 12'0" X 0.1963 = 356 pies²

U_D = 3 960 000/356 X 125 = 89.0

Tasa de recirculación: Suponga 4: 1

v_i = 0.0372 como antes

v_o = 0.1175

Presión estática de la columna de la caldereta

$$\frac{z_3\rho_{prom}}{144} = \frac{2.3 \times 12}{144(0.1175 - 0.0372)} \log \frac{0.1175}{0.0372} = 1.20 \text{ lb/plg}^2$$

Resistencia por fricción :

$$a_t = 151 \times \frac{0.302}{144} = 0.316 \text{ pies}^2$$

$$G_t = \frac{204\,000}{0.316} = 645\,000 \text{ lb/(h) (pies}^2\text{)}$$

$$Re_t = 0.0517 \times \frac{645\,000}{0.242} = 138000$$

$$f = 0.000135 \text{ pies}^2/\text{plg}^2$$

$$\Delta P_t = \frac{0.000135 \times 645\,000^2 \times 12}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0517 \times 0.285 \times 1.0} = 0.88 \text{ lb/plg}^2$$

Resistencia total = 1.20 + 0.88 = 2.08 lb/plg²

Gradiente motor, $\frac{z_1\rho_l}{144} = 12 \times 0.43 \times \frac{62.5}{144} = 2.24$ lb/plg²

Puesto que el gradiente motor es un poco mayor que la resistencia, se asegura una tasa de recirculación mejor que 4: 1. Con una masa velocidad de 645 000 lb/(h) (pies?) equivalente a una velocidad de entrada ($V = G_t/3\,600\rho$) de 645 000/3 600 × 62.5 × 0.43 = 6.7 pie/seg, el coeficiente de ebullición para el butano puede calcularse como para circulación forzada.

Fluido caliente: coraza, vapor

(9') Vapor condensante

$h_o \simeq 1\,500$ Btu/(h)(pies²)(°F)

Fluido frío: ***tubos butano***

(4), (5), (6) Re_t = 138,090

(7) j_H = 330 [Fig. 24]

(8) $k(c\mu/k)^{1/3}$ = 0.115 Btu/(h)(pie²)(°F

(9) $h_i = (j_H k/D)(c\mu/k)^{1/3}$

= 330 x 0.115/0.0517 = 735

Excede al máximo Use 300.

(10) $h_{io} = h_o \times$ DI/DE = 300

X 0.62/0.75 = 248 Btu/(h) (pie) (°F)

(13) Coeficiente total limpio U_C:

$$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{1500 \times 248}{1500 + 248} = 213 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)(°F)} \quad (6.38)$$

(14) Factor de obstrucción R_d:
U_D ha sido obtenida arriba

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{213 - 89}{213 \times 89} = 0.0065 \text{ (h)(pie}^2\text{)(°F)/Btu} \quad (6.13)$$

Caída de ***presión:*** La caída de presión a través de la caldereta se ha calculado como de 0.88 lb/plg^2. La carga de elevación z_1 será de 12 pies. La caída de presión en la coraza usando placas de soporte de medio círculo es despreciable.

Sumarlo

1500	h exterior	248
U_C	213	
U_D	89	
R_d calculado 0.0065		
R_d requerido 0.0040.006		
Despr.	ΔP calculada	0.88
Despr.	ΔP permitida	0.88

El gran factor de obstrucción debe retenerse debido a los requerimientos del flujo de calor. Este es un ejemplo claro en el cual la alta temperatura del vapor de agua no tiene ventajas. Si esta temperatura fuera menor, podría usarse un valor de U_D mayor y la superficie sería la misma.

La caldereta final será:

Coraza	*Tubos*
DI = 15¼ plg	Número y longitud = 151, 12′0″
Espaciado de los deflectores = ½ círculo	DE, BWG, paso = ¾ plg, 16BWG 1 plg en triángulo
Pasos = 1	Pasos = 1

b, **Evaporador vertical de tubos largos. Los cálculos** del Ej. 15.5 pueden aplicarse directamente a un evaporador vertical de tubos largos y al generador de vapor. Los métodos para calcular la tasa de recirculación pueden aplicarse también directamente al termosifón horizontal, aun cuando se ve en la práctica que la tasa de recirculación usualmente es muy baja.

CALCULOS PARA PROCESOS DE DESTILACION

Balance de calor de la caldereta. Las demandas de calor para una caldereta pueden determinarse de los balances de calor en cualquier columna de destilación continua. Una columna típica se muestra en la Fig. 15.18 junto con un condensador y caldereta. La función del reflujo se discutió en el Cap. 12. Si R es la razón del reflujo, es decir, el número de moles de condensado que se devuelven a la columna *por mol* de producto retirado, el balance de calor en el condensador es

$$(R + 1)W_D H_{D(v)} - (R + 1)W_D H_{D(l)} = Q_C \qquad (15.19)$$

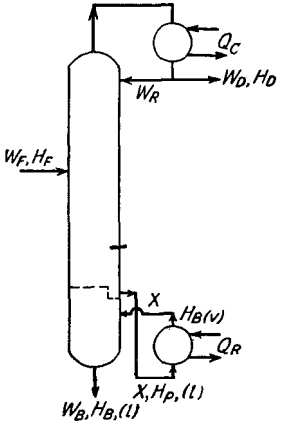


FIG. 15.18. Columna de destilación con condensador y caldereta

donde W_D = destilado (producto superior) lb/h
H_D = entalpía del destilado (producto superior) Btu/lb
Q_C = calor eliminado en el condensador, Btu/h

Los subíndices (1) y (v) se refieren al líquido y al vapor, respectivamente.

El balance de calor en toda la columna donde el alimento puede ser líquido o vapor es

$$\underset{\text{Entrada}}{W_F H_{F(l\,o\,v)} + Q_R} = \underset{\text{Salida}}{Q_C + W_B H_{B(l)} + W_D H_{D(l)}} \qquad (15.20)$$

donde Q_R es la carga de la caldereta en Btu por hora y los subíndices F y B se refieren al alimento y los fondos, respectivamente.

Reacomodando,

$$Q_R = (R + 1)W_D H_{D(v)} - RW_D H_{D(l)} + W_B H_{B(l)} - W_F H_F \qquad (15.21)$$

Suponiendo que se disponga de datos de entalpía, la carga de calor para la caldereta puede determinarse si se conocen el destilado, las

cantidades de alimento y de fondos, y las temperaturas, así como la razón de reflujo.

EJEMPLO 15.6. Cálculo de la carga de la caldereta. Deben destilarse 20 000 lb/h de una mezcla de 50-50 de benceno y tolueno a 5 lb/plg²g de presión total para permitir un destilado que contenga 99.0% en peso de benceno, componente más volátil, y un fondo que no contenga más de 5% de benceno. Se usará una razón de reflujo de 2.54 moles por mol de destilado. ¿Qué carga de calor debe proveer la caldereta?

Primero, ¿cuánto destilado y producto se formará? Para obtener esta información deben hacerse dos balances: el balance total de materiales y un balance para determinar cómo el benceno total del alimento se distribuye entre el destilado y los fondos:

Balance total de materiales, $20\,000 = W_D + W_B$

Balance de benceno, $20\,000 \times 0.50 = 0.99W_D + 0.05W_B$

Resolviendo simultáneamente, $W_D = 9\,570$ lb/h

$W_B = 10\,430$ lb/h

Las entalpías se obtienen de las Figs. 3 y 12 balanceadas para la composición química a sus respectivas temperaturas

$H_{B(l)} = 108.0$ Btu/lb calor latente = 153.0 Btu/lb

$H_{D(l)} = 85.8$ $H_{D(v)} = 253.3$

$H_{F(l)} = 92.0$

Sustituyendo en la Ec. (15.21),

$$Q_R = (2.54 + 1)9570 \times 253.8 - 2.54 \times 9570 \times 85.8 + 10\,430 \times 108.0 - 20\,000 \times 92.0 = 5\,800\,000 \text{ Btu/h}$$

Vapor que debe generarse en la caldereta = 5 800 000/153 = 37 900 lb/h

El líquido que entra a una caldereta arreglada en un solo paso, es la cantidad total que sale del plato inferior o de la trampa. La trampa, a su vez, es igual a la suma del material vaporizado en la caldereta y el producto de fondos. La cantidad total que entra a la caldereta es

$$37\,900 + 10\,430 = 48\,330 \text{ lb/h}$$

El porcentaje vaporizado es 37 900 x 100/48 330 = 78.5% y el vapor y líquido se separan bajo el plato inferior. La temperatura durante la vaporización no permanece constante en la caldereta, aun cuando el rango de ebullición para una mezcla binaria con productos de fondo casi puros, es muy pequeña. Las relaciones de equilibrio vapor-líquido han sido ya discutidas en el Cap. 13. El método general para determinar el rango de ebullición se demostrará aquí con una mezcla de multicomponentes.

Potenciales de temperatura en la destilación. La presión de operación de una columna de destilación está determinada usualmente por la cercanía de la temperatura del punto de burbuja del producto a la temperatura promedio del agua de que se dispone para el en-

friamiento en el condensador. Si se dispone de agua en el condensador de 80° a 100°F, es imposible remover el calor latente de condensación de un vapor a una presión tal que condense a 60°F. En un caso como éste es necesario aumentar la presión de operación y obtener una temperatura de saturación superior a la que el calor pueda fluir al agua de enfriamiento. A mayor presión la diferencia de temperatura sería más grande a través del condensador y su tamaño se reduciría. A esto se contrapone el aumento en costo de la caldereta, columna y condensador, los que deben diseñarse para mayor presión. Si el vapor de que se dispone en la planta es de una presión máxima definida, a mayor diferencia de temperatura en el condensador serán menores las diferencias de temperatura que se puedan obtener en la caldereta.

Relaciones cuantitativas en la destilación fraccionada.[2] Unicamente una discusión somera de los elementos de la destilación fraccionada se expondrá en este capítulo, pero será de considerable valor en analizar la influencia de las variables de proceso en el tamaño del equipo de transferencia de calor y particularmente la caldereta. Se pueden encontrar excelentes tratamientos de la teoría de la destilación en las referencias estándar.3 Considere la disposición de un aparato de destilación como el de la Fig. 15.19 encerrado por las líneas punteadas 0-0′-3′-3. La línea horizontal superior punteada l-l′ corta la columna de destilación entre cualesquiera dos platos arriba de la alimentación que se ha designado arbitrariamente como el plato n y el plato $n + 1$. Hay una cantidad de vapor V moles/h que entra 1-1′-0′-0 con una composición de vapor que corresponde al que está sobre el líquido del plato n y que se designa por V_n. L moles/h de líquido que dejan el plato 1-1′-0′-0 son los que bajan del plato $n + 1$ y se designan por L_{n+1}. Además, se obtiene cierta cantidad W_D moles/h de destilado. El balance de materiales en 1-1′-0′-0 es la igualdad de las cantidades que entran y salen

$$V_n = L_{n+1} + W_D \tag{15.22}$$

El balance de material aplicado a los componentes individuales en moles es

$$V_n y_n = L_{n+1} x_{n+1} + W_D x_D \tag{15.23}$$

[2] Las Págs. 493 a 502 deben considerarse como preliminares para el cálculo de calderetas en los Ejs. 15.7 y 15.8.

[3] Badger, W. L., and W. L. McCabe, "Elements of Chemical Engineering," McGraw-Hill Book Company. Inc., New York, 1936. Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook," 3a Ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950. Robinson and Gilliland, "Elements of Fractional Distillation," McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1939. Walker, W. H., W. K. Lewis, W. H. McAdams, and E. R. Gilliland, "Principles of Chemical Engineering." McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1937.

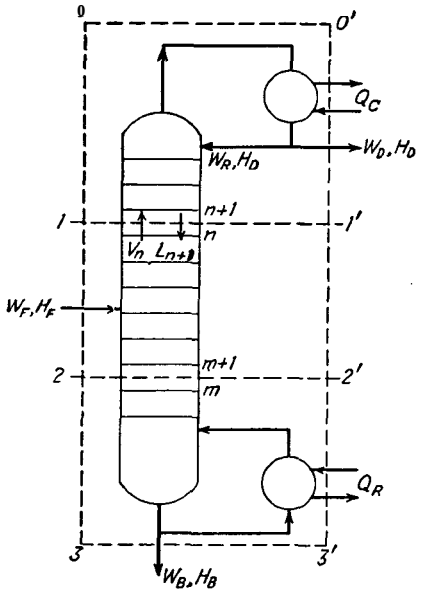


FIG. 15.19. Análisis del balance de material en una columna de destilación

donde y_n es la fracción mol de vapor de un componente en V,, x_{n+1} es la fracción mol de líquido de un componente en L_{n+1}, y x_D es la fracción mol del mismo componente del destilado. Resolviendo para y_n, la composición de vapor en cualquier plato en la sección arriba del alimento, y eliminando V_n,

$$y_n = \left(\frac{L_{n+1}}{L_{n+1} + W_D}\right) x_{n+1} + \left(\frac{W_D}{L_{n+1} + W_D}\right) x_D \qquad \textbf{(15.24)}$$

Esta ecuación define la composición del vapor a través de la parte superior de la columna. Cuando se debe lograr una separación de componentes, y se diseña una columna de destilación para ello, deben proporcionarse ciertos datos, es decir, la cantidad y composición del alimento (W_F, x_F), la composición deseada en el destilado (x_D), y la composición de los productos del fondo (x,). Las cantidades de destilado y de fondos (W, y W,) pueden obtenerse fácilmente por un balance total de materiales y un balance de componentes en la columna como en las Ecs. (15.22) y (15.23). En la Ec. (15.24) restan entonces tres incógnitas, y_n, L_{n+1}, y x_{n+1}. Si alguna de estas variables puede determinarse en algún punto de la columna, sólo quedarán dos incógnitas. Ya que la composición del líquido del alimento y del destilado (plato superior) deben de proporcionarse al principio, ordinariamente sólo y_n y L_{n+1} son desconocidas. La Ec.

(15.24) se puede resolver cuando hay otra correlación que contenga y_n y L_{n+1}. Refiriéndonos a la Fig. 15.19 se puede hacer un balance de calor con respecto a la parte superior de la columna sin considerar el condensador.

$$V_n H_{n(v)} + W_R H_{D(l)} = (W_R + W_D) H_{D(v)} + L_{n+1} H_{n+1(l)} \quad (15.25)$$

Similarmente para la sección que está debajo del alimento 2-2'-3'-3, se pueden establecer ecuaciones análogas a las (15.22) a (15.24), considerando cualquier plato debajo del alimento como el plato m y el superior a él como $m + 1$, los balances son,

$$V_m + WB = L_{m+1} \quad (15.26)$$

$$L_{m+1} x_{m+1} = V_m y_m + W_B x_B \quad (15.27)$$

$$y_m = \left(\frac{L_{m+1}}{L_{m+1} - W_B}\right) x_{m+1} - \left(\frac{W_B}{L_{m+1} - W_B}\right) x_B \quad (15.28)$$

Del balance de calor en el fondo

$$Q_R + L_{m+1} H_{m+1(l)} = V_m H_{m(v)} + W_B H_{B(l)} \quad (15.29)$$

Se ha observado que la razón de los calores latentes molares de vaporización a los puntos de ebullición absolutos de compuestos correlacionados, es constante. Esta es la regla de Trouton. Si además se supone que los calores latentes de todos los compuestos son iguales, los calores latentes de cualquier solución ideal que puedan formar son también iguales por mol de mezcla. Suponiendo que los cambios de calor sensible de plato a plato son despreciables comparados con los cambios de calor latente, los cálculos en los procesos de destilación se simplifican grandemente. Sin embargo, si la diferencia de temperatura entre el destilado y los fondos es de varios cientos de grados, las suposiciones anteriores no pueden hacerse. Siguiendo esta suposición, si los calores latentes molares de vaporización y condensación a través de la torre son constantes, las moles de material en cada plato deben también ser constantes. Entonces

$$H_{n(v)} = H_{B(v)} \quad (15.30)$$

Y

$$V_n = W_R + W_D$$

Y de la Ec. (15.25) como resultado de la igualdad del contenido de calor en el vapor,

$$W_R H_{R(l)} = L_{n+1} H_{n+1(l)} \quad (15.31)$$

Suponiendo,

$$H_{R(l)} = H_{n+1(l)} \tag{15.32}$$

y

$$WR = L_{n+1}$$

Se ha probado así que las moles de líquido y de vapor que fluyen arriba del plato de alimentación son constantes. Es necesario ahora determinar si esto es también constante debajo del plato de alimentación, y si es, determinar si el valor de V_m es también igual a V,. Combinando el balance de calor para la sección inferior al alimento [Ec. (15.29)] con el balance total de calor [Ec. (15.21)],

$$V_m H_{m(v)} - L_{m+1} H_{m+1(l)} = (W_R + W_D) H_{D(v)} - W_F H_{F(l)} - W_D H_{D(l)} \tag{15.33}$$

y usando las suposiciones establecidas previamente,

$$V_m H_{m(v)} = (W_R + W_D) H_{D(v)} \tag{15.34}$$

$$H_{m(v)} = H_{D(v)} = H_{n(v)}$$

$$V_m = WR + W_D = V_n \tag{15.35}$$

La Ec. (15.34) establece la cantidad de vapor que fluye en las dos porciones de la columna.

Similarmente

$$L_m H_{m(l)} = W_F H_{F(l)} + W_R H_{R(l)} \tag{15.36}$$

$$H_{m(l)} = H_{F(l)} = H_{R(l)}$$

$$L_m = W_F + W_R \tag{15.37}$$

La Ec. (15.24) puede generalizarse para la composición de cualquier plato **arriba** del alimento por

$$y = \left(\frac{L}{L + W_D}\right) x + \left(\frac{W_D}{L + W_D}\right) x_D = \frac{L}{V} x + \frac{W_D}{V} x_D \tag{15.38}$$

La Ec. (15.28) puede generalizarse para cualquier **plato** abajo del alimento por

$$y = \left(\frac{L}{L - W_B}\right) x - \left(\frac{W_R}{L - W_B}\right) x_B = \frac{L}{V} x - \frac{W_B}{V} x_B \tag{15.39}$$

Diagrama de McCabe-Thiele.[4] Si la composición de una mezcla binaria puede investigarse por el análisis de uno solo de sus componentes a través de la columna, la solución de las Ecs. (15.38) y

[4] McCabe, W L.. y E. W. Thiele, *Ind. Eng. Chem.*, *17*, *605* (1925).

(15.39) puede obtenerse con facilidad, ya que se aplican únicamente a los componentes más volátiles. La solución se puede efectuar graficando una curva de vapor-composición a presión total constante que relaciona la fracción mol del compuesto más volátil en el vapor que asciende de y que está en equilibrio con una composición dada de líquido calculada por la Ec. (13.7). Tal curva de equilibrio de ordenada y contra los valores de x como abscisa para una mezcla de benceno-tolueno, se grafica en la Fig. 15.20. Estos son los cambios en el equilibrio que ocurrirían si una mezcla individual de, digamos, 20 mol por ciento de benceno, se mantuviera a su punto de ebulli-

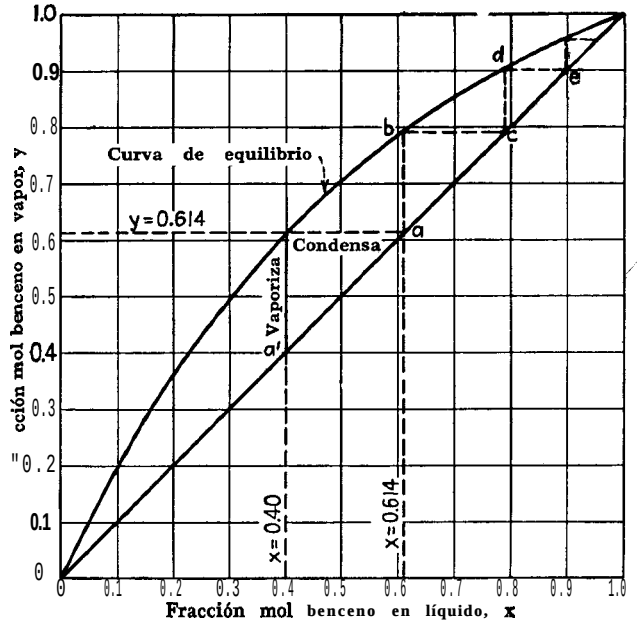


FIG. 15.20. Curva vapor-composición para mezclas de tolueno y benceno a 5 lb/plg²g

ción en un recipiente cerrado y muestra las diferencias en las composiciones de vapor y líquido requeridas en el equilibrio. Lo mismo es cierto para otras composiciones, 40, 60% , etc. Estos son también los cambios que ocurrirían al líquido en los platos de una columna de destilación si en ellos no entrara líquido y no saliera vapor. Así, una solución de 40 mol por ciento de benceno en un plato o x_n = 0.40, está en equilibrio con vapor de 61.4 mol por ciento o

$$y_n = 0.614$$

Si el vapor se condensara completamente en el plato superior $(n + 1)$

mediante un serpentín de enfriamiento y sin la presencia de reflujo, la concentración de benceno en el líquido condensado sería $x_{n+1} = 0.614$. Pero el reflujo líquido constantemente entra y sale de los platos y el vapor constantemente entra a través de las capuchas y se desprende de ellos con diferente composición. Aun cuando en cada plato ocurre un cambio de equilibrio, nunca hay uno de estos cambios tan amplios como se indica en la Fig. 15.20, debido a la continua adición y eliminación de compuestos de los platos. Estos se tomaron en cuenta en los balances de los que se determinaron las Ecs. (15.38) y **(15.39).**

Es interesante notar, que si se traza una diagonal a través de la Fig. 15.20, es el lugar geométrico de los puntos en los que una línea horizontal une vapor y líquido de la misma composición. Así, si el vapor de 61.4 mol por ciento se condensara por eliminación de calor con un serpentín en lugar de con reflujo frío, el nuevo condensado a *a* también sería de 61.4 mol por ciento. Si el condensado de 61.4 mol por ciento se vaporiza de nuevo, describiría la trayectoria ab y su condensación sería *bc*. La función de los platos en la columna de destilación es proveer espacio para que se efectúe el equilibrio, y el número de trayectorias *abc* requeridas una después de otra, como *abc, cde,* etc., para permitir la separación de un componente volátil de concentración x_F en el alimento a una concentración x_D en el destilado, es el número de platos teóricos requerido para la separación de x_F a x_D. Si se les añaden el número de platos requeridos para separar x_B de x_F, se obtiene el número total de platos teóricos requeridos para producir fondos y destilado de composición requerida a partir de alimento de composición dada. En lugar de seguir la línea diagonal en la Fig. 15.20, la composición entre el líquido y el vapor que pasa a través de la columna puede representarse por dos líneas como en la Fig. 15.21 con sus ecuaciones de identificación (15.38) y (15.39) escritas a su lado. Puesto que estas líneas describen las composiciones a las que la columna opera con su reflujo añadido, son entonces las *líneas* de *operación.* La línea superior representa el enriquecimiento del componente volátil sobre el plato de alimentación y se llama sección de *rectificación.* La línea inferior representa el agotamiento del componente volátil y se llama sección agotadora o *stripping*.

La influencia del reflujo puede presentarse más claramente con ayuda de la Fig. 15.21. Si la cantidad de reflujo se aumenta mientras que x_D está fijo, la pendiente de la línea de operación para la rectificación sobre el plato de alimentación también aumenta, moviendo el punto o hacia abajo a *o'*. Cuando el vapor en *a* se condensa en *b'* en lugar de *b,* tiene lugar un mayor cambio en la composición en cada

plato y se requiere menor número de ellos para la separación. En términos de altura se necesita una columna más corta. Pero debe hacerse notar que a mayor cantidad de flujo y a menor altura de la co-

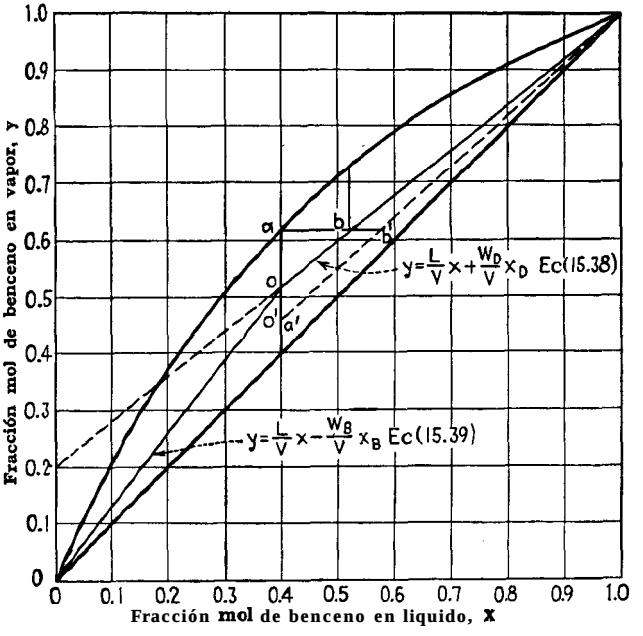


FIG. 15.21. Efectos de la variación del reflujo en la línea de operación

lumna, mayor será el diámetro de ésta y también la carga en la caldereta y en el condensador. Por esta razón, la determinación de un reflujo óptimo es una consideración económica obtenida añadiendo los costos de operación y cargos fijos del equipo para diferentes reflujos y determinar el costo mínimo de operación como función de la razón de reflujo.

Ahora resulta claro que la diagonal a 45° en la Fig. 15.21, representa el menor número posible de platos con los que se puede efectuar la separación del alimento en el destilado y los fondos del proceso de destilación, la destilación. Pero la pendiente de la diagonal es 1.0, y en la Ec. (15.38) si la pendiente es la unidad, $L/(L + W_D) = 1.0$ y $W_D = 0$, correspondiente a la columna cargada en equilibrio de la parte superior al fondo pero sin alimento y sin producir destilado. Por otra parte, suponga que o se mueva hacia arriba hasta *a*. El número necesario de cambios en el equilibrio para ir de x_F a x_D con una línea de operación entre x_D en la diagonal y *a*, sería infinito, aunque el reflujo sería mínimo. Esto último requeriría una columna

de altura infinita, y si o se moviera a un punto aún más alto que *a*, sería imposible lograr la separación.

Reflujo mínimo. La determinación del reflujo mínimo es una limitación muy útil para establecer la razón de reflujo práctico. El reflujo óptimo, como ya se dijo, es simplemente una cuestión de costo. Si la línea de operación conecta a y x_D, correspondiendo al reflujo mínimo, el valor de las moles totales de reflujo a reflujo mínimo puede ser designado por W'_R. Entonces la Ec. (15.38) puede escribirse

$$y_F = \frac{W'_R}{V} x_F + \frac{W_D}{V} x_D \tag{15.40}$$

pero

$$W_D = V - W'_R \tag{15.41}$$

$$\frac{W'_R}{V} = \frac{x_D - y_F}{x_D - x_F} \tag{15.42}$$

donde W'_R/V es la razón de moles de reflujo a reflujo mínimo al vapor total.

Condiciones **térmicas del alimento — Efecto en la caldereta.** En todos los balances de calor empleados hasta aquí en este capítulo, se ha supuesto que el alimento era líquido entrando a su punto de ebullición. Esto no es un requisito en el proceso de destilación, El alimento puede entrar a la columna directamente del almacén como un líquido más frío que su punto de ebullición, correspondiente a su composición., o puede venir de un condensador parcial de una columna de destilación precedente en forma de vapor saturado. También puede venir de una columna precedente como líquido o vapor a mayor presión que a la que opera la columna a la cual servirá como alimento. Si es un líquido a alta presión, pasará con rapidez a la columna de menor presión, dando un alimento que es una mezcla de vapor y líquido. Si es un vapor a alta presión y antes de entrar a la columna pasa por una válvula reductora, el vapor puede ser sobrecalentado. ¿Cómo afectan a la columna estas posibilidades?

Para el caso de que el líquido se alimente a su punto de ebullición, el balance en el plato de alimentación es

$$W_F = L_{m+1} - L_{n+1} \tag{15.43}$$

Definiendo una nueva ecuación para corregir por las desviaciones del balance en la Ec. (15.43):

$$q = \frac{L_{m+1} - L_{n+1}}{W_F} \tag{15.44}$$

Si $q = 1$, entonces según Ec. (15.43) todo el alimento entra como liquido a su punto de ebullición.

Si q < 1, algo del alimento es vapor, tomando en cuenta la discrepancia en el balance del líquido.

Si $q < 0$, qW_F debe ser negativo. Esto significa que desciende menos líquido en la porción inferior que en la sección superior. Esto podría ocurrir únicamente si algo del alimento fuera 'sobrecalentado de manera que se requiriera menos fluido para la transferencia de calor.

Si $q = 0$, $qW_F = 0$ y el alimento es vapor a su punto de ebullición.

Si $q > 1$, el alimento es líquido frío.

Si estas son las posibilidades, ¿cómo afectan la intersección de las lineas de operación superior e inferior de la columna, puesto que cualquier punto en la línea vertical x_F a a en la Fig. 15.21 representa solamente líquido? Empleando las Ecs. (15.23) y (15.27) y llamando a las coordenadas de intersección x', y',

$$V_n y' = L_{n+1}x' + W_D x_D$$
$$V_m y' = L_{m+1}x' + W_B x_B$$

y el balance del componente para el componente más volátil

$$W_F x'_F = W_D x'_D + W_B x'_B \qquad (15.45)$$

L si $q = (L_{m+1} - L_{n+1})/W_F$, entonces $q - 1 = (V_m - V_n)/W_F$, de lo que

$$y' = \frac{q}{q-1}x' - \frac{x_F}{q-1} \qquad (15.46)$$

Si q es determinada de la Ec. (15.44), entonces la Ec. (15.46) describe el punto de intersección en términos de x y y. Las diversas posiciones de la intersección en términos de q se muestran en la Fig. 15.22. La inspección de la Fig. 15.22 indica que para un reflujo dado, entre más frío el alimento se requiere menor número de platos para la separación, puesto que la razón de reflujo en la sección inferior se incrementa por la condensación de vapores adicionales en el plato de alimentación. El reflujo incrementado en la sección inferior debe contrarrestarse por un aumento en el tamaño de la caldereta y en la cantidad de su carga térmica. Esto conduce al punto de considerar sí es más económico proporcionar calor para el alimento frío en el precalentador del alimento o en la caldereta. Obviamente, es más barato hacerlo en un precalentador separado, puesto que la temperatura a la cual el alimento absorbe el calor deberá ser menor que la

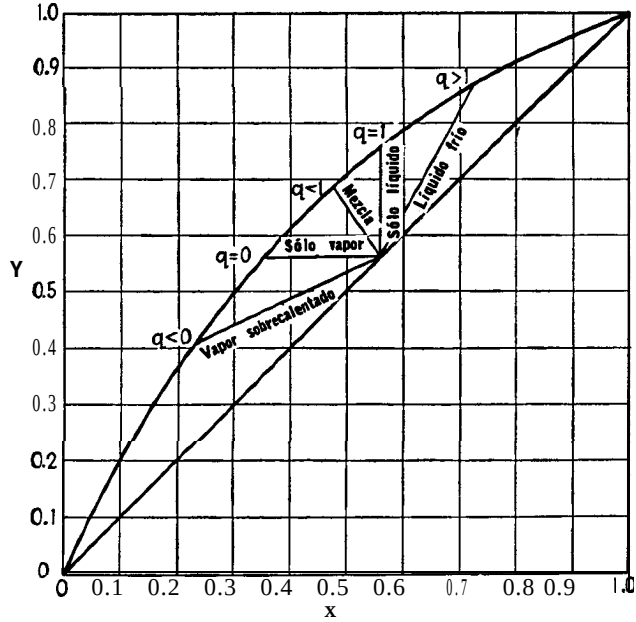


FIG. 15.22. Efecto de la condición térmica del alimento

temperatura a la que los fondos pueden absorberse el calor adicional en la caldereta. Esto debe sugerir como ventaja el usar el alimento en forma de vapor, pero está contrarrestado por el costo adicional de transportar el vapor en tuberías grandes y por el aumento en el número de platos teóricos. Además, el alimento en forma de vapor puede no contener suficiente calor para eliminar la necesidad de la caldereta, ya que casi todo el calor que entra como alimento vapor debe removerse en el condensador para dar el producto y el calor latente requerido para el reflujo debe proveerlo la caldereta. Si el alimento se dispone como vapor, es poco prudente condensarlo primero, puesto que la reducción en la capacidad de la caldereta y los costos de operación más que justifican la adición de los platos teóricos extra.

EJEMPLO 15.7. **Destilación de una mezcle binaria. 20 000 lb/h** de una mezcla a 50% en peso de benceno y tolueno, deben destilarse a una presión de operación de 5 **lb/plg²g** para producir un destilado que contenga 99.0% en peso de benceno y fondos que contengan 95.0% en peso de tolueno. ¿Cuántos platos se requieren?

Solución. Determine primero las libras de destilado y de fondos obtenidos como en el Ej 15.6. Base: Una hora.

Balance de materiales, 20 000 = $W_D + W_B$

Balance de benceno, $20\,000 \times 0.50 = 0.99W_D + 0.05W_B$
Resolviendo simultáneamente:

$$W_D = 9\,570 \text{ lb/h}$$
$$W_B = 10\,430 \text{ lb/h}$$

COMPOSICIONES Y PUNTOS DE EBULLICION

	Lb/h	Peso mol	Mol/h	x_1	p_{p1}, 214°F	$x_1 p_{p1}$	y_1
Alimento							
C_6H_6	10 000	78.1	128.0	0.543	1380	750	0.741
C_7H_8	10 000	93.1	107.5	0.457	575	262	0.259
	20 000		235.5	1.000	Σxp_p =	1012	1.000
Destilado					p_{p1} 195°F		
C_6H_6	9 474	78.1	121.5	0.992	1025	1015	0.996
C_7H_8	96	93.1	1.0	0.008	410	4	0.004
	9 570	.	122.5	1.000	Σxp_p =	1019	1.000
Fondos					p_{p1} 246°F		
C_6H_6	520	78.1	6.7	0.059	2180	129	0.128
C_7H_8	9 910	93.1	106.3	0.941	940	882	0.872
	10 430	. .	113.0	1.000	Σxp_p =	1011	1.000

Reflujo mínimo: Pueden usarse los datos de equilibrio graficados en la Fig. 15.20.

$$\frac{W'_R}{V} = \frac{x_D - y_F}{x_D - x_F} = \frac{0.992 - 0.741}{0.992 - 0.543} = 0.558 \text{ mol/mol} \qquad (15.42)$$

$$V = W'_R + W_D \quad \text{donde} \quad W_D = 1$$
$$W'_R = 0.558W'_R + 0.558W_D$$
$$W'_R = 1.27 \text{ moles reflujo/mol destilado}$$

Suponga 200% del reflujo mínimo teórico como una cantidad económica de reflujo.

$$W_R = 1.27 \times 2 = 2.54 \text{ mol/mol destilado}$$

La intersección para la parte superior de la línea de operación es

$$\frac{W_D}{W_R + 1} x_D = \frac{1}{2.54 + 1} \times 0.992 = 0.280$$

Conectando las correspondientes líneas en la Fig. 15.23:

Se requieren trece platos.

El plato de alimentación es el séptimo a partir de la parte superior.

Reflujo total $= 122.5 \times 2.54 = 310.5$ mol

BALANCES TÉRMICOS

Las entalpías se computan sobre 0°F usando calores específicos de la Fig. 3 y calores latentes de la Fig. 12 del Apéndice.

	Mol/h	Peso mol.	Lb /h	Temp, °F	Btu/lb	Btu/h
Balance de calor en el condensador :						
Entrada de calor:						
Vapor en el plato superior	433	37.3	33,900	195	253.8	8 600 000
Salida del calor:						
Destilado	122.5	78.3	9,570	195	85.8	822 000
Reflujo	310.5	78.3	24,330	195	85.8	2 090 000
Carga al condensador, por diferencia	.....	....	.....	...	.....	5 688 000
						8 600 000
Balance térmico total:						
Entrada de calor:						
Alimento	235.5	84.8	20 000	214	92.0	1 840 000
Carga de la caldereta, por diferencia	.....	....	.....	...	.....	5 900 000
						7 640 000
Salida del calor:						
Destilado	122.5	78.3	9 570	195	85.8	822 000
Fondos	113.0	92.8	10 430	246	108.0	1 130 000
Carga del condensador	....	. .	.....	...	. .	5 688 000
						7 640 000

Para simplificar, en el caso de las destilaciones binarias puede suponerse que el líquido de trampa y los fondos están casi a la misma temperatura y que el calor latente de vaporización por libra es el de los fondos.

A **246°F,** λ = 153 **Btu/h**

Vapor de la caldereta = 5 800 **000/153** = 37 900 **lb/h**

Líquido de trampa = 37 900 + 10 430 = 48 330 **lb/h**

En realidad, el líquido de trampa en el plato inferior está a menor temperatura que los fondos, y hay un rango de ebullición en la caldereta. Ya que en este problema el cambio promedio de la temperatura por plato es únicamente (246 − **195)/13** = **3.9°F,** el rango de ebullición puede despreciarse, aun cuando en destilaciones con cambios mayores en el promedio de la temperatura por plato esto debe tomarse en cuenta. Este punto se trata en el Ej. 15.8.

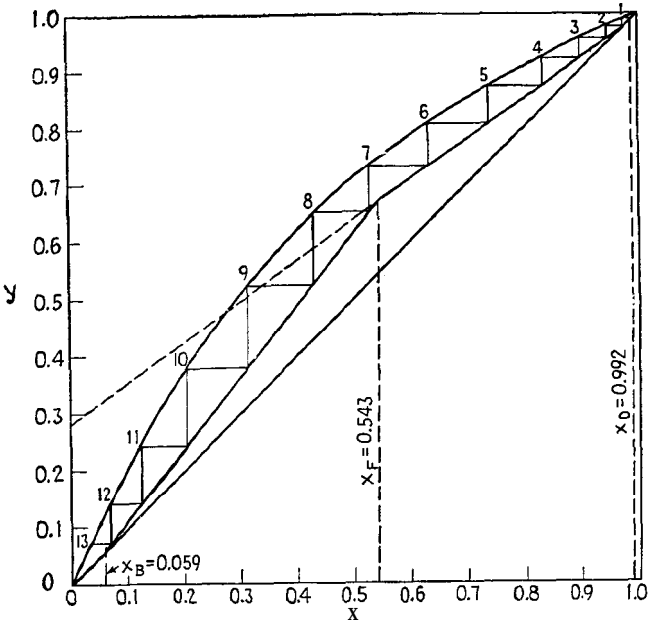


FIG. 15.23. **Solución** del Ej. 15.8

BALANCE TERMICO EN LA CALDERETA

	Mol/h	Pes mol	Lb/h	Temp, °F	Btu/lb	Btu/h
Entrada de calor:						
Líquido de trampa	522	92.8	48 330	246	108.0	5 230 000
Carga en la caldereta. por diferencia	.	. . .	. . . . .	. .	. . . . .	5 800 000
						11 030 000
Salida de calor:						
Vapor de la caldereta .	409	92.8	37 900	246	261.0	9 900 000
Fondos	113	92.8	10 430	246	108.0	1 130 000
						11 030 000

Las especificaciones para la caldereta son

Líquido total a la caldereta = 48 330 **lb/h**
Vaporización = 37 900
Temperatura (casi **isotérmica**) = 248°F
Presión = 5 **lb/plg²g**
Carga térmica = 5 800 000 **Btu/h**

Carga en la caldereta para mezclas de multicomponentes. El método del Ej. 15.7 puede extenderse al cálculo de los requerimientos de la caldereta para mezclas de multicomponentes. (Véase Cap. 13). La cantidad de alimento y la composición así como la del destilado y fondos y la razón de reflujos, deben conocerse. Los pasos en el cálculo del balance térmico se pueden resumir como sigue:

1. Balance térmico en el condensador solamente, para determinar Q_C

Al condensador: Vapor del último plato superior
Salida del condensador: Destilado y reflujo

2. Balance térmico total en la columna, para determinar Q_R

A la columna: Alímento y calor de la caldereta
Salida de la columna: : Destilado, fondos y carga del condensador

3. Balance térmico en la caldereta solamente: Se conocen la cantidad, composición, y temperatura de los fondos. No se conoce la cantidad, composición y temperatura del líquido de trampa a la caldereta. Se conoce el calor requerido por la caldereta, pero no se conoce la cantidad de vapor producido por la caldereta, aunque su composición es tal que debe estar en equilibrio con los fondos. El líquido del plato inferior estará a menor temperatura que la caldereta y el líquido que va a la caldereta estará a su más baja temperatura. Es costumbre suponer estadiferencia de temperaturas y comprobar después la temperatura del plato ínferior. Para columnas que destilan un pequeño rango de componentes, la diferencia será de 5 a 10°F, y para rangos más amplios el líquido en el plato inferior puede estar a 50°F o más por debajo de la temperatura de la caldereta.

Si X son las libras de vapor formado y el suscrito p se refiere al plato del fondo, el balance de calor en la caldereta es

$$XH_{B(v)} + W_{B(l)}H_{B(l)} = XH_{P(l)} + W_{B(l)}H_{P(l)} + Q_R \qquad (15.47)$$

de la que se puede obtener X (véase Fig. 15.18).

4. Puesto que hay un balance de material a través del plato del fondo, el líquido de este plato es la suma de las moles de vapor y moles de fondos. Habiendo determinado las moles de vapor y siendo conocidos los fondos, el líquido de trampa es la suma de ellos.

Teniendo las moles totales en el líquido del plato del fondo, la temperatura en el plato puede comprobarse mediante cálculos de punto

de burbuja. Si la temperatura supuesta en (3) no checa el punto de burbuja del líquido de trampa, debe suponerse otra temperatura en el plato inferior y el punto (3) debe trabajarse nuevamente.

EJEMPLO 15.8. Carga de una caldereta para una mezcla de multicomponentes. Las cantidades de alimento, destilado y fondos así como sus composiciones, se dan en seguida. Deberá usarse un reflujo de 2:1. ¿Cuál es la carga de la caldereta?

	Alimento mol/h	Destilado mol/h	Fondos mol/h
C_4	6.4	6.4	
C_5	223.8	219.7	4.1
C C	51.6	2.3	49.3
C_7	71.9	. . .	71.9
C_8	52.5	. . . .	52.5
C_9	54.7	. . .	54.7
C_{10}	82.5	. . . . .	82.5
C_{11}	76.6	. . . . .	76.6
C_{12}	22.4	. . .	22.4
	642.4	228.4	414.0

Solución:

PUNTO DE ROCIO DEL PRODUCTO

	Mol/hr	$K_{40\ lb/plg^2a}^{148°F}$	$\frac{V}{K}$
C C	6.4	2.8	2.3
C_5	219.7	1.01	217.5
C_6	2.3	0.34	6.8
	228.4		228.4

PUNTO DE BURBUJA DE LOS FONDOS

	Mol/h	$K_{40\ lb/plg^2a}^{330°F}$	*KL*	Lb/h
C_5	4.1	5.8	23.8	1 700
CC	49.3	3.0	148.0	13 900
C_7	71.9	1.68	120.8	13 030
C_8	52.5	.98	51.4	6 260
C O	54.7	0.57	31.2	4 240
C_{10}	82.5	0.35	28.9	4 330
C_{11}	76.6	0.21	16.1	2 640
C_{12}	22.4	0.13	2.9	520
	414.0		423.1	46 620

Peso molecular promedio = 46 620/423.1 = 110.3

La presión en la parte superior e inferior de la columna difiere en la realidad debido a la caída de presión del vapor en la columna. Usualmente el destilado se toma de 5 a 10 **lb/plg²** menos que los fondos.

BALANCE DE CALOR

	Mol/h	Peso mol.	Lb/h	Temp, °F	Btu/lb	Btu/h
Balance de calor en el condensador						
Entrada de calor:						
Vapor en el plato superior	685.2	71.3	48 894	148	286	13 980 000
Salida de calor:						
Destilado	228.4	71.3	16 298	124	129	2 100 000
Reflujo (2-1)	456.8	71.3	32 596	124	129	4 200 000
Carga del condensador por diferencia	. . . .	. . . .	. . . . .	. .	. . .	7 680.000
						13 980 000
Balance total de calor:						
Entrada de calor:						
Alimento	642.4	111.8	71 775	323	275	19 700 000
Carga de la caldereta, por diferencia	. . .	. . . . .	. . . . .	. . .	. . .	4 280 000
						23 980 000
Salida de calor:						
Destilado	228.4	71.3	16 248	124	129	2 100 000
Fondos	414.0	134.0	55 477	330	290	14 200 000
Carga del condensador	.	. . . .	.	. . .	. . .	7 680 000
						23 980 000

BALANCE DE CALOR EN LA CALDERETA

Suponga 30°F de diferencia entre la caldereta y el plato inferior dando una temperatura de 300°F a éste

Entrada de calor:						
Líquido de trampa . .	619.7"	126 6	78 177	300	234	18 300 000
Carga de la caldereta	. . . . .	. . . . .	. . . . .	. . .	. . .	4 280 000
						22 580 000
Salida de calor:						
Vapor de la caldereta.	205.7'	110.3	22 700	330	369	8 380 000
Fondos	414.0	134.0	55 477	330	256	14 200 000
						22 580 000

* $X369 + 14\ 200\ 000 = X234 + 55\ 477 \times 234 + 4\ 280\ 000$ **Ec. (15.47)**

$135x = 3\ 080\ 000$

$X = 22\ 700$ lb/h de vapor

$= \frac{22\ 700}{110.3} = 205.7$ mol/h

Liquido da trampa = $W_B + X = 414.0 + 205.7 = 619.7$ mol/h

Peso molecular promedio = $\frac{78\ 177}{619.7} = 126.6$

CALCULO DE LA TEMPERATURA DEL PLATO INFERIOR

	y^*	Vapor de caldereta V = y205.7	+ Fondos =	Trampa	$K_{40\,lb/plg}^{300°F}$	Mol x K
C_5	0.056	11.6	4.1	15.7	4.5	70.6
C_6	0.350	71.9	49.3	121.2	2.25	273.0
C_7	0.285	58.7	71.9	130.6	1.20	156.8
C_8	0.122	25.0	52.5	77.5	0.66	51.1
C_9	0.074	15.2	54.7	69.9	0.38	26.6
C_{10}	0.068	14.1	82.5	96.6	0.22	21.2
C_{11}	0.038	7.8	76.6	84.4	0.13	10.9
C_{12}	0.007	1.4	22.4	23.8	0.07	1.8
	1.000	205.7	414.0	619.7		612.0

que checa con 619.7

* **Fracción mol de vapor en equilibrio con los fondos.**

Esto justifica nuestra suposición de 30°F entre la caldereta y el plato inferior.

Las especificaciones para la caldereta son:

Vaporización	22 700 **lb/h**
Total de líquido a la caldereta	78 177 **lb/h**
Carga térmica	4 280 000 **Btu/h**
Rango de temperatura	300-330 °F
Presión de operación	40 **lb/plg²a**

PROBLEMAS

15.1 20 000 **lb/h** de vapor de hexano se requieren de un alimento líquido a 100°F y 85 **lb/plg²g**. El calor se suministra por vapor de agua a 350°F.

Se dispone para el servicio de un intercambiador 1-2 de **17¼** plg DI que contiene 160 tubos de **¾** plg DE, 16 BWG, 16'0" de largo, dispuesto para dos pasos en los tubos en arreglo en cuadro de 1 plg. Los deflectores de la coraza están espaciados a 16 plg.

¿**Cuáles** son el factor de obstrucción **y** las caídas de presión?

15.2. 30 000 **lb/h** de una mezcla cuyas propiedades promedio corresponden al hexano, se vaporizan de 40 000 **lb/h** de alimento a su punto de burbuja a 105 **lb/plg²g**. El rango de ebullición es de 300 a **350°F**, y el calor es suministrado por vapor a 398°F.

Se dispone para el servicio de un intercambiador 1-2 de **19¼** plg DI, que contiene 132 tubos de 1 plg DE, 14 BWG, 16'0" de largo, dispuesto para dos vasos en los tubos y arreglo en cuadro de 1¼ plg. Los deflectores de la coraza están espaciados a 12 plg.

¿**Cuáles** son el factor **de obstrucción y las caídas de presión?**

15.3. 45 000 **lb/h** de kerosena de **42°API** entran a una caldereta horizontal de termosifón de un paso. 32 000 **lb/h** se vaporizan entre 285 y **330°F**, usando vapor de agua **a** 380°F. Se requiere un factor de obstrucción de 0.0030, **y la caída de presión permitida a través** de la **caldereta es de** 0.25

lb/plg²g. La vaporización tiene lugar a 5 lb/plg²g, y el peso molecular del vapor puede tomarse como 120. El calor latente del vapor es 110 Btu/lb.

Se dispone para este servicio de un termosifón horizontal de 25 plg DI. de 324 tubos de ¾ plg DE, 16 BWG y 12'0" de largo, en arreglo cuadrado de una pulgada y dos pasos en los tubos.

¿Es satisfactoria esta caldereta?

15.4. 76 300 lb/h de fondos de pentano (peso mol del líquido = 77.2) se recirculan a través de una caldereta horizontal con termosifón para generar 31400 lb/h de vapor (peso mol del vapor = 74.7, calor latente = 153 Btu/lb). La torre y el intercambiador operan a 85 lb/plg²g y la vaporización tiene lugar de 225 a 245°F. El calor se suministra mediante el uso de gasoil de 28°API de 470 a 370°F con una caída de presión máxima de 15 lb/plg².

Se dispone de una caldereta horizontal de termosifón de 23¼ plg DI, que contiene 240 tubos de ¾plg DE, 13 BWG y 8'0" de largo, los tubos están colocados en seis pasos y en arreglo en cuadro de 1 plg. Se permite una caída de presión de 0.25 lb/plg².

¿Cuál será el factor de obstrucción y la tasa aproximada de recirculación?

15.5. Se debe diseiíar una caldereta para los fines de vaporización del Problema 15.4 con un factor de obstrucción de 0.004, excepto que el valor se suministra por vapor a 50 lb/plg²g. Usando tubos de ¾ plg DE, 12 BWG, señale la distribución de la caldereta que cumpla con los requisitos anteriores.

15.6 Una caldereta vertical con termosifón debe generar 120 000 lb/h de vapor de butano a una torre a 135 lb/plg²g (punto de ebullición = 178°F, calor latente = 122 Btu/lb) usando vapor de agua a 12 lb/plg²g en la coraza.

Se dispone de un intercambiador l-l de 35 plg DI que contiene 900 tubos de ¾ plg, 16 BWG, y 16'0" de largo, en arreglo en triángulo de 1 plg. Los deflectores de la coraza son semicírculos soportados a 24 plg del centro.

¿Cuál es la tasa de recirculación?

15.7. Para las condiciones de proceso del Prob. 15.6, determinar el termosifón vertical que más se aproxime a dar una tasa de recirculación de 4: 1 y un factor de obstrucción de 0.003 cuando el vapor suministra el calor y está a 250°F.

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO 15

A	Superficie de transferencia de calor, pies²
A_p, A_s, A_v	Superficie de transferencia de calor para precalentamiento, calentamiento sensible, y vaporización, pies²
a''	Superficie externa por pie lineal de tuberia o tubo, pies
a'_t	Area de flujo por tubo, plg²
B	Espaciado de los deflectores, plg
C	Calor específico del fluido caliente, Btu/(lb)(°F)
c	Calor específico del fluido frío, Btu/(lb)(°F)
D	Diámetro interior del tubo, pies
D_e, D'_e	Diámetro equivalente para la transferencia de calor y caída de presión, pies
D_s	Diámetro interior de la coraza, pies
d_e	Diámetro equivalente, plg
e	Base Naperiana, adimensional
F_c	Fracción calórica, adimensional

F_T Factor de diferencia de temperatura, At = $F_T \times$ MLDT, °F
f Factor de fricción, pies²/plg²
G Masa velocidad, lb/(h)(pie²)
g' Aceleración de la gravedad, pies/seg²
H Entalpía, Btu/lb
h Coeficiente de transferencia de calor en general, Btu/(h)(pie²)(°F)
h_i, h_o Coeficiente de transferencia de calor para fluido interior y fluido exterior, Btu/(h)(pie²)(°F)
h_{io} El valor de h_i cuando se refiere al diámetro exterior del tubo, Btu/(h)(pie²)(°F)
h_p, h_s, h_v Coeficiente de película para precalentamiento, transferencia de calor sensible y vaporización, Btu/(h)(pie²)(°F)
DI Diámetro interior de la coraza o tubo, plg
J_H Factor para transferencia de calor, adimensional
K Constante de equilibrio para vapor-líquido, adimensional
K_c Constante calórica, adimensional
k Conductividad térmica, Btu/(h)(pie²)(°F)(pie)
L Longitud del tubo, pies; líquido, mol/h
MLDT Media logarítmica de la diferencia de temperatura, °F
m Peso de una columna de líquido y vapor, lb
N Número de deflectores
N_t Número de tubos
n Número de pasos en los tubos
DE Diámetro exterior del tubo, plg
P_T Paso del tubo, plg
ΔP Caída de presión, lb/plg
ΔP_T, ΔP_t, ΔP_r Caída de presión total, en el tubo, y de regreso, lb/plg²
p Presión, lb/plg²
p_p, Pt Presión de un componente puro, y presión total en el sistema, atm o lb/plg²
4 Factor que en la destilación describe las condiciones del alimento, sin dimensión
q_p, q_s, q_v Flujo de calor para precalertamiento, calentamiento sensible, y vaporización, Btu/h
Q Flujo de calor, Btu/h
Q_C, Q_R Carga del condensador y caldereta, Btu/h
R Razón de reflujo; grupo de temperatura $(T_1 - T_2)/(t_1 - t_2)$, adimensional
R_d Factor de obstrucción, (h)(pie²)(°F)/Btu
R_e, R_e' Número de Reynolds para transferencia de calor y caída de presión, adimensional
s, s_{prom} Gravedad específica, gravedad específica promedio, adimensional
T_c Temperatura calórica del fluido caliente, °F
T_S Temperatura del vapor de agua, °F
t_s Temperatura de ebullición isotérmica, °F
T_1, T_2 Temperatura de ebullición isotérmica, °F
t_c Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente, °F
Δt_c, Δt_h Diferencias terminales frías y calientes, °F
At Diferencia verdadera de temperatura, °F
Δt_p, Δt_s, Δt_v Diferencia verdadera de temperatura para precalentamiento, transferencia de calor sensible y vaporización, °F

$(\Delta t)_w$ Diferencia de temperatura entre la pared del tubo y el líquido en ebullición, °F

U, P_C, U_D Coeficiente total de transferencia de calor, coeficiente limpio, y coeficiente de diseño, Btu/(h)(pie²)(°F)

V Velocidad, pie/seg; vapor, mol/h

v, v_v, v_l Volumen específico, volumen específico del vapor, volumen específico del líquido, pies³/lb

v_i, v_o, v_{prom} Volúmenes específicos de entrada, salida, y promedio, pies³/lb

W Peso del flujo del fluido caliente, lb/h

W'_R Reflujo mínimo, lb/h

w Peso del flujo del fluido frío, lb/h

X Vapor formado en la caldereta, lb/h

x Distancia, pies

x, y Fracción mol del líquido y vapor

x', y' Fracción mol en la intersección de las líneas de operación

z Altura estática o carga de fricción, pies

λ Calor latente de vaporización, Btu/lb

μ Viscosidad a la temperatura calórica, lb/(pie)(h)

μ_w Viscosidad a la temperatura de la pared del tubo, lb/(pie)(h)

ρ Densidad, lb/pie³ .

ϕ' Razón de viscosidad, $(\mu/\mu_w)^{0.14}$

Suscritos (excepto los anotados arriba)

B Fondos
D Destilado
F Alimento
l Líquido
m Plato debajo del alimento en una columna de destilación
m + 1 Plato debajo del plato m
n Plato sobre el alimento
n + 1 Plato debajo del plato *n*
p Plato inferior
R Reflujo
s Coraza
t Tubo
v Vapor

CAPITULO 16

SUPERFICIES EXTENDIDAS [1]

Introducción. Cuando a las superficies ordinarias de transferencia de calor se les añaden piezas adicionales de metal, estas últimas extienden la superficie disponible para transferencia de calor. Mientras que las superficies extendidas aumentan la transmisión total de calor, su influencia como superficie se trata de una manera diferente de la simple conducción y convección.

Considere un intercambiador convencional de doble tubo cuya sección transversal se muestra en la Fig. 16.1*a*. Suponga que el

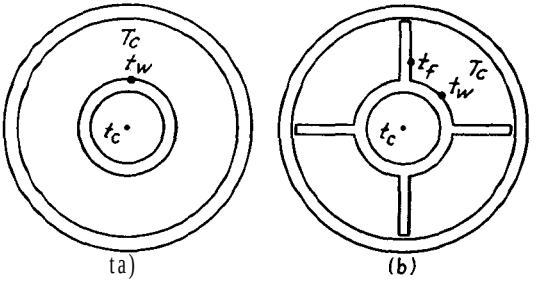


FIG. 16.1. Tubo ordinario y tubo aleteado

fluido caliente fluye en el ánulo y el fluido frío en el tubo interior, ambos en flujo turbulento, y que las temperaturas efectivas sobre la sección transversal son T_c y t_c, respectivamente. El calor transferido puede calcularse a partir de la superficie del tubo interior, el coeficiente del ángulo y la diferencia de temperatura $T_c - t_w$, donde t_w es la temperatura de la superficie exterior del tubo interior. Luego suponga que al tubo interior se le sueldan aletas de metal como se muestra en la Fig. 16.1*b*. Puesto que las aletas de metal se fijan a la superficie del tubo frío, sirven para transferir calor adicional del fluido caliente al tubo interior. La superficie total disponible para la transferencia de calor no corresponde ya a la circunferencia ex-

[1] Un tratamiento matemático completo de las superficies extendidas es dado por Caslaw, H. S., y J. C. Jaeger, "Conduction of Heat in Solids", Clarendon Press, Oxford. 1947. Jakob. M.. "Heat Transfer", John Wiley & Sons, Inc., New York, 1949.

terior del tubo interior, sino que está aumentada por la superficie adicional en los lados de las aletas. Si las aletas de metal no reducen el coeficiente de transferencia de calor convencional en el ánulo por cambio apreciable en las líneas de flujo, se transferirá más calor del fluido en el ánulo al fluido en el tubo interior.

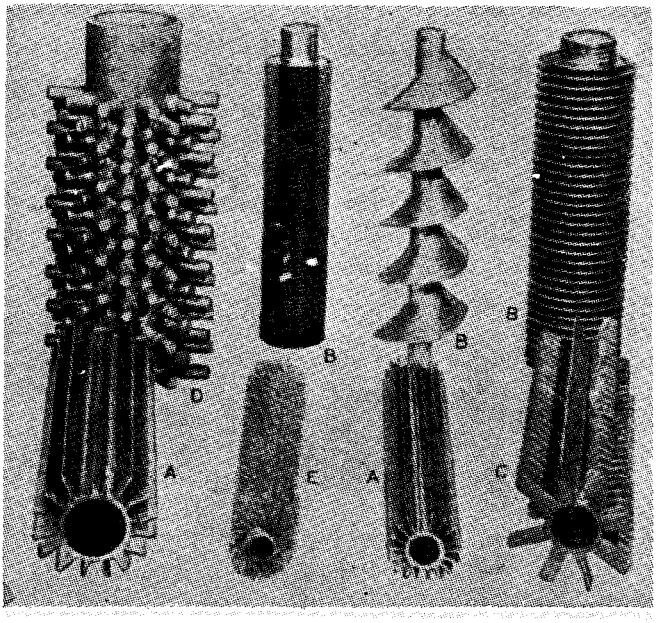


FIG. 16.2. Algunas formas comerciales de superficies extendidas. *a.* Aleta longitudinal. *(Griscom-Russell Co.*) b. Aletas transversales. (*Griscom-Russell* Co.) c. Aletas discontinuas. *(Babcock and Wilcox* Co.) *d.* Dientes o espigas. *(Babcock and Wilcox* Co.) e. Espinas. (*Thermek Corporation.*)(*Gardner, Transactions of tke ASME*)

A las tiras de metal o piezas que se emplean para extender las superficies de transferencia de calor se les conoce genéricamente como ***aletas.*** Se mostrará, sin embargo, en el caso de tuberías y tubos, que cada pie cuadrado de superficie extendida es menos efectivo que un pie cuadrado de superficie estándar o no extendida. Refiriéndonos de nuevo a la Fig. 16.1*b*, hay una diferencia de temperatura $T_c - t_f$ entre el fluido del ánulo y la aleta, el calor que fluye por la aleta será conducido por ella hacia el tubo interior. Para que el calor sea conducido al tubo, t_f debe ser mayor que la temperatura de la pared del tubo t_w. Entonces $T_c - t_f$ es menor que $T_c - t_w$. Puesto que la diferencia de temperatura efectiva entre el fluido y la aleta es menor que la del fluido y el tubo, resulta en una menor transferencia

de calor por pie cuadrado de superficie para la aleta que para el tubo. Aún más, la diferencia de temperatura entre el fluido y la aleta cambia continuamente desde la extremidad a la base debido a la velocidad a la que el calor entra a la aleta por convección y a la que es transferido a su base por conducción.

Se encontrará que hay dos principios de transferencia de calor fundamentales que están involucrados en las correlaciones de las aletas: (1) determinar de la geometría y conductividad de la aleta la naturaleza de la variación de la temperatura, y (2) determinar el coeficiente de transferencia de calor para la combinación de aleta y superficie estándar o no extendida. En el caso de los intercambiadores de doble tubo, por ejemplo, la aleta suprime las corrientes de remolino espiral respecto al ánuls, lo que a su vez, reduce el coeficiente de convección para el ángulo debajo de su valor convencional determinado por la Ec. (6.2).

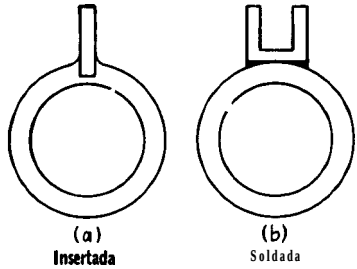


FIG. 16.3. Colocación de aletas

Clasificación **de las superficies extendidas.** Las aletas de ciertos tipos industriales se muestran en la Fig. 16.2, Las tuberías y tubos con aletas longitudinales son vendidas por varios fabricantes y consisten de largas tiras de metal con canales sujetos a la parte exterior del tubo. Estas tiras se sujetan ya sea por inserción al tubo como en la Fig. 16.3*a* o soldándolas continuamente por su base. Cuando se usan canales se sueldan integralmente al tubo como en la Fig 16.3*b*. Este tipo de aletas longitudinales se usa comúnmente en intercambiadores de doble tubo o en intercambiadores de tubo y coraza sin deflectores cuando el flujo procede a lo largo del eje del tubo. Las aletas longitudinales se emplean más comúnmente en problemas que involucran gases y líquidos viscosos o cuando debido al reducido flujo de uno de los medios de transferencia se originan flujos laminares.

Las ***aletas transversales se*** fabrican en una gran variedad de tipos y se emplean principalmente para el enfriamiento y calenta-

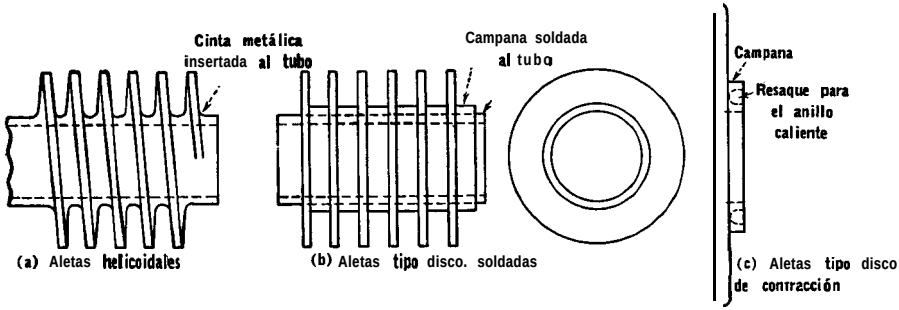


FIG. 16.4. Aletas transversales

miento de gases en *flujo* cruzado. Las aletas helicoidales de la Fig. 16.4*a* se clasifican como aletas transversales y se sujetan en varias formas tales como insertos, expandiendo el metal mismo para formar la aleta o soldando una cinta metálica al tubo en una forma continua. Las aletas de tipo disco son también del tipo transversal y usualmente se sueldan al tubo o se sujetan a él mediante contracción, como se muestra en la Fig. 16.4*b* y c. Para colocar una aleta de disco por contracción a un tubo, el disco, con un diámetro interior un poco menor que el diámetro exterior del tubo, se calienta hasta que el diámetro interior excede el diámetro exterior del tubo. Se recorre luego el tubo hasta su posición, y cuando se enfría, el disco se contrae formando una unión perfecta con el tubo. Una variación de esta técnica en la Fig. 16.4*c* emplea una campana la cual Lleva un anillo hueco en el que se coloca un metal caliente. Otros tipos de aletas transversales son conocidas como aletas *disc& nuas,* y en la Fig. 16.5 se muestran varias formas, tales como las aletas de tipo estrella.

Las aletas de tipo espina y tipo diente o espiga, emplean conos, pirámides o cilindros que se extienden desde la superficie del tubo de manera que se pueden usar para flujo longitudinal o flujo cruzado. Cada tipo de tubo aleteado tiene sus propias características y efectividad para la transferencia de calor entre la aleta y el fluido dentro del tubo, lo que resta de este capítulo trata de la derivación

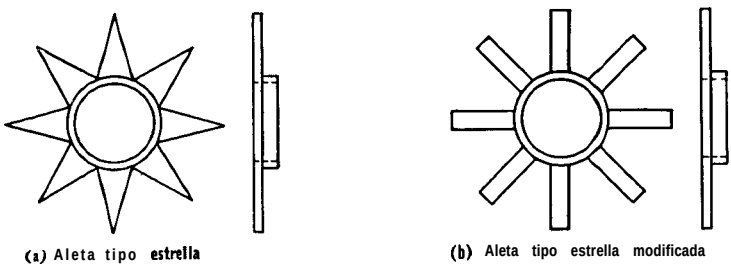


FIG. 16.5. Aletas discontinuas

de las relaciones y aplicaciones de los tipos más comunes. Posiblemente el principal uso futuro estará localizado en el campo de la energía atómica para recuperación controlada del calor de fisión, en los intercambiadores para las plantas comerciales de oxígeno, en la propulsión a chorro y en los ciclos de las turbinas de gas.

ALETAS LONGITUDINALES

Derivación de la eficiencia de la aleta. La aleta más simple desde el punto de vista de su manufactura *como* de su tratamiento matemático, es la aleta longitudinal de espesor uniforme. Para la derivación de sus características es necesario imponer las suposiciones y limitaciones dadas por Murray[2] y posteriormente por Gardner.[3]

1. El flujo de calor y la distribución de temperatura a través de la aleta es independiente del tiempo; por ejemplo, el flujo de calor es continuo.

2. El material de la aleta es homogéneo e isotrópico.

3. No hay fuentes de calor en la aleta en sí.

4. El flujo de calor a/o de la superficie de la aleta en cualquier punto es directamente proporcional a la diferencia de temperaturá entre la superficie en ese punto y la del fluido que la rodea.

5. La conductividad térmica de la aleta es constante.

6. El coeficiente de transferencia térmico es el mismo en toda la superficie de la aleta.

7. La temperatura del fluido que rodea la aleta es uniforme.

8. La temperatura de la base de la aleta es uniforme.

9. El grueso de la aleta es tan pequeño comparado con su altura que los gradientes de temperatura a través de su espesor pueden despreciarse.

10. El calor transferido a través de la arista exterior de la aleta es despreciable comparado con el que pasa a la aleta a través de sus lados.

ll. La junta entre la aleta y el tubo se supone que no ofrece resistencia.

En cualquier sección transversal como la de la Fig. 16.6 supóngase T_c como la temperatura constante del fluido caliente que rodea a la aleta y t la temperatura en cualquier punto de la aleta, y además variable. S.ea Θ la diferencia de temperatura que impulsa al calor del fluido a la aleta en cualquier punto de su sección transversal. Entonces

$$\Theta = T_c - t \tag{16.1}$$

[2] Murray, W. M., *J. Applied Mechanics, 5,* A78-80 (1938).
[3] Gardner, K. A., *Trans. ASME,* 67, 621-632 (1945).

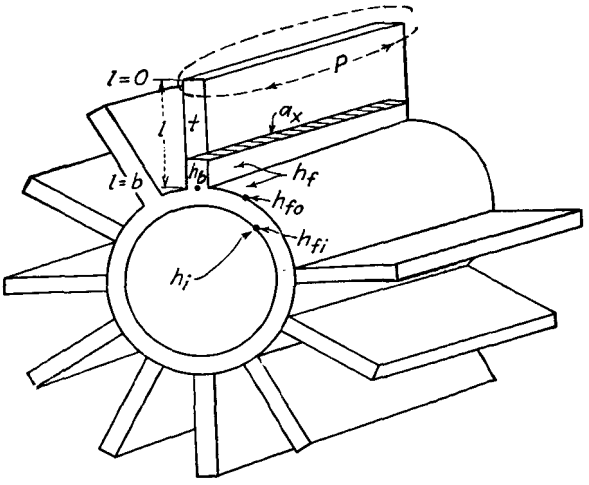


FIG. 16.6. Derivación de la eficiencia de la aleta longitudinal

Si 1 es la altura de la aleta que varia de 0 a ***b,***

$$\frac{\mathbf{de}}{dl} = - \frac{dt}{dl} \tag{16.2}$$

El calor dentro de la aleta que pasa a través de su sección transversal por conducción es

$$Q = ka_x \frac{d\Theta}{dl} \tag{16.3}$$

donde a_x es el área transversal de la aleta. Esto es igual al calor que pasa a la aleta a través de sus lados desde 1 = 0 hasta la sección achurada. Si P es el perímetro de la aleta, el área de los lados es $P\,dl$ y el coeficiente de película del líquido al lado de la aleta, ya sea a la superficie de la aleta o del tubo, es h_f.

$$dQ = h_f \Theta P \; dl \quad o \quad \frac{dQ}{dl} = h_f P \Theta \tag{16.4}$$

Diferenciando la Ec. (16.3) con respecto a l

$$\frac{dQ}{dl} = ka_x \frac{d^2\Theta}{dl^2} \tag{16.5}$$

Las Ecs. (16.4) y (16.5) son igualdades.

$$ka_x \frac{d^2\Theta}{dl^2} - h_f P \Theta = 0 \tag{16.6}$$

Reacomodando,

$$\frac{d^2\Theta}{dl^2} - \frac{h_f P \Theta}{k a_x} = 0 \qquad (16.7)$$

La solución directa de esta ecuación es

$$\Theta = C_1 e^{\left(\frac{h_f P}{k a_x}\right)^{1/2} l} + C_2 e^{-\left(\frac{h_f P}{k a_x}\right)^{1/2} l} \qquad (16.8)$$

Sea

$$m = \left(\frac{h_f P}{k a_x}\right)^{1/2}$$

La solución general es

$$\Theta = C_1 e^{ml} + C_2 e^{-ml} \qquad (16.9)$$

A $l = 0$

$$\Theta_e = C_1 + C_2 \qquad (16.10)$$

donde el suscrito se refiere a la arista exterior de la aleta.

Si no entra calor en el extremo de la aleta, según la suposición 10, $d\Theta/dl = 0$ cuando $\Theta = 0$ y $C_1 - C_2 = 0$.

$$C_1 = C_2 = \frac{\Theta_e}{2} \qquad (16.11)$$

La Ec. (16.8) se transforma

$$\frac{\Theta}{\Theta_e} = \frac{e^{ml} + e^{-ml}}{2} \qquad (16.12)$$

0 en términos generales

$$\Theta = \Theta_e \cosh ml \qquad (16.13)$$

A la base de la aleta donde l = b

$$\Theta_b = \Theta_e \cosh mb \qquad (16.14)$$

donde el suscrito se refiere a la base de la aleta.

Así se ha obtenido una expresión para la diferencia de temperatura entre la temperatura constante del fluido y la temperatura variable de la aleta en términos de esta última. Es ahora necesario obtener una expresión para Q en términos de l. De la Ec. (16.4) por diferenciación con respecto a la altura de la aleta l,

$$\frac{d^2Q}{dl^2} = h_f P \frac{d\Theta}{dl} \qquad (16.15)$$

Sustituyendo en la Ec. (16.3)

$$Q = \frac{k a_x}{h_f P} \frac{d^2Q}{dl^2} \qquad (16.16)$$

$$\frac{d^2Q}{dl^2} - \frac{h_f P}{k a_x} Q = 0 \tag{16.17}$$

Como antes, la solución es

$$Q = C_1' e^{ml} + C_2' e^{-ml} \tag{16.18}$$

A $l = 0$

$$C_1' + C_2' = 0 \qquad C_1' = -C_2'$$

Y

$$\frac{dQ}{dl} = 0$$

$$\frac{dQ}{dl} = h_f P \Theta_e = mC_1' - mC_2' = 0 \tag{16.19}$$

$$C_1' = \frac{h_f P \Theta_e}{2m} \qquad C_2' = -\frac{h_f P \Theta_e}{2m}$$

$$Q = \frac{h_f P \Theta_e}{2m} e^{ml} - \frac{h_f P \Theta_e}{2m} e^{-ml} \tag{16.20}$$

En términos de funciones hiperbólicas

$$Q = \frac{h_f P \Theta_e}{m} \operatorname{senh} ml \tag{16.21}$$

$$Q_b = \frac{h_f P \Theta_e}{m} \operatorname{senh} mb \tag{16.22}$$

La razón de la carga térmica Q_b a la diferencia de temperatura Θ_b en la base es

$$\frac{Q_b}{\Theta_b} = \frac{h_f P \Theta_e \operatorname{sen} mb}{m \Theta_e \cosh mb} \tag{16.23}$$

o

$$\frac{Q_b}{\Theta_b} = \frac{h_f P}{m} \tanh mb \tag{16.24}$$

Definir h_b como el valor de h_f en la superficie de la aleta cuando se refiere al área de su base a $l = b$. Llamando eficiencia [4] *de la aleta* al cociente $h_b/h_f = \Omega$, el valor promedio del coeficiente de transferencia térmica en la base de la aleta es dada por la ecuación de Fourier:

$$\frac{Q_b}{\Theta_b b P} = h_b \tag{16.25}$$

La eficiencia de la aleta h_b/h_f debe definirse por las ecuaciones (16.24) y (16.25)

$$\Omega = \frac{h_b}{h_f} = \frac{Q_b/\Theta_b b P}{\dfrac{mQ_b}{\Theta_b P} \dfrac{1}{\tanh mb}} = \frac{\tanh mb}{mb} \tag{16.26}$$

[4] Otro término que se usa en la literatura es la "efectividad de la aleta". que es la eficiencia multiplicada por el cociente de la superficie de la aleta al área de su base.

La Ec. (16.26) se aplica únicamente a la aleta y no a la porción del tubo entre ellas. Para tener el calor total removido por el tubo aleteado, el calor que fluye hacia la aleta con un coeficiente h_f debe ser finalmente combinado con el que fluye al tubo sin aletas considerando el diámetro exterior. Para esto es necesario establecer alguna superficie de referencia a la que el coeficiente en diferentes partes pueda reducirse al mismo flujo de calor. En un intercambiador ordinario h_o está referido al diámetro exterior del tubo. Debido a que no existen superficies simples de referencia en la parte exterior de los tubos aleteados, es conveniente usar el diámetro interior del tubo como la superficie de referencia a la que los coeficientes locales se corrigen para el mismo flujo térmico. Por definición, h_f es el coeficiente a toda la superficie exterior, ya sea la aleta o el tubo liso. Naturalmente en la base de las aletas hay mayor flujo térmico que en el tubo liso entre ellas, puesto que el calor que fluye a través dc la base de las aletas es mayor por unidad de área de tubo. Puede también esperarse que parte del calor que pasa de las bases de las aletas sea conducido al tubo metálico, de manera que la diferencia de temperatura entre el fluido del ángulo y el tubo liso no sea estrictamente constante. De ordinario no es necesario corregir para este efecto, puesto que el área del tubo liso que está afectada por este aumento de flujo térmico en las bases de las aletas, es ordinariamente pequeña comparada con el área total del tubo liso. Sin embargo, en el diámetro interior del tubo, el calor que fluye tanto de las aletas como en las partes lisas del tubo se supone que ha alcanzado un flujo estable.

El calor total removido del líquido del ánulo y que llega al diámetro interior del tubo, está compuesto por el calor transferido por las aletas al diámetro exterior del tubo y el transferido directamente a la superficie lisa del tubo. Estos pueden combinarse mediante una *eficiencia balanceada* Ω'. Si el calor transferido a través de la superficie del tubo liso en el diámetro exterior se designa por Q_o, entonces

$$Q_o = h_f A_o \Theta_b \tag{16.27}$$

donde A_o es la superficie lisa del tubo al diámetro exterior sin tomar en cuenta la base de las aletas. Si hay N_f aletas en el tubo. bPN_f es toda la superficie de las aletas. La transferencia total de calor en el diámetro exterior está dada por

$$\begin{aligned} Q = Q_b + Q_o &= h_b bPN_f\Theta_b + h_f A_o\Theta_b \\ &= \left(\frac{h_b bPN_f A_o}{A_o} + \frac{h_f bPN_f A_o}{bPN}\right)\Theta_b \\ &= \left(\frac{h_b}{A_o} + \frac{h_f}{bPN_f}\right) bPN_f A_o\Theta_b \end{aligned} \tag{16.28}$$

Sustituyendo la Ec. (16.26) para eliminar h_b

$$Q = \left(bPN_f \frac{\tanh mb}{mb} + A_o\right) h_f \Theta_b \tag{16.29}$$

Llamando h_{fo} el valor compuesto de h_f tanto para la aleta como para el tubo liso, cuando se refieren al diámetro exterior del tubo, la eficiencia balanceada es por definición $\Omega' = h_{fo}/h_f$. Combinando las Ecs. (16.24) y (16.29)

$$\Omega' = \frac{h_{fo}}{h_f} = \left(\frac{bPN_f \frac{\tanh mb}{mb} + A_o}{bPN_f + A_o}\right) \tag{16.30}$$

Pero como en la Ec. (6.2) el valor de los coeficientes varía inversamente con el área de flujo de calor. Si h_{fi} es el valor del coeficiente compuesto h_{fo} referido al diámetro interior del tubo,

$$\frac{h_{fi}}{h_{fo}} = \frac{bPN_f + A_o}{A_i} \tag{16.31}$$

Sustituyendo en la Ec. (16.31)

$$h_{fi} = \left(bPN_f \frac{\tanh mb}{mb} + A_o\right) \frac{h_f}{A_i} \tag{16.32}$$

De la Ec. (16.32)

$$h_{fi} = \left(\frac{\Omega A_f + A_o}{A_f + A_o}\right) \frac{(A_f + A_o)}{A_i} h_f \tag{16.33}$$

0 simplemente

$$h_{fi} = (\Omega A_f + A_o) \frac{h_f}{A_i} \tag{16.34}$$

Así, se ha obtenido una ecuación que da directamente el coeficiente de transferencia de calor en el interior de un tubo de superficie extendida que es equivalente al valor h_f en la superficie exterior del tubo. Sustituyendo los factores físicos y geométricos para un arreglo de tubos y aletas determinados, se puede desarrollar una *curva de eficiencia* balanceada que relacione h_f a h_{fi} basada en la superficie interna del tubo.

Bonilla,[1] ha presentado una solución gráfica de la Ec. (16.34) para aletas rectangulares de espesor uniforme. El método de derivación que aquí se empleó se aplica también a otro tipo de aleta longitudinal, *aun* cuando es deficiente para las aletas longitudinales de sección triangular. En la Tabla 16.1 se da una lista de las tangentes hiperbólicas.

[1] Bonilla, C. F., *Ind.* Eng. *Chem.*, 40, 1098-1101 (1948).

TABLA 16.1. TANGENTES HIPERBOLICAS

mb	Tanh mb	$\frac{\text{Tanh } mb}{mb}$
0.0	0.0000	1.000
0.1	0.0997	0.997
0.2	0.1974	0.987
0.3	0.2913	0.971
0.4	0.380	0.950
0.5	0.462	0.924
0.6	0.537	0.895
0.7	0.604	0.863
0.8	0.664	0.830
0.9	0.716	0.795
1.0	0.762	0.762
1.1	0.801	0.728
1.2	0.334	0.695
1.3	0.862	0.663
1.4	0.885	0.632
1.5	0.905	0.603
2.0	0.964	0.482
3.0	0.995	0.333
4.0	0.999	0.250

EJEMPLO 16.1. Cálculo de la eficiencia de la aleta y de una curva de eficiencia balanceada. Para ilustrar el uso de la Ec. (16.34) se desarrollará una curva de eficiencia balanceada para uno de los tipos de tubos aleteados usados más comúnmente en intercambiadores de doble tubo.

Un **intercambiador** de doble tubo emplea un tubo interior de acero de **1¼** plg DE, 13 BWG, al cual se le han fijado 20 aletas de 20 BWG, y **¾** plg de altura. Mediante bujes apropiados el tubo interior se inserta en el exterior de 3 plg de diámetro. Determine (a) la eficiencia de las aletas para varios valores de h_f, (b) la curva de eficiencia balanceada.

Solución :

Superficie externa total, *A:*

Superficie de la aleta, A, $= (20 \times 0.75 \times 12 \times 2)/144 = 2.50$ **pies²/pies** lin

Superficie lisa del tubo, $A_o = (3.14 \times 1.25 - 20 \times 0.035)^{12}/144 = 0.266$ **pies²/pie** lin

$A_f + A_o = 2.50 + 0.268 = 2.77$ **pies²/pie** lin

Superficie interna total, $A_i = (3.14 \times 1.06 \times 12)/144 = 0.277$ **pies²/pie lin**

(a) Eficiencia de la aleta:

$$\text{Eficiencia } \Omega = \frac{\tanh mb}{mb} \qquad (16.26)$$

$$m = \left(\frac{h_f P}{k a_x}\right)^{1/2} = h_f^{1/2}\left(\frac{P}{k a_x}\right)^{1/2} = h_f^{1/2}\left(\frac{2 \times 20 \times 144}{25 \times 0.035 \times 12 \times 20}\right)^{1/2} = 5.24 h_f^{1/2}$$

h_f	$5.24h_f^{1/2}$	mb	tanh mb	$\Omega = \frac{\tanh mb}{mb}$
4	10.48	0.655	0.5717	0.872
16	20.96	1.31	0.864	0.660
36	31.44	1.97	0.962	0.498
100	52.4	3.28	0.995	0.303
400	104.8	6.55	1.00	0.152
625	131	8.19	1.00	0.122
900	157	9.82	1.00	0.102

Las eficiencias de la aleta se dan en la última columna. Note que, cuando el coeficiente exterior h_f es 4.0, ambos lados de la aleta contribuyen a la transferencia de calor que es 37.2% más efectiva que la superficie lisa del tubo. Cuando h_f = 100, la efectividad es de 30.3%, y cuando h_f = 900 (agua o vapor de agua), la efectividad de la superficie es únicamente 10.2%. Esto se debe a que a los coeficientes de película más altos la aleta metálica casi alcanza la temperatura del fluido caliente y la diferencia de temperatura entre el fluido y la aleta es correspondientemente menor para valores dados de T_c Y t_c.

(b) La curva de eficiencia balanceada da directamente el valor de h_{fi} obtenido en el diámetro interior del tubo cuando el coeficiente de la aleta y del tubo liso es h_f

$$h_{fi} = (\Omega A_f + A_o)\frac{h_f}{A_i} \tag{16.34}$$

$h_f \times (\Omega A_f + A_o) / A_i = h_{fi}$

$4 \times (0.872 \times 2.50 + 0.268) / 0.277 = 35.4$

$16 \times (0.660 \times 2.50 + 0.268) / 0.277 = 110.8$

$36 \times (0.498 \times 2.50 + 0.268) / 0.277 = 193.5$

$100 \times (0.303 \times 2.50 + 0.268) / 0.277 = 370$

$400 \times (0.152 \times 2.50 + 0.268) / 0.277 = 935$

$625 \times (0.122 \times 2.50 + 0.268) / 0.277 = 1295$

$900 \times (0.102 \times 2.50 + 0.268) / 0.277 = 1700$

Estos valores de h_f y h_{fi} se grafican en la Fig. 16.7. Si el coeficiente de película de la aleta es grande, como en la condensación, enfriamiento o calentamiento de agua en el ángulo, hay poca ventaja en el uso de aletas, particularmente cuando se debe añadir un factor de obstrucción que puede ser la resistencia controlante. En realidad, se puede diseñar una aleta de un metal determinado para dar una alta eficiencia para cualquier valor razonable de h,; pero como h_f aumenta, el tamaño y costo de la aleta también aumentan. Se pueden también obtener mayores eficiencias usando aletas que no tengan espesor uniforme como las que se discutirán después.

Hay varios fabricantes que suministran intercambiadores de doble tubo completamente ensamblados que tienen aletas en el tubo interior. Debido a que el tubo aleteado no puede insertarse a través del estopero como en la Fig. 6.1, el método para confinar el tubo interior es un poco más complicado. En la Fig. 16.8 se muestra un

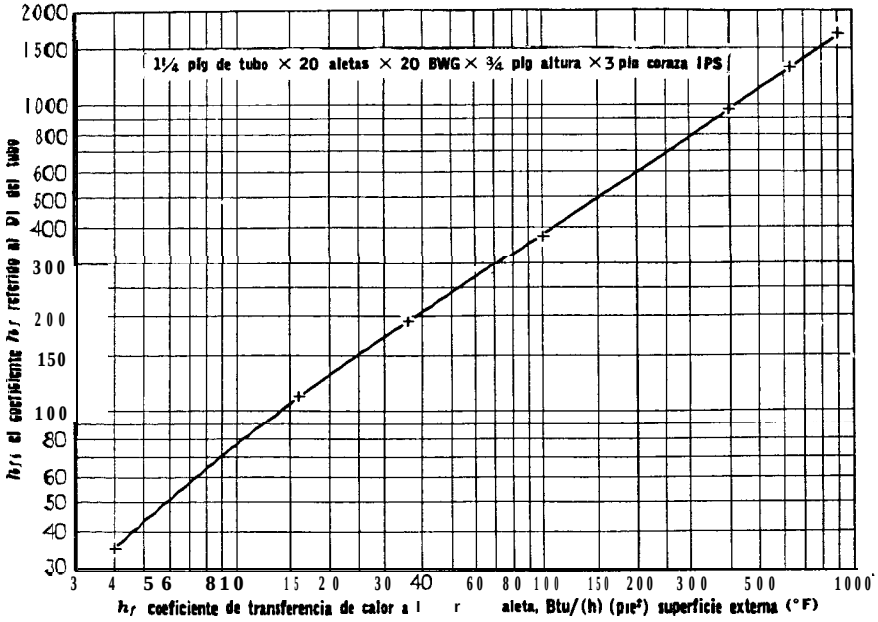


FIG. 16.7. Curva de eficiencia balanceada de la aleta

ejemplo típico del intercambiador prefabricado tipo estándar de doble tubo con aletas, y como en el Cap. 6, la unidad simple se llama *horquilla*. El costo de estas unidades es extremadamente moderado y son preferibles cuando uno de los fluidos es gas, un líquido viscoso, o un flujo pequeño. Operados en serie o en paralelo a menudo son superiores a los intercambiadores de tubo y coraza, no obstante el aumento del número de juntas por las que puede haber fuga. Cuando se conectan en cualquier otra forma y a su vez en serie, la diferencia verdadera de temperatura se calcula para un flujo en serie-paralelo de acuerdo con la Ec. (6.35). Cuando se operan con agua de enfriamiento debe seleccionarse para el tubo interior un material

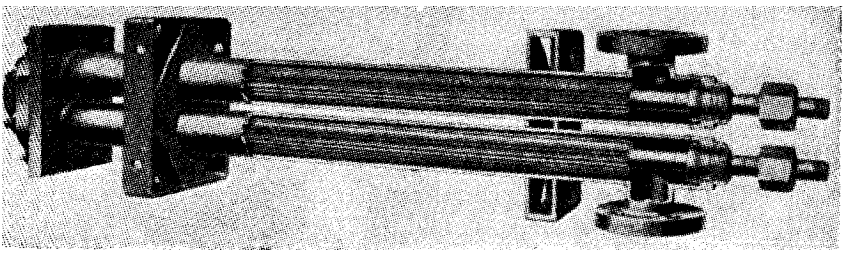


FIG. 16.8. Intercambiador de doble tubo con aletas longitudinales. (*Griscom-Russell* Co.)

no ferroso y con aletas ya sea de acero o de metal no ferroso. La Fig. 16.9 muestra tres curvas de eficiencia balanceada para intercambiadores aleteados de doble tubo de los tamaños más comunes. Estas no corresponden a las ofertas de un solo fabricante, sino que es una mezcla de los tres tamaños de que se dispone ordinariamente.

Coeficientes y caídas de presión de los intercambiadores de doble tubo. La adición de aletas a la parte exterior de los tubos interiores de los intercambiadores de doble tubo, generalmente, reduce el valor del coeficiente en el ánulo debido a que regulariza el flujo del fluido

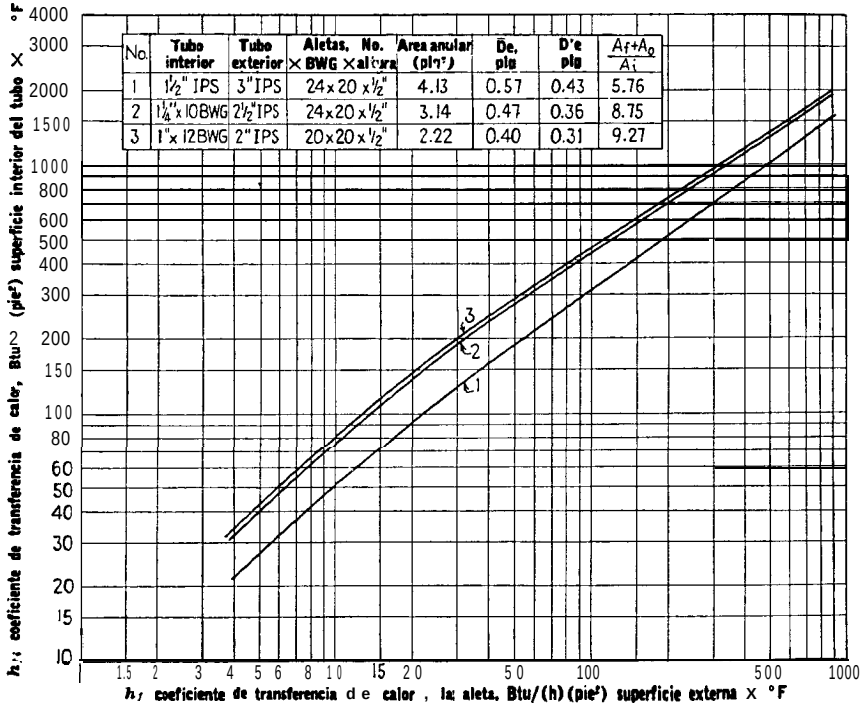


FIG. 16.9. Curvas de eficiencia balanceada para aletas en intercambiadores de doble tubo de acero

en la parte exterior del tubo o tubería. Los datos obtenidos para las superficies de tubos lisos no pueden usarse para el cálculo de intercambiadores de doble tubo de superficie extendida. Mientras que por experimento puede determinarse en la manera usual (Cap. 3) la curva de diseño o ecuación que relacione h_f a las variables de flujo y propiedad de transferencia de calor, esta correlación difiere para las superficies extendidas. Para el efecto se empieza con un intercambiador de doble tubo de superficie extendida, se pasa un fluido

a través del ángulo y se calienta mediante la condensación en gotas de vapor de agua, cuyo coeficiente de condensación es mucho muy alto comparado con el coeficiente del ángulo. Cualquiera otro medio calefactor puede sustituirlo si su coeficiente individual puede ser o ha sido determinado con precisión. Para experimentos de enfriamiento el medio usual es el agua. Se toman lecturas de los cambios de temperatura del aceite, vapor de agua o agua, y del flujo del

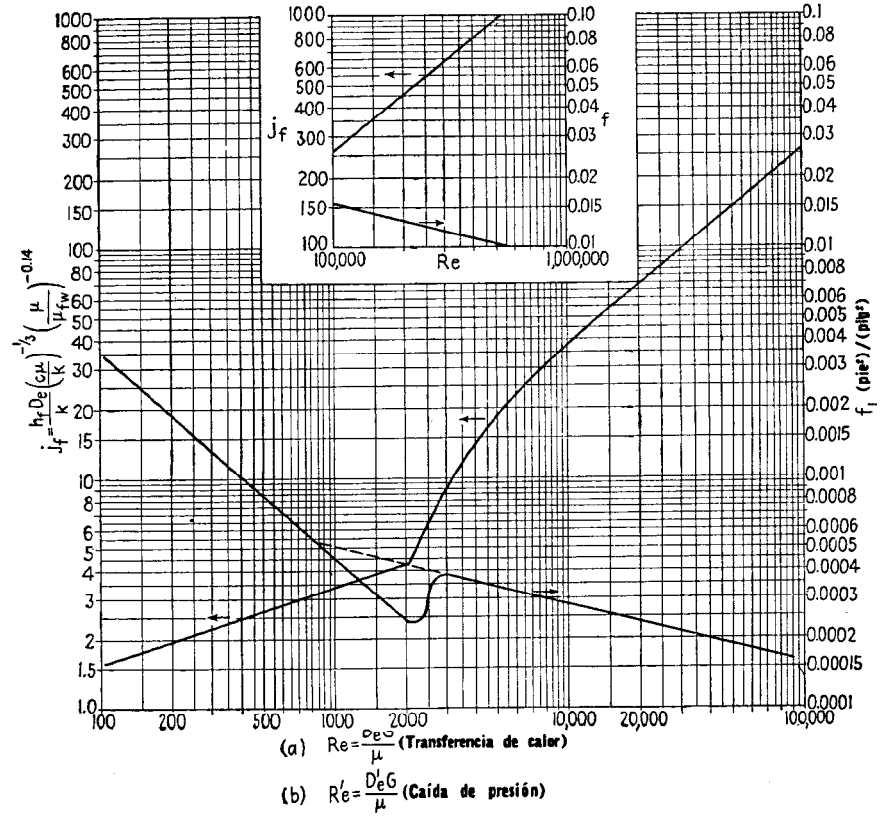


FIG. 16.10. Transferencia de calor y caída de presión para aleta longitudinal

fluido. La superficie A_i se conoce a partir del diámetro interior y la longitud del tubo interior, la carga térmica, la MLDT, y U_i, el coeficiente total limpio, que también pueden computarse. El coeficiente de película h_{fi} para el ánulo puede entonces determinarse de la siguiente ecuación :

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{fi}} \tag{16.35}$$

El valor de h_{fi} así obtenido representa el h_f para el tubo liso y aleteado ya combinado y balanceado. Si al tubo interior se le sujetan cuatro o más aletas, la adición de un número mayor de éstas parece no afectar el coeficiente de transferencia h_f de una manera significativa. Naturalmente, la eficiencia balanceada y la transferencia total de calor son influidas directamente por el número de aletas. Para generalizar los datos experimentales y hacerlos aplicables a otras aletas y otros arreglos de tubo que para los que han sido probados, el valor de h_{fi} debe transferirse del diámetro interior del tubo interior al ángulo. En el ángulo el coeficiente debe resolverse entre la aleta y la superficie lisa del tubo convirtiendo h_{fi} a h_f y graficando un factor de transferencia de calor j_f, que incluye el valor promedio de h_f para ambos tipos de superficie.

La Fíg. 16.10*a* es una curva isotérmica que se obtuvo de esta manera a partir de numerosos experimentos de calentamiento y enfriamiento en diferentes tipos de aletas y arreglos de intercambiadores de doble tubo y concuerda con los datos publicados por DeLorenzo y Anderson. [6] Los factores de fricción se dan en la Fig. 16.10*b*. El diámetro equivalente D', para caída de presión difiere de D_e para transferencia de calor, debido a la inclusión del perímetro del tubo exterior en el cálculo del perímetro húmedo. Ambos diámetros equivalentes se computan como en el Cap. 6 para intercambiadores de doble tubo usando cuatro veces el radio hidráulico.

Para ilustrar el método de tratamiento de datos experimentales en tuberías o tubos de superficie extendida, se desarrollará en seguida un ejemplo típico. El orden de cálculo es contrario del seguido para encontrar los requerimientos de superficie necesarios para ciertas condiciones de proceso que luego se demostrarán.

EJEMPLO 16.2. **Cálculo de la curva de transferencia de calor a partir de datos experimentales.** Intercambiador experimental de doble tubo, horquilla de acero.

Coraza, 3 plg IPS
Tubo interior aleteado: 1¼ plg DE, 13 BWG, con 20 aletas 20 BWG, ¾ plg altura
Longitud del tubo interior aleteado, 10'0" por sección entre los regresos

Datos y observaciones:

Fluido caliente, vapor de agua, $T_s = 302°F$ (en tubo interior)
Fluido frío, kerosena de 40.8°API, $t_1 = 151°F$, $t_2 = 185°F$
Peso del flujo, w = 15 200 lb/h
La condensación en gotas del vapor se promovió con aceite.

Cálculos :

DI de la Tubería de 3 plg IPS = 3.068 plg

[6] DeLorenzo, B., y E. D. Anderson, *Trans. ASME, 67. 697-702 (1945).*

Area del **ánulo**, $a_a = \frac{\pi(3.068^2 - 1.25)^2}{4 \times 144} - \frac{20 \times 0.035 \times 0.75}{144} = 0.0395$ ft²

Perímetro húmedo $= \pi \times \frac{1.25}{12} - 20 \times \frac{0.035^*}{12} + 20 \times 0.75 \times \frac{2}{12} = 2.77$ pies

Diámetro equivalente, $D_e = \frac{4 \times \text{área de flujo}}{\text{uerímetro húmedo}} = 4 \times \frac{0.0395}{2.77} = 0.057$ pies

Carga térmica, $Q = 15\,200 \times 0.523(185 - 151) = 271\,000$ **Btu/h**

MLDT = 133°F

Superficie intema/pie lin, $A_i = 0.277$ **pies²/pie**

$$U_i = \frac{271000}{0.277 \times 20 \times 133} = 368 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)}$$

$h_i = 3\,000$ (valor supuesto para la condensación en gotas del vapor)

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_k} + \frac{1}{h_{fi}} \qquad \frac{1}{368} = \frac{1}{3000} + \frac{1}{h_{fi}}$$

$h_{fi} = 418$ **Btu/(h)(pie²)(°F)**

De la curva de eficiencia (Fig. 16.7) para $h_{fi} = 418$, $h_f = 120$

A la temperatura promedio $\mu = 0.80$ cp $\times 2.42 = 1.94$ **lb/(pie)(h)**

$$\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} = 2.34$$

$$j_f = h_f \frac{D}{k} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{-1/3} = \frac{120 \quad 0.057}{0.079 \times 2.34} = 37.0 \qquad (16.36)$$

$$G_a = \frac{15{,}200}{0.0305} = 385{,}000 \text{ lb/(h)(pie²)}$$

$$\text{Re}_s = 0.057 \times \frac{385{,}000}{1.94} = 11{,}300$$

Este punto singular, $Re_s = 11\,300$ vs. $j_f = 37$, no cae exactamente en la curva isotérmica de la Fig. **16.10***a*. Está fuera por más de lo que aparenta a primera vista (37 vs. 41 o 9.8%), puesto que se está representando una prueba de calentamiento y j_f deberá dividirse por la corrección de viscosidad para permitir su representación en una curva isotérmica que sea aplicable a calentamiento y enfriamiento. Las implicaciones generales de este procedimiento ya se han discutido en los Caps. 5 y 6. En las correlaciones de la Fig. **16.10***a* se encontró que la corrección para viscosidad es $\phi_a = (\mu/\mu_{fw})^{0.14}$, donde μ_{fw} es la viscosidad tomada a la temperatura de la "pared" t_{fw}. Así, μ_{fw} reemplaza a μ_w cuando la pared del tubo tiene aletas.

Temperatura t_{fw} de la pared de un tubo aleteado. La temperatura de la pared de un tubo o tubería en superficie extendida influye en los valores del coeficiente de transferencia de calor que se obtienen cuando un fluido se calienta y enfría en el mismo rango de operación. Puesto que la aleta y el metal del tubo no estarán a la misma temperatura, el uso de cualquier temperatura tal como t_{fw} para reemplazar a la temperatura de la aleta t_f y a la temperatura de la pared del tubo t_w es naturalmente ficticia. Kayan[7] ha desarrollado un ingenioso método experimental de análisis para las temperaturas de la

* Esta es el área del tubo liso debajo de las bases de las aletas. Se consideró que las extremidades de las aletas no reciben calor en esta derivación y sus longitudes no se incluyen en el perímetro.

[7] Kayan, C. F., *Trans. ASME*, 67, 713-718 (1945); *Ind. Eng. Chem.*, 40 1044-1049 (1948).

pared que simula la transferencia de calor mediante una analogía eléctrica. Los métodos teóricos para obtener la temperatura de la pared son ciertamente complejos, y aun las aplicaciones más típicas de las superficies extendidas no han sido cubiertas por derivaciones adecuadas. El método empleado en seguida es semiempírico. Su ventaja principal estriba en la brevedad con la que se puede obtener una solución. Se presenta aquí en la secuencia que es más adaptable al diseño cuando se dispone de una curva de comportamiento tal como en la Fig. 16.10*a*. Si se debe desarrollar una curva isotérmica a partir de los experimentos de calentamiento y enfriamiento, la secuencia sólo debe rearreglarse:

La diferencia verdadera de temperatura At corresponde a la resistencia total l/U_{Di} en la ecuación de diseño $(Q/A_i) = U_{Di}\Delta t$. La suma de las diferencias de temperatura más pequeña a través de cada uno de los componentes de las resistencias entre el ánulo y el fluido del tubo interior debe ser igual a la verdadera diferencia de temperatura. El factor de obstrucción para el ánulo y el tubo puede no combinarse en los equipos de superficie extendida, puesto que son aplicables a tal variedad de superficies diferentes que deben hacerse correcciones de flujo térmico. Los componentes de las resis-

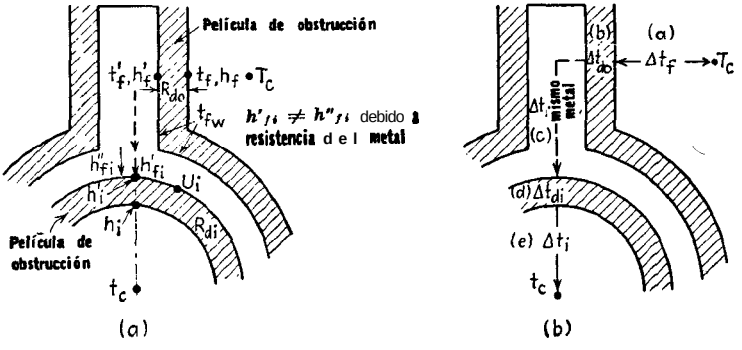


FIG 16.11. Localización de los coeficientes y caídas de temperatura en aletas longitudinales

tencias son (1) la película del ánulo, (2) factor de obstrucción del ánulo, (3) aleta y tubo metálico unidos, (4) factor de obstrucción del tubo, y (5) película del lado del tubo. Las diferencias de temperatura de los componentes se obtienen multiplicando la resistencia de los mismos por el flujo Q/A_i cuando este último es corregido a la superficie apropiada en cada punto. La temperatura de la pared t_{fw} ocurre entre las caídas de temperatura (2) y (3), y obteniendo esta temperatura se puede evaluar μ_{fw}. Mientras que el coeficiente limpio U_i se obtiene de coeficientes individuales calculados para

propiedades a T_c y T_c, la suma de las diferencias de temperatura de los componentes en la ecuación de diseño corresponde a Δt y no a $T_c - t_c$.

La temperatura de la pared t_{fw} se obtiene por prueba y error. Primero suponga un valor de t_{fw} que permite el cálculo de ϕ_a, la corrección para la viscosidad en el ánulo, y el coeficiente de película para el ánulo corregido para calentamiento o enfriamiento. El recíproco del coeficiente de película del ánulo es la resistencia en (1). El factor de obstrucción es la resistencia en (2). Si la temperatura después de pasar a través de esas dos resistencias corresponde al valor supuesto de t_{fw} y si la caída total de temperatura sobre las cinco resistencias corresponde a At, el valor supuesto es correcto. Si no se obtiene una identidad, se debe suponer otro valor de t_{fw} y repetir el procedimiento. La localización de las varias temperaturas y resistencias involucradas en este método, se muestran en la Fig. 16.11. La nomenclatura difiere de la Ec. (16.35) en la que no se incluyen factores de obstrucción. Los pasos en suponer la resistencia y corregir para las diferentes superficies por pie lineal de tubería de superficie extendida, serán evidentes en el bosquejo siguiente.

1. Suponga una temperatura t_{fw} para establecer una diferencia de temperatura entre el fluido del ánulo y la pared.
2. Obtenga $\phi_a = (\mu/\mu_{fw})^{0.14}$ donde μ_{fw} se obtiene a t_{fw}.
3. Obtenga h_f/ϕ_a de una curva de diseño y corrija por la razón de viscosidad ϕ_a y obtenga h, mediante h, $= (h, /\phi_a)\phi_a$ Entonces $R_f = 1/h_f$
4. Para obtener el valor efectivo de h_f en la superficie de la aleta añada a ésta la resistencia a través del factor de obstrucción del ánulo R_{do}. Para un factor de obstrucción R_{do},

$$\frac{1}{h'_f} = R_f + R_{do} \tag{16.37}$$

donde h'_f es el valor efectivo de h_f en la aleta.

5. Obtener h'_{fi} para el valor de h', en 4 a partir de una curva de eficiencia balanceada apropiada tal como la Fig. 16.9.
6. Multiplique h'_f en 4 por el cociente de las áreas $(A_f + A, ,) /A_i$ dando h''_{fi}, que es h'', corregida para el flujo térmico pero no para la resistencia de la aleta y paredes metálicas.

$$h''_{fi} = \frac{h'_f(A_f + A_o)}{A_i} \tag{16.38}$$

La diferencia entre h'_{fi} y h''_{fi} se puede considerar como debida a la resistencia de la aleta y paredes metálicas.

$$R_{\text{metal}} = \frac{1}{h'_{fi}} - \frac{1}{h''_{fi}} \tag{16.39}$$

7. Obtener h_i para el fluido en el tubo de cualquier dato apropiado para el lado del tubo haciendo uso de las Figs. 24 o 25, donde $\phi_t = (\mu/\mu_{fw})^{0.14}$ en lugar de $(\mu/\mu_w)^{0.14}$, y combine con el factor de obstrucción

del lado del tubo, R_{di}. $R_i = 1/h_i$, y si h'_i es el valor de h_i en la pared del tubo,

$$\frac{1}{h'_i} = R_i + R_{di} \tag{16.40}$$

8. De h'_i y h'_{fi} obtener U_{Di}, el coeficiente total de *diseño* corregido basado en el diámetro interno del tubo.

$$\frac{1}{U_{Di}} = \frac{1}{h'_{fi}} + \frac{1}{h'_i} \tag{16.41}$$

9. Obtenga el flujo térmico para la superficie real.

$$\frac{Q}{A_i} = U_{Di}\,\Delta t \tag{16.42}$$

10. Someta a las resistencias individuales el flujo térmico obtenido en 9 y determine cuándo la suma de las dos primeras diferencias individuales es la misma que el valor supuesto de $T_c - t_{fw}$ y si la suma de todas las diferencias es igual a la verdadera diferencia de temperatura. En el mismo orden que antes, las caídas de temperatura son:
a. Película del ánulo:

$$\Delta t_f = \frac{Q/A_i}{h''_{fi}} \tag{16.43a}$$

b. Anulo obstruido, corregido al diámetro interior:

$$\Delta t_{do} = \left(\frac{Q}{A_i}\right) R_{do}\,\frac{A_i}{A_f + A_o} \tag{16.43b}$$

c. Aleta 9 tubo metálico:

$$\Delta t_{\text{metal}} = \left(\frac{Q}{A_i}\right) R_{\text{metal}} \tag{16.43c}$$

d. Obstrucción 'del tubo:

$$\Delta t_{di} = \left(\frac{Q}{A}\right) R_{di} \tag{16.43d}$$

e. Película del tubo:

$$\Delta t_i = \frac{Q/A_i}{h_i} \tag{16.43e}$$

Cuando el fluido del tubo es gas, agua, o un fluido no viscoso similar, la corrección por viscosidad puede omitirse y ϕ_a puede tomarse como 1.0. El metal de que está hecha la aleta afecta grandemente la eficiencia, puesto que k para el acero es 26 y para el cobre 220 Btu/(h)(pie²)(°F/pie).

Cálculo de un intercambiador de doble tubo aleteado. El método empleado aquí es casi el mismo que el delineado en el Cap. 6. La diferencia verdadera de temperatura para un intercambiador de doble tubo es la MLDT calculada para una contracorriente verdadera o un valor computado de la Ec. (6.35) para un flujo en serie y paralelo. La longitud efectiva del tubo no incluye las vueltas entre las secciones de la horquilla o puede también ser una porción que no

contenga aletas. La parte interior del tubo se usa como superficie de referencia. Muchos de los fabricantes prefieren usar el diámetro exterior como superficie de referencia, puesto que tiene un valor numérico más grande. La solución de estos problemas puede convertirse a los datos de los fabricantes multiplicando la superficie interna por la razón $(A_f + A_o)/A_i$ y dividiendo el coeficiente total U_{Di} por esta razón. Se consideran razonables longitudes de tubo de 12, 15, 20 y 24 pies, para este tipo de intercambiadores. También se permiten mayores longitudes, ya que las aletas del tubo interior descansan en el tubo exterior y no se doblan. Como ya se dijo, los factores de obstrucción no pueden combinarse como en los intercambiadores comunes de doble tubo, debido a que son efectivos en superficies de muy diversa índole y deben ser tratados separadamente.

EJEMPLO 16.3. **Cálculo** de un **intercambiador** de doble tubo de superficie ***extendida*** usado como enfriador de gasoil. Se desea enfriar 18 000 **lb/h** de gasoil de **28°API** de 250 a **200°F**, en intercambiadores de doble tubo formados por corazas de 3 plg IPS y tubos interiores de 1¼ plg IPS, en los cuales se montan 24 aletas de ½ plg de altura por 0.035 plg (20 BWG) de ancho. Se usa agua como medio enfriador de 80 a 120°F. Se dispone de caídas de presión de 10 **lb/plg²** en las dos corrientes y se requieren factores de obstrucción de 0.002 para el gasoil y 0.003 para el agua.

¿**Cuántas** horquillas de 20 pies se necesitan?

Solución:

(1) Balance térmico: Gasoil, $Q = 18000 \times 0.53(250 - 200) = 477\,000$ **Btu/h** (**Fig. 4**)

Agua, $Q = 11\,950 \times 1.0(120 - 80) = 477\,000$ **Btu/h**

(2) At: Suponga contracorriente verdadera para el primer intento. A menos de que la caída de presión en cualesquiera de las corrientes se exceda, no será necesario ooniderar arreglos en serie-paralelo calculados por la Ec. (6.35). (5.14)

At = MLDT = 124°F

(3) Temperaturas calóricas T_c y t_c:

$\frac{\Delta t}{\Delta T} = \frac{120}{130} = 0.92 \qquad K_c = 0.27 \qquad F_c = 0.47$ (**Fig. 17**)

$T_c = 200 + 0.47(250 - 200) = 224°F$ (5.28)

$t_c = 80 + 0.47(120 - 80) = 99°F$ (5.29)

Fluido caliente : ánulo, gasoil

(4') 3 plg IPS, DI = 3.068 plg [Tabla **11**]

1½ plg IPS, DE = 1.90 plg [Tabla **11**]

Sección transversal de la aleta, 20 BWG, ½ plg altura, = 0.035 × 0.5 = 0.0175 **plg²** [**Tabla 10**]

$a_a = \left(\frac{\pi}{4} \times 3.068^2 - \frac{\pi}{4} \times 1.90^2 - 24\right.$

Fluido **frío:** tubo interior, agua

(4) $D = 1.61/12 = 0.134$ pie [Tabla **11**]

$a_t = \pi D^2/4 = \pi \times 0.134^2/4 = 0.0142$ pie*

x 0.0175)
$= 4.13$ plg^2
$= 4.13/144 = 0.0287$ pie2
Perímetro húmedo' = (π X 1.90-24 X 0.035 + 24 X 2 X 0.5) = 29.13 plg
$d_e = 4 \times 4.13/29.13 = 0.57$ plg
$D_c = 0.57/12 = 0.0475$ pie

(5') $G_a = Wa_a$
$= 18\,000/0.0287$
$= 628\,000$ lb/(h)(pie^2)

(6') A $T_c = 224°F$,
$\mu = 2.50 \times 2.42 = 6.05$ lb/(pie)(h) [Fig. 14]

Re, $= D_e G_a/\mu$
$= 0.0475 \times 628\,000/6.05 = 4930$

(7') $j_f = 18.4$ [Fig. 16.101

(8') A $T_c = 224°F$
$k(c\mu/k)^{1/3} = 0.25$ Btu/(h)(pie^2)(°F/pie) [Fig. 16]

(9') $h_f = j_f \frac{k}{D_e 0} \frac{c\mu}{k}^{1/3} \phi_a$ [Ec. (6.15)]

$\frac{h_f}{\phi_a} = 18.4 \times \frac{0.25}{0.0475} = 96.7$

(5) $G_t = w/a_t$
$= 11\,950/0.0142$
$= 842\,000$ lb/(h)(pie^2)

$V = G_t/3600\rho = 842\,000/3600 \times 62.5 = 3.75$ pie/seg

(6) A $t_c = 99°F$,
$\mu = 0.72 \times 2.42 = 1.74$ lb/(pie)(h) [Fig. 14]

$Re_t = DG_t/\mu$ (Re_t es sólo para caída de presión)
$= 0.134$ X 842 000/1.74 $= 65\,000$

(9) $h_i = 970 \times 0.82$
$= 795$ Btu/(h)(pie^2)(F) [Fig. 251

Cálculo de t_{fw} (los números se refieren al procedimiento bosquejado):

(1) Suponga $T_c - t_{fw} = 40°F$
$t_{fw} = 224 - 40 = 184°F$ (Fig. 14)

(2) A 184°F, $\mu_{fw} = 3.5$ cp
$\phi_a = \left(\frac{\mu}{\mu_{fw}}\right)^{0.14} = \left(\frac{2.5}{3.5}\right)^{0.14} = 0.95$

(3) $h_f = 96.7 \times 0.95 = 97.8$ Btu/(h)(pie^2)(°F)

(4) $R_{do} = 0.002$, $R_f = \frac{1}{91.8} = 0.0109$ (h)(pie^2)(°F)/Btu

$\frac{1}{h'_f} = 0.002 + 0.0109$ (16.37)

$h_f' = 77.5$

(5) $h'_{fi} = 255$ (Fig. 16.9)

(6) $h''_{fi} = h'_f \frac{A_f + A_o}{A_i} = 77.5 \times 5.76 = 447$ (16.38) y (Fig. 16.9)

$R_{\text{metal}} = \frac{1}{h'_{fi}} - \frac{1}{h''_{fi}} = \frac{1}{255} - \frac{1}{447} = 0.00169$ (16.39)

(7) Suponga $\phi_t = 1.0$ para enfriamiento (agua):

$R_{di} = 0.003$ $R_i = 1/795 = 0.00126$ $\frac{1}{h'_i} = 0.00126 + 0.003 = h'_i = 235$ (16.40)

* En la derivación, la arista exterior de la aleta se supuso que tenía una transferencia térmica de cero.

(8) $\frac{1}{U_{Di}} = \frac{1}{255} + \frac{1}{235}$ (16.41)

$U_{Di} = 122$

(9) Para obtener el verdadero flujo de calor la carga térmica debe ser dividida por la superficie real de transferencia térmica. Para una tubería de 1% plg IPS hay 0.422 pie²/pie lin Tabla 11

Prueba:

$A_i = \frac{Q}{U_{Di}\,\Delta t} = \frac{47\,000}{122 \times 124} = 31.5$ Pie'

Tubería requerida $= \frac{31.5}{0.422} = 74.8$ pie lineal

Usar dos horquillas de 20' = 80' lineales

$A_i = 80 \times 0.422 = 33.8$ pies²

$\frac{Q}{A_i} = \frac{477\,000}{33.8} = 14\,100$ Btu/(h)(pies²)

(a) Película del ánulo $\Delta t_f = \left(\frac{Q}{A_i}\right) / h'_{fi} = \frac{14\,100}{447}$ = 31.6"

(b) Obstrucción del ánulo, $\Delta t_{do} = \left(\frac{Q}{A_i}\right) R_{do} \frac{A_i}{A_f + A_o} = 14\,100 \times \frac{0.002}{5.76}$ = 4.9

Tc − t_{fw} = 36.5"

(c) Tubo y aleta metálicos, $\Delta t_{metal} = \left(\frac{Q}{A_i}\right) R_{metal} = 14\,100 \times 0.00169$ = 23.8

(d) Obstrucción del tubo, $\Delta t_{di} = \left(\frac{Q}{A_i}\right) R_{di} = 14\,100 \times 0.903$ = 42.3

(e) Película del tubo, $\Delta t_i = \left(\frac{Q}{A_i}\right) / h_i = \frac{14\,100}{795}$ = 17.7

120.3"

El supuesto $T_c - t_{fw}$ = 40.0". El calculado $T_c - t_{fw} = 36.5$" MLDT = 124°. La diferencia de 40 − 36.5 = 3.5°F no cambia materialmente el valor de $(\mu/\mu_{fw})^{0.14}$.

Nota: La caída de temperatura de 120.3°F corresponde a un factor de obstrucción basado en 74.8 pies lineales mientras que el flujo térmico corresponde a 80 pies lin. Las correcciones se dan al final de la solución.

Caída de Presión

(1') $d'_e = 4 \times 4.13/(29.13 + \pi \times 3.07) = 0.43$ plg

$D'_e = 0.43/12 = 0.0359$ pie

$Re'_a = D'_e G_a/\mu = 0.0359 \times 628{,}000/6.05 = 3730$

$f = 0.00036$ pie²/plg² [Fig. 6]

$s = 0.82$

(2') $\Delta P_a = \frac{fG_a^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} D'_e s \phi_a}$ [Ec. (7.45)]

$= \frac{0.00036 \times 628\,000^2 \times 80}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0359 \times 0.82 \times 0.95} = 7.9$ lb/plg²

(1) Re, = 65 000 (tubería)

$f = 0.000192$ pie²/plg² [Fig. 26]

(2) $\Delta P_t = \frac{fG_t^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t}$ [Ec. (7.45)]

$= \frac{0.000192 \times 842\,000^2 \times 80}{5.22 \times 10^{10} \times 0.134 \times 1.0 \times 1.0}$

1.4 lb/plg²

SUMARIO

0.002	Factor de obstrucción	0.003
255	h interna	235
U_{Di}	122	
7.9	ΔP calculada	1.4
10.0	ΔP permitida	10.0

Ajuste ***del factor de obstrucción.*** $U_{Di} = 122$ se basó en 74.8 pies lin. Basado en 80 pies lin $U_{Di} = 114$ y la diferencia excede al factor de obstrucción en 0.00057. Esto puede en realidad añadirse al lado de la **tubería** para dar un factor de obstrucción de 0.00357, o puede añadirse al ánulo tomando $0.00057 \times 5.76 = 0.00328$. El factor de obstrucción total para el anulo para esto último será entonces $0.002 + 0.00328 = 0.00528$. Para el nuevo valor de h'_f

$$\frac{1}{h'_f} = 0.00528 + \frac{1}{91.8} \qquad (16.37)$$

$$h_i' = 62$$

$$h'_{fi} = 220 \qquad \text{(Fig. 16.9)}$$

$$U_{Di} = \frac{h'_{fi}h'_i}{h'_{fi} + h'_i} = \frac{220 \times 235}{220 + 235} = 114 \qquad (16.41)$$

El sumario corregido es

0.0053	Factor de obstrucción	0.003
220	h interna	235
U_{Di}	114	
7.9	ΔP calculada	1.4
10.0	ΔP permitida	10.0

Notas: No hay necesidad para reajustar el cálculo de t_{fw}, ya que solamente la cláusula ***(b)*** será afectada y es usualmente insignificante ***en su*** contribución al valor de At. Su valor corregido es

$$\Delta t_{do} = 14{,}100 \times \frac{0.0053}{5.76} = 13.0^{\circ}$$

Esto da un valor computado de At de 128.4° vs. **124.0°**, pero esta diferencia ***no*** justifica una nueva prueba para obtener t_{fw}. La necesidad para ajustar el factor de obstrucción es de valor particular al comprobar el comportamiento dc una horquilla existente o de una bateria de ellas para un nuevo servicio.

Según lo reportan los fabricantes, la superficie total sería 33.8 × 5.76 = 194 pies². El coeficiente total reportado sería 114/5.76 = 19.8 Btu/(h)(pie²)(°F).

Intercambiadores de tubo y coraza con superficie extendida. El uso de las superficies extendidas en los intercambiadores de doble tubo permiten la transferencia de gran cantidad de calor en una unidad compacta. La misma ventaja puede obtenerse usando tubos longitudinalmente aleteados en intercambiadores de tubo y coraza equivalentes a los arreglos 1-1, 1-2, o 2-4. Debido a que es relativamente imposible limpiarlos, los tubos de superficies extendidas generalmente se arreglan en pasos triangulares y nunca se espacian para que las aletas de uno toquen las del otro tubo. Para prevenir el pandeo y la posibilidad de la vibración en el tubo, que podría resultar de la interconexión de un tubo con otro, cada tubo se soporta individualmente. Esto no puede hacerse con placas convencionales de soporte debido a que introducen cierta cantidad de flujo a través del haz, lo que no puede lograrse cabalmente con los tubos aleteados longitudinalmente. El soporte se lleva a cabo, sin embargo, soldando o sujetando pequeños anillos circulares en cada tubo a diferentes puntos a lo largo de la longitud del tubo. Estos anillos evitan que los tubos lleguen a juntarse y al mismo tiempo son un medio positivo para eliminar el daño por vibración. En varios puntos de su longitud el haz completo se sujeta con una banda periférica que mantiene a todos los tubos aleteados firmemente sujetos uno contra otro mediante los anillos de los tubos adyacentes.

Los intercambiadores 'de aletas longitudinales son relativamente caros, y en vista de que no se pueden limpiar, pueden ser usados únicamente para fluidos que de ordinario tienen coeficientes de película muy bajos y que son limpios o que forman depósitos que pueden ser separados por medios químicos. Esto los hace ideales para gases a baja presión donde la densidad es baja y la caída de presión permitida es también pequeña.

El prototipo de este mtercambiador es el 1-2 sin deflectores, que se calculó en el Ej. 7.8. Los intercambiadores de tubo y coraza con tubos aleteados longitudinalmente se calculan de la misma manera que los de doble tubo usando las mismas curvas de eficiencia para tubos idénticos. Unicamente difieren los diámetros equivalentes para transferencia de calor y caída de presión. Estos se computan en la manera convencional para toda la coraza usando cuatro veces el radio hidráulico, según se discutió en el Cap. 6 y se demostró en el Ej 7.8.

EJEMPLO 16.4. Cálculo de un intercambiador de tubo y coraza con tubos de aleta longitudinal. 30 000 lb/h de oxigeno a 3 lb/plg²g y 250°F se enfrían

a 100°F usando agua de 80 a 120°F. La máxima caída de presión permitida es de 2.0 **lb/plg²** para el gas y 10.0 **lb/plg²** para el agua. **Los** factores de obstrucción no deben ser menores de 0.0030 para las dos corrientes.

Se dispone de un intercambiador 1-2 de **19¼** plg DI con 70 tubos **le 16'0"** de largo con 20 aletas de ½ plg de altura y 20 BWG (0.035) de ancho, de acero. Los tubos son de 1 plg DE, 12 BWG y están dispuestos en orden triangular de 2 plg arreglados en cuatro pasos.

¿Servirá el intercambiador para este servicio? **¿Cuál** es el factor de obstrucción para el lado del gas?

Solución:

Intercambiador:

Coraza	Tubos
DI = **19¼ plg**	Número y long. = 70, **16'0",** 20 **aletas,** 20 BWG, plg
Espacio de los **deflectores = anillos** de soporte	DE, BWG, paso = **1** plg, 12 BWG, 2 plg en triángulo
Pasos = 1	Pasos = 4

(1) Balance de calor:

Oxígeno a 17.7 **lb/plg²a,** Q = 30 000 × **0.225(250 − 100) = 1 010 000 Btu/h**

Agua, Q = 50 000 × **1(100 − 80) = 1010 000 Btu/h**

(2) *At:*

Fluido caliente		**Fluido** frio	
250	Alta temp.	100	150
100	Baja Temp.	80	20
150	Diferencia	20	130

MLDT = 64.6°F (5.14)

$R = \frac{150}{20} = 7.5$ $S = \frac{20}{250 - 80} = 0.1175$ (7.18) $F_T = 0.87$ (Fig. 18)

At = 0.87 X 64.6 = **56.2°F**

(3) T_c y t_c: El promedio de las temperaturas de 175 y 90°F será adecuado.

Fluido caliente: *coraza, oxígeno* *Fluido frío: tubos, agua*

(4') $a_s = \frac{\pi}{4} \times 19.25^2 - 70\left(\frac{\pi}{4} \times 1^2 + 20 \times 0.035 \times 0.5\right)$
$= 211.5$ **plg²**
$= 211.5/144 = 1.47$ pie*

Perímetro húmedo = **70(π** × 1 − 20 x 0.035 + 20 x 2 x 0.5)
= 1570 **plg**

$d_e = 4 \times 211.5/1570 = 0.54$ **plg** **[Ec. (6.4)]**

(4) $a'_t = 0.479$ **plg²** [Tabla **10]**

$a_t = N_t a'_t/144n$ **[Ec. (7.48)]**
= 70 x 0.479/144 X 4 = 0.0582 **pie²**

$D = 0.782/12 = 0.0652$ pie

$D_e = 0.54/12 = 0.045$ pie

(6") $G_s = W/a_s$
$= 30\,000/1.47$
$= 20\,400$ **lb/(h)(pie²)**

(6') A $T_a = 175°F$, $\mu = 0.0225 \times 2.42$
$= 0.0545$ **lb/(pie)(h)** [Fig. **15**]

$Re_s = D_e G_s/\mu$
$= 0.045 \times 20\,400/0.0545 = 16\,850$

(7') $j_H = 59.5$ [Fig. **16.10a**]

(8') A **175°F**, $c = 0.225$; $k = 0.0175$

$(c\mu/k)^{1/3} = (0.225 \times 0.0545/0.0175)^{1/3}$
$= 0.89$

$\phi_s = 1.0$ (para gases)

(9') $h_f = j_f \frac{k}{D_e}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}\phi_s$ **[Ec. (6.15)]**

$= 59.5 \times 0.0175 \times 0.89/0.045$
$= 20.5$

$R_{do} = 0.003$ $h_{do} = 1/0.003 = 333$

$h'_f = \frac{h_{do}h_f}{h_{do} + h_f} = \frac{333 \times 20.5}{333 + 20.5} = 19.3$

[Ec. (16.37)]

$h'_{fi} = 142$ **Btu/(h)(pie²)(°F)** [Fig. 16.91

(5) $Gt = w/a_t$
$= 50\,500/0.0582$
$= 868\,000$ **lb/(h)(pie²)**

$V = G_t/3600\rho = 868\,000/3600 \times 62.5$
$= 3.86$ **pie/seg**

(6) A $t_a = 90°F$,
$\mu = 0.80 \times 2.42 = 1.94$ **lb/(pie)(h)**
[Fig. 141

$Re_t = DG_t/\mu$ (para **caída** de presión solamente)

$= 0.0652 \times 868{,}000/1.94 = 29100$

(9) $h_i = 940 \times 0.96 = 903$ [Fig. **25**]

$R_{di} = 0.003$ $h_{di} = 1/0.003 = 333$

$h'_i = \frac{h_{di}h_i}{h_{di} + hi} = \frac{333 \times 903}{333 + 903}$

$= 243$ **Btu/(h)(pie²)(°F)**

[Ec. (16.40)]

Coeficiente total de diseño en la parte interior del tubo U_{Di}:

$$U_{Di} = \frac{h'_{fi}h'_i}{h'_{fi} + h'_i} = \frac{142 \times 243}{142 + 243} = 89.6 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)} \quad (16.41)$$

Coeficiente total real basado en el interior del tubo:

Superficie interna por pie lin = 0.2048 pies (Tabla 10)

$A_i = 70 \times 0.2048 \times 16'0" = 230$ pies*

$U_{Di} = \frac{q}{A_i\,\Delta t} = \frac{1\,010\,000}{230 \times 56.2} = 78{,}2$

Ajuste del factor de **obstrucción**:

Exceso del factor de obstrucción $= \left(\frac{1}{U_{D\,\text{real}}}\right) - \frac{1}{U_{Di}} = \frac{1}{78.2} - \frac{1}{89.6} = 0.00165$

Sumando **al** factor de obstrucción externo: $\frac{A_f + A_o}{A_i} = 9.27$

$R_{do} = 0.003 + 9.27 \times 00165 = 0.0183$

$h'_{f,\,\text{real}} = 0.0183 + \frac{1}{20.5} = 14.9$

$h'_{fi} = 113$

Comprobación del coeficiente total real:

$$U_{Di} = \frac{h'_{fi}h'_i}{h'_{fi} + h'_i} = \frac{113 \times 243}{113 + 243} = 77.3 \quad \textit{Compárese vs. 78.2}$$

Caída de Presión

(1') $d'_e = 4 \times 211.5/(1570 + \pi \times 19.25) = 0.52$ plg **[Ec. (6.5)]**

$D'_e = 0.52/12 = 0.0433$ **pie**

$Re'_s = D'_e G_s/\mu$

$= 0.0433 \times 20\,400/0.0545 = 16200$

$f = 0.00025$ **pie²/plg²** **[Fig. (16.10b)]**

Peso mol oxígeno = 32

$$\rho = \frac{32}{359 \times \frac{635}{492} \times 14.7/17.7} = 0.083 \text{ lb/pie}^3$$

$s = 0.083/62.5 = 0.00133$

(2') $\Delta P_s = \dfrac{f G_s^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D'_e s \phi_s}$ **[Ec. (7.45)]**

$$= \frac{0.00025 \times 20\,400^2 \times 16}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0433 \times 0.00133 \times 1.0}$$

$= 0.6$ **lb/plg²**

(1) Para $Re_t = 29\,100$

$f = 0.00021$ **pie²/plg²** **[Fig. 26]**

(2) $\Delta P_t = \dfrac{f G_t L n}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t}$ **[Ec. (7.45)]**

$$= \frac{0.00021 \times 868\,000^2 \times 16 \times 4}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0652 \times 1.0 \times 1.0}$$

$= 3.0$ **lb/plg²**

SUMARIO

0.018	**Factor de obstrucción**	0.003
113	h interior	243
U_{Di}	78.2	
0.6	ΔP calculado	3.0
2.0	AP permitido	10.0

El valor **del** factor de obstrucción del lado de la coraza puede sugerir que el **intercambiador** está considerablemente más grande de lo necesario. Sin embargo, **el número** de tubos aleteados que pueden **colocarse en un arreglo triangular** de 2 plg **en** una **coraza de 17¼ plg es únicamente de 54. Esto da un valor requerido** de U_{Di} de 102, que es un poco más grande de lo que se puede esperar en un intercambiador de 17¾ plg.

ALETAS TRANSVERSALES

Derivación de la eficiencia de la aleta. Los diferentes tipos de tuberías y tubos con aletas transversales se discutieron al principio del capítulo. Las expresiones para sus eficiencias son algo más difíciles de derivar que las de las aletas longitudinales, puesto que aun las aletas transversales de sección uniforme no se reducen a ecuaciones diferenciales simples como las longitudinales que tienen sección uniforme. Las derivaciones dadas **aquí** son las de **Gard-**

ner,[8] que son muy ingeniosas porque desarrollan una expresión general que es aplicable, modificándola, a todos los tipos de aletas manufacturadas incluyendo las longitudinales. Para la derivación del caso general, se considerará una aleta transversal de sección variable. De nuevo se supone que el fluido que envuelve a la aleta es más caliente que la aleta misma y que el flujo de calor es del fluido exterior a la aleta. Son válidas las mismas suposiciones anteriores. Refiriéndonos a la Fig. 16.12, sea $\Theta = T_c - t$ donde T_c es la temperatura constante del fluido caliente, y t es la temperatura del metal

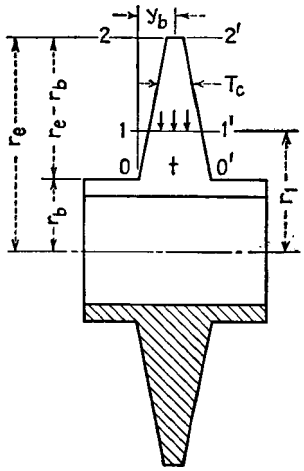


FIG. 16.12. Derivación de la eficiencia de una aleta transversal

en cualquier punto de la aleta. El calor que entra a los dos lados de la aleta entre 2-2' y 1-1' depende de la superficie entre los dos radios r_e y r_1. La superficie total entre 2-2' y O-O' es una función de r.

$$dQ = h_f \Theta \, dA \tag{16.44}$$

El calor que entra a la aleta entre 2-2' y l-l' fluye hacia su base a través de la sección transversal de la aleta en l-l'. Aplicando la ecuación de Fourier

$$Q = -ka_x \frac{d\Theta}{dr} \tag{16.45}$$

donde k es la conductividad térmica y a_x es el área de la sección transversal de la aleta que en este caso también varía con r. Diferenciando la Ec. (16.45),

$$-\frac{dQ}{dr} = \frac{d}{dr}\left(ka_x \frac{d\Theta}{dr}\right) = ka_x \frac{d^2\Theta}{dr^2} + \frac{k\, da_x}{dr}\frac{d\Theta}{dr} \tag{16.46}$$

[8] Gardner, obra citada.

Igualando las Ecs. (16.44) y (16.46)

$$\frac{d^2\Theta}{dr^2} + \left(\frac{1}{a_x}\frac{da_x}{dr}\right)\frac{d\Theta}{dr} + \left(\frac{h_f}{ka_x}\frac{dA}{dr}\right)\Theta = 0 \qquad (16.47)$$

Esta ecuación diferencial de segundo orden es algo más difícil de evaluar que la Ec. (16.6), la que tiene raíces simples y puede resolverse mediante las funciones Bessel.

En la solución de problemas de ingeniería aparece un cierto número de ecuaciones diferenciales de segundo orden que pueden resolverse mediante series de potencias. La solución puede escribirse como la suma de dos funciones arbitrarias y dos constantes arbitrarias sugeridas por la Ec. (16.9). En su forma general la ecuación de Btssel es

$$r^2\frac{d^2\Theta}{dr^2} + r\frac{d\Theta}{dr} + (r^2 - n^2)\Theta = 0 \qquad (16.48)$$

donde ***n es*** una constante. Se han desarrollado muchos tipos de funciones que son soluciones independientes de la ecuación de Bessel, y se han tabulado [9] las propiedades de aquéllas. Douglas ha proporcionado la siguiente solución para la Ec. (16.48) a la que la Ec. (16.47) puede transformarse multiplicando por r^2.

$$r^2\frac{d^2\Theta}{dr^2} + [(1 - 2m)r - 2\alpha_1 r]\frac{d\Theta}{dr} + [p^2C_3^2r^{2p} + \alpha_1^2r^2 + \alpha_1(2m - 1)r + m^2 - p^2n^2]\Theta = 0 \qquad (16.49)$$

donde α_1, C_3, p, m, y n son constantes, la última es el ***orden*** de la función Bessel.

Las Ecs. (16.48) y (16.49) tendrán la misma forma cuando

$$a_x = C_4 r^{1-2pn} \qquad (16.50)$$

Y

$$\frac{dA}{dr} = C_5 r^{2p(1-n)-1} \qquad (16.51)$$

donde C_4 y C_5 son constantes positivas. Si la sección transversal de la aleta puede describirse por la Ec. (16.50) y la superficie de la arista exterior a la sección transversal por la Ec. (16.51), se encuentra la solución general de las condiciones de frontera en la arista exterior de la aleta y en la base de la misma.

En la arista exterior, $r = r_e$ y $\Theta = \Theta_e$

En la base, $r = r_b$ y $\Theta = \Theta_b$

Para n igual a cero 0 a un entero

$$\Theta = \Theta_b\left(\frac{u}{u_b}\right)^n\left[\frac{I_n(u) + \beta_1 K_n(u)}{I_n(u_b) + \beta_1 K_n(u_b)}\right. \qquad (16.52)$$

[9] Sherwood, T. K., y C. E. Reed, "Applied Mathematics in Chemical Engineering" Pág. 211, McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1939.

donde

$$\beta_1 = -\frac{I_{n-1}(u_e)}{K_{n-1}(u_e)} \tag{16.53}$$

y

$$u = -iC_3 r^p = r\sqrt{\frac{h_f}{ka_x}\frac{dA}{dr}} \tag{16.54}$$

donde u_b y u_e se encuentran por sustitución de r, a_x, y dA/dr para la arista y la base, respectivamente, e $i = \sqrt{-1}$. Puesto que Θ es una función de A tanto como de r, el calor transferido a la superficie completa de la arista por el fluido es

$$Q = h_f \int_0^{A_f} \Theta \, dA \tag{16.55}$$

donde A_f es la superficie total de la aleta. El mismo calor, cuando se transfiere a través de la base de la aleta al tubo es

$$Q = h_b \Theta_b A_f \tag{16.56}$$

Definiendo la eficiencia de la aleta como antes.

$$\Omega = \frac{h_b}{h_f} = \frac{\int_0^{A_f} \Theta \, dA}{\Theta_b A_f} = \frac{2(1-n)}{u_b[1-(u_e/u_b)^{2(1-n)}]}\left[\frac{I_{n-1}(u_b) - \beta_1 K_{n-1}(u_b)}{I_n(u_b) + \beta_1 K_n(u_b)}\right] \tag{16.57}$$

Para una aleta de contorno dado se conoce el exponente de r en la Ec. (16.50). La Ec. (16.51) puede ser eliminada consecuentemente para permitir la solución para n, el orden de la función Bessel.

Cuando $n = 0$, la introducción de las Ecs. (16.52) y (16.53) y

$$dA = C_6 u^{1-2n} \, du$$

como se obtuvo de las Ecs. (16.51) y (16.54) a la Ec. (16.57), da el valor de Ω para la aleta anular de ancho constante.

La Ec. (16.57) se reduce a

$$\Omega = \frac{2}{u_b[1-(u_e/u_b)]^2}\left[\frac{I_1(u_b) - \beta_1 K_1(u_b)}{I_0(u_b) + \beta_1 K_0(u_b)}\right] \tag{16.58}$$

donde

$$\beta_1 = \frac{I_1(u_e)}{K_1(u_e)} \tag{16.59}$$

y

$$u_b = \frac{(r_e - r_b)\sqrt{h_f/ky_b}}{\left(\frac{r_e}{r_b} - 1\right)} \tag{16.60}$$

$$u_e = u_b\left(\frac{r_e}{r_b}\right) \tag{16.61}$$

Las gráficas de estas ecuaciones se dan en la Fig. 16.13*a*.

Para el caso donde n es igual a una fracción,

$$\Theta = \Theta_b \left(\frac{u}{u_b}\right)^n \left[\frac{I_n(u) + \beta_1 I_{-n}(u)}{I_n(u_b) + \beta_1 I_{-n}(u_b)}\right] \tag{16.62}$$

donde

$$\beta_1 = \frac{I_{n-1}(u_e)}{I_{1-n}(u_e)} \tag{16.63}$$

Si la mitad del espesor de la aleta, y, está dado por

$$y = y_b \left(\frac{r}{r_b}\right)^{-\frac{2n}{1-n}} \tag{16.64}$$

$$u = (1 - n)\left(\frac{r}{r_b}\right)^{\frac{1}{1-n}} \sqrt{\frac{h_f}{k y_b}}\, r_b \tag{16.05}$$

Donde n igual a una fracción, la Ec. (16.57) se transforma

$$\Omega = \frac{2(1 - n)}{u_b[1 - (u_e/u_b)^{2(1-n)}]} \left[\frac{I_{n-1}(u_b) + \beta_1 I_{1-n}(u_b)}{I_n(u_b) + \beta_1 I_{-n}(u_b)}\right] \tag{16.66}$$

Donde $n = \frac{1}{3}$, correspondiente a una aleta anular con flujo de calor constante en cualquier sección transversal de r_b a r_e

$$\Omega = \frac{4}{3u_b[1 - (u_e/u_b)^{4/3}]} \left[\frac{I_{-2/3}(u_b) + \beta_1 I_{2/3}(u_b)}{I_{1/3}(u_b) + \beta_1 I_{-1/3}(u_b)}\right] \tag{16.67}$$

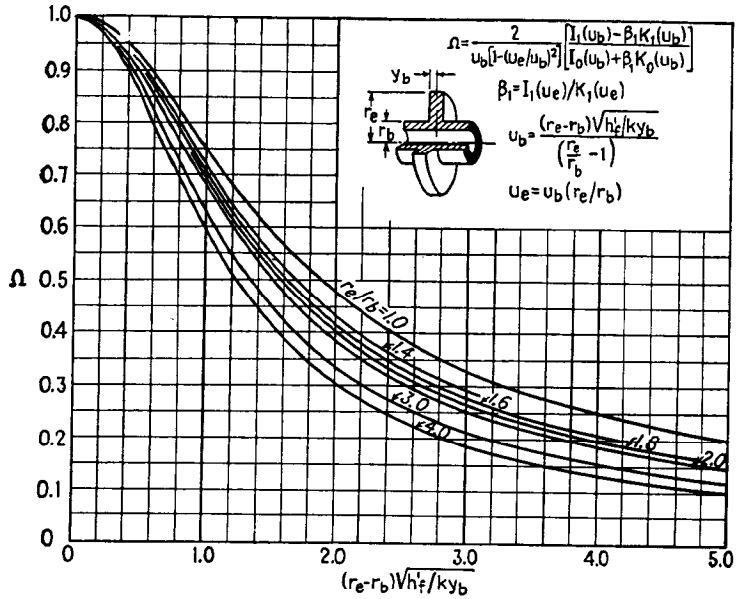
$$\beta_1 = \frac{-I_{-2/3}(u_e)}{I_{2/3}(u_e)} \tag{16.68}$$

$$u_e = u_b \left(\frac{r_e}{r_b}\right)^{3/2} \tag{16.69}$$

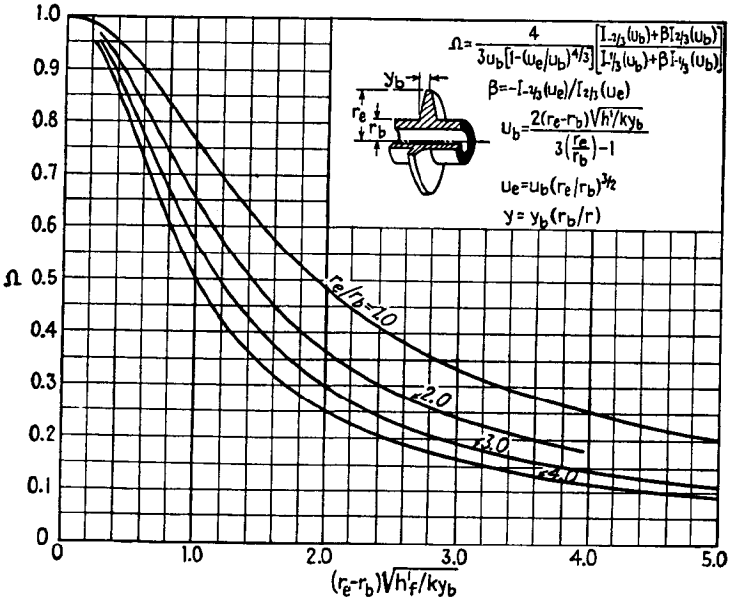
$$y = y_b \left(\frac{r_b}{r}\right) \tag{16.70}$$

Estos valores se grafican en la Fig. 16.13*b*. Para aletas longitudinales y espinas, las curvas de eficiencia y ecuaciones fundamentales se incluyen en las Figs. 16.13*c* y *d*. Cuando está presente un factor de obstrucción, reemplace h_f por h'_f.

En estas gráficas la eficiencia Ω se ha graficado como la ordenada y los principales elementos de forma que tienen influencia sobre el valor de n en la ecuación de Bessel, se han graficado como abscisa. Las variaciones en los tipos de construcción de tubos con aletas transversales son numerosas, y menos estandarizadas que las aletas longitudinales y no se harán aquí esfuerzos para computar la curva de eficiencia balanceada de h'_f vs. h'_{fi}. Sin embargo, se puede computar una curva de eficiencia balanceada, usando la Ec. (16.34) con valores de Ω tomados de la Fig. 16.13 *a* y *b*, de la misma manera anterior, siempre que el uso frecuente dado a la aleta y al arreglo en el tubo justifique la preparación de esta curva.

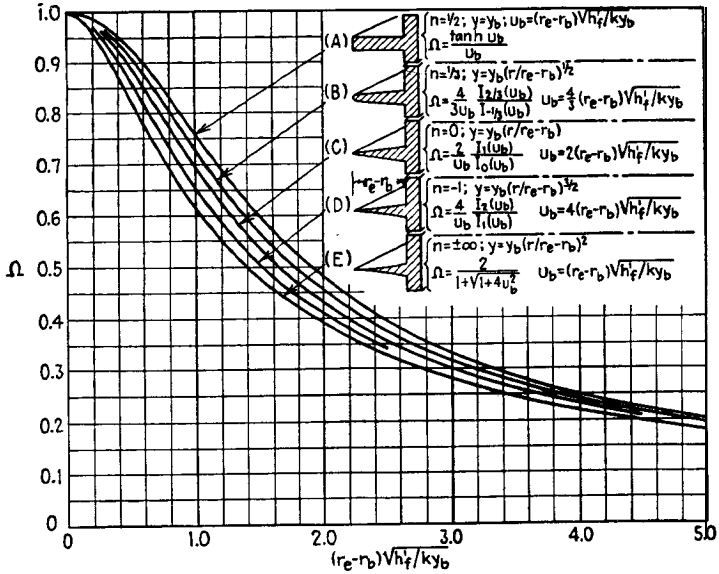


(a) Eficiencia de aleta anular de espesor constante

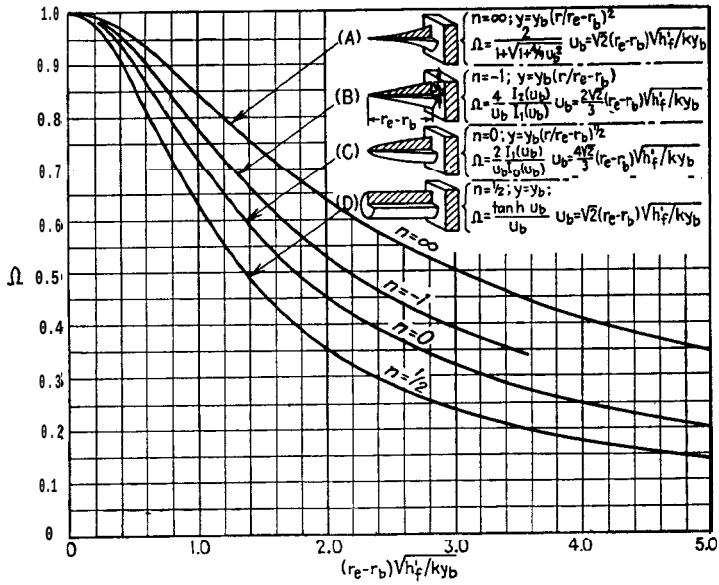


(b) Eficiencia de aleta anular con área metálica para flujo de calor constante

FIG. 16.13. Eficiencias de aletas. Cuando no hay factor de obstrucción reemplace h'_f por h_f. (*Gardner, Transactions of the ASME*)



(c) Eficiencia de la aleta para varios tipos de aleta recta



(c) Curvas de eficiencia para cuatro tipos de espinas

Aleta térmica **óptima.**[10] Schmidt ha llevado a cabo las derivaciones para las formas de varios tipos de aletas que dan la transferencia de calor más alta por la mínima cantidad de metal. Como resultado, la aleta óptima puede considerarse aquella que tiene un flujo de calor constante a cualquier sección transversal entre la arista exterior y la base. Para las aletas comunes longitudinales y transversales, esto correspondería a las formas altas y angostas con pequeñas áreas de base. Más aún, los lados de las aletas deberán tener curvaturas parabólicas. Aun cuando la eficiencia térmica para una aleta ideal puede ser alta, el costo de manufactura usualmente es excesivo y a menudo no son estructuralmente adaptables a las aplicaciones industriales. Sin embargo, los cálculos de las formas óptimas han conducido al presente tipo de manufactura usando metal 20 BWG y más liviano, excepto cuando las condiciones de transferencia de calor requieren una construcción más robusta.

El metal usado en la manufactura afecta grandemente la **economicidad** de las aletas. Schmidt ha preparado la siguiente tabla que compara el cociente de la cantidad de metal requerido para aletas de idéntica forma donde el peso y volumen de una aleta de cobre se toman como unidad.

TABLA 16.2. VOLUMENES Y PESOS OPTIMOS DE ALETAS METALICAS

Metal	k	Gravedad	Volumen	Peso
Cobre	222	8.9	1.0	1.0
Aluminio	121	2.7	1.83	0.556
Acero	30	7.8	7.33	0.43

Jakob [11] presenta un excelente resumen de aletas óptimas definidas mediante otro criterio.

Intercambiadores con aletas transversales. Los intercambiadores de aletas transversales en flujo cruzado sólo se usan cuando los coeficientes de película de los fluidos que pasan sobre ellos son bajos. Esto se aplica particularmente a gases y aire a presiones bajas y moderadas. También se dispone de tubos que tienen muchas y muy pequeñas aletas formadas integralmente a partir del tubo mismo y que se usan en los intercambiadores convencionales 1-2 con deflectores de flujo lado a lado. Estos pueden ser calculados usando una curva de transferencia de calor para el lado de la coraza y una curva de eficiencia apropiada.

[10] Schmidt. E., Z. Ver. *deut*, Ing. 885, 70 (1926).
[11] Jakob, obra citada.

Posiblemente la aplicación más interesante de las aletas transversales se encuentra en los enfriadores de gases y aplicaciones de calentamiento de los mismos como en los hornos y calderas (economizadores), los serpentines para aire acondicionado, condensadores de vapor enfriados por aire para turbinas y motores de explosión y

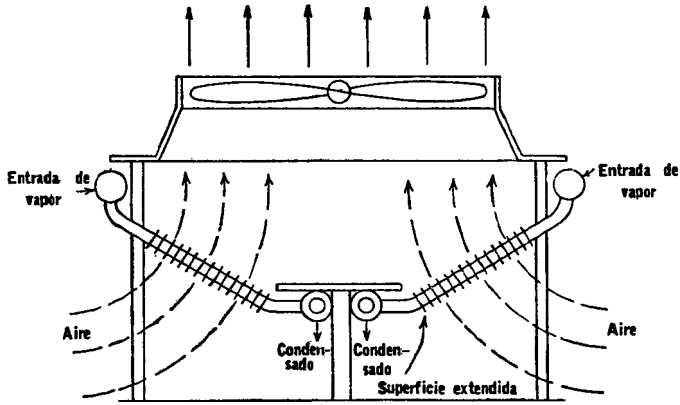


FIG. 16.14. Condensador atmosférico de aletas transversales

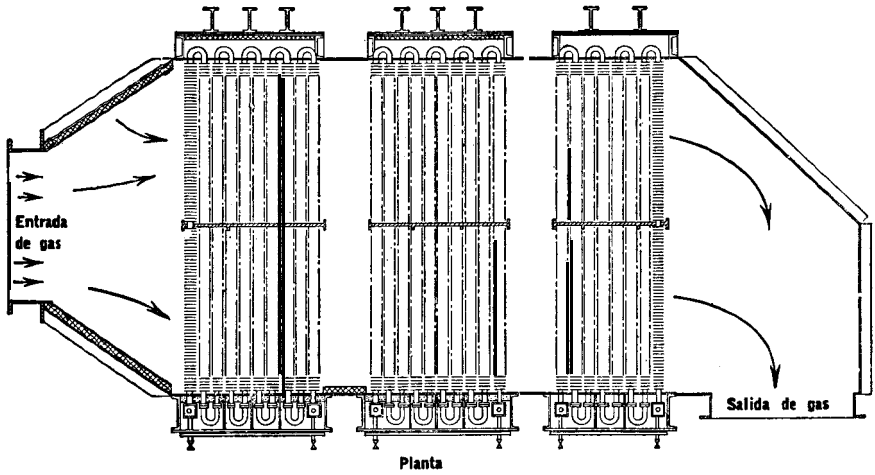


FIG. 16.15. Enfriador de gas de aletas transversales. (Foster *Wheeler* Corp.)

otros servicios especiales. Una aplicación que está ganando popularidad es el condensador de vapor enfriado por aire que se muestra en la Fig. 16.14, para localidades que no cuentan con el adecuado suministro de agua de enfriamiento. El vapor entra a los tubos y un abanico induce una corriente de aire que circula sobre los tubos aleteados del aparato. En esta forma es posible lograr una mejor

aproximación a la temperatura atmosférica que la que se lograría con una superficie razonable compuesta enteramente por tubos lisos. En la Fig. 16.15 se muestra una planta de un enfriador de gas de alta temperatura usado en un laboratorio para pruebas de aviación. Con las excepciones ya indicadas, todos los otros intercambiadores de aletas transversales operan a flujo cruzado. La verdadera diferencia de temperatura para sistemas que operan en flujo cruzado difieren naturalmente de los otros tipos de flujo, excepto cuando un fluido es isotérmico; entonces todos los sistemas están en verdadero flujo a contracorriente. Antes de proceder al cálculo de un intercambiador de superficie extendida, para gas, se hará una investigación de la influencia del tipo de flujo sobre la verdadera diferencia de temperatura en el flujo cruzado.

Diferencia verdadera de temperatura para los arreglos en flujo cruzado. Considere un ducto en el que un gas caliente (u otro fluido) pasa a ángulo recto a un haz de tubos que conduce un líquido

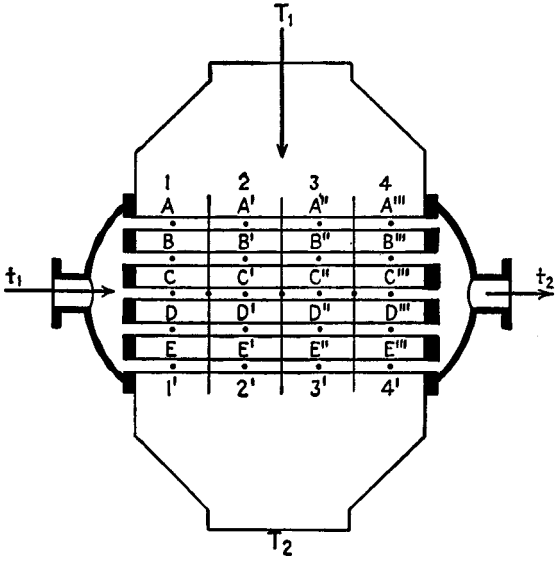


FIG. 16.16. Flujo cruzado

frío en un solo paso, como se muestra en la Fig. 16.16. Suponga que hay colocados deflectores como se indica por las líneas verticales y que se encuentran en la dirección del flujo del gas para prevenir mezclas en toda la longitud de los tubos. En el punto A en la primera fila horizontal de tubos y en el plano l-l', hay una sola diferencia de temperatura entre la temperatura del gas a la entrada

y la temperatura de la entrada del líquido. Desplazando al plano 2-2' hay una diferencia más pequeña de temperatura en A' entre la temperatura del gas a la entrada y la del líquido a una temperatura algo más alta. Similarmente, en 3-3' y en el punto A'' la diferencia de temperatura es menor que A' y se pueden esperar posteriores reducciones en la diferencia de temperatura en toda la longitud de los tubos en la primera fila. Prosiguiendo el análisis a la fila inferior de tubos, la temperatura del gas a la salida de la primera fila de tubos horizontales varía en la longitud del tubo, puesto que la cantidad de calor transferido al pasar sobre la primera fila disminuyó de punto a punto haciéndose menor la diferencia de temperatura. En la segunda fila horizontal las diferencias de temperatura también varían, pero las temperaturas del gas que abandonan esa fila son diferentes de aquellas que abandonaron las filas precedentes. Esta presentación es diferente que la usada en la derivación de la verdadera diferencia de temperatura para un intercambiador 1-2 que se vio en el Cap. 7, en la que el fluidp en la coraza se consideró como mezclado y a temperatura homogénea en cualquier punto de la sección transversal y donde se supuso que todas las hileras de tubos en cada paso estaban a la misma temperatura.

Supóngase, por otra parte, que los deflectores en la Fig. 16.16 se eliminan y que los tubos no son muy largos, de manera que el gas que pasa sobre una hilera de tubos pueda considerarse como perfectamente mezclado. Esto es bastante diferente del análisis anterior, pero también difiere del análisis del intercambiador 1-2. En el intercambiador 1-2 la temperatura de la sección uniforme varió a lo largo del tubo. En el caso presente la temperatura del gas en una sección transversal varía de hilera a hilera, y puede apreciarse que la verdadera diferencia de temperatura está considerablemente influida por el hecho de que se presente mezcla de una, ambas o ninguna corriente.

Cuando un gas pasa a ángulos rectos por un haz compuesto de una sola hilera de tubos en un solo paso, se puede considerar que ambos fluidos no se mezclan. Sin embargo, no es siempre posible determinar con claridad si ambas corrientes se mezclan, la definición es algo arbitraria en el caso de haces de tubos de longitudes cortas y largas. En el estudio inferior, se tratan cuatro posibilidades teóricas de mezcla, para permitir un estimado del error que resulta de la suposición de uno de ellos en particular. No se han estudiado todas las posibles diferencias de temperatura en los flujos cruzados, pero se dispone de las principales derivaciones.

Las siguientes derivaciones son esencialmente aquellas de Nusselt [12] y Smith, [13] y las gráficas de las ecuaciones finales están dadas en la forma desarrollada por Nagle y Bowman, Mueller y Nagle.[14] Estas derivaciones involucran las suposiciones usuales excepto las calificadas para la mezcla. Si T se refiere al fluido caliente, t al fluido frío, y los subíndices 1 y 2 a la entrada y salida respectivamente, es conveniente definir tres parámetros, como sigue:

$$\left.\begin{aligned} K &= \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} \\ S &= \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \end{aligned}\right\} \qquad R = \frac{K}{S} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$(r) = \frac{\Delta t}{T_1 - t_1}$$

De la Ec. (7.39) se define para contracorriente

$$(r)_{\text{contracorriente}} = \frac{R - 1}{\ln (1 - S)/(1 - RS)} = \frac{(K - S)/S}{\ln (1 - S)/(1 - K)}$$

Empleando el factor F_T para corregir la MLDT a la verdadera diferencia de temperatura At en el flujo cruzado por los métodos indicados en el Cap. 7.

$$F_T = \frac{(r)}{(r)_{\text{contracorriente}}}$$

donde At = F_T X MLDT. Sin subíndice (r) se refiere al valor verdadero en flujo cruzado.

Refiriéndonos a la Fig. 16.16 y aplicando balances de calor,

$$UA\Theta = \int\int U(T - t)\, dx\, dy \tag{16.71}$$

$$WC(T_1 - T_2) = wc(t_2 - t_1) \tag{16.72}$$

$$\text{MLDT} = \frac{(T, - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln (T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)} = \frac{\Delta t_h - \text{At,}}{\ln \Delta t_h/\Delta t_c} = C_7\, \Delta t_h \tag{16.73}$$

y donde $C_7 = \left(1 - \frac{\Delta t_c}{\Delta t_h}\right) \Big/ \ln \frac{\Delta t_h}{\Delta t_c}$ es función sólo de $\frac{\Delta t_c}{\Delta t_h}$. Sea XY el área total de los tubos barrida por el fluido a medida que se mueve hacia abajo en dirección x y el fluido en los tubos se mueve de izquierda a derecha en la dirección y.

Cuso A. *Ambos* fluidos *sin* mezclar. Referirse a la Fig. 16.17*a*.

$$U(T - t)\, dxdy = -\frac{WC}{Y}\, dy \frac{\partial T}{\partial x}\, dx = \frac{wc}{X}\, dx \frac{\partial t}{\partial x}\, dy \tag{16.74}$$

[12] Nusselt, W.. *Tech. Mech. u. Thermodynam* I, 417-422 (1930).
[13] Smith, D. M., *Engineering*, 138, 474-481, 606607 (1934).
[14] Véase Cap. 7 para referencias.

$$x' = \frac{x}{X}\frac{UA}{WC} \qquad y \qquad y' = \frac{y\ UA}{Y\ WC}$$

entonces

$$T - t = -\frac{\partial T}{\partial x'} = +\frac{\partial t}{\partial y'} \tag{16.75}$$

Resolver cuando $T = T_1$ a $x' = 0$ y $t = t_1$ a $y' = 0$.
La solución se expresa en una serie infinita doble

$$\frac{T - t_1}{T_1 - t_1} = 1 + \sum_{u=1}^{\infty}\sum_{v=1}^{\infty}\left[(-1)^{u+v}\frac{(u+v-1)\,!v!}{(u\,!v\,!)^2}(x')^u(y')^v\right] \tag{16.76}$$

T_2 se obtiene por integración como la media de T cuando x = X y y va de 0 a Y. Entonces $WC(T_1 - T_2)$ = Q, x = X, $x' = K/(r)$, y = Y, y $y' = S/(r)$.

$$(r) = \sum_{u=0}^{\infty}\sum_{v=0}^{\infty}\left\{(-1)^{u+v}\frac{(u+v)!}{u!(u+1)\,!v!(v+1)!}\left[\frac{K}{(r)}\right]^u\left[\frac{S}{(r)}\right]^v\right\} \tag{16.77}$$

Los valores de F_T se grafican para $F_T = (r)/(r)_{\text{contracorriente}}$ en términos de R y S en la Fig. 16.17*a*.

Caso B. ***Un fluido mezclado, otro fluido no mezcla&.*** Refiriéndonos a la Fig. 16.17*b*, sea el fluido de la coraza el que se mezcla: T es una función únicamente de x, pero t es una función tanto de x como de y. Considere una faja a x_1 de ancho dx. El fluido que fluye a través de esta faja está a la temperatura constante de la coraza T,, pero el fluido a lo largo de la faja no está mezclado y varia. Si t es la temperatura sin mezcla y variante, a la entrada donde $t = t_1$ y $y = 0$,

$$\frac{dt}{dy} = \frac{UX}{wc}(T - t) \tag{16.78}$$

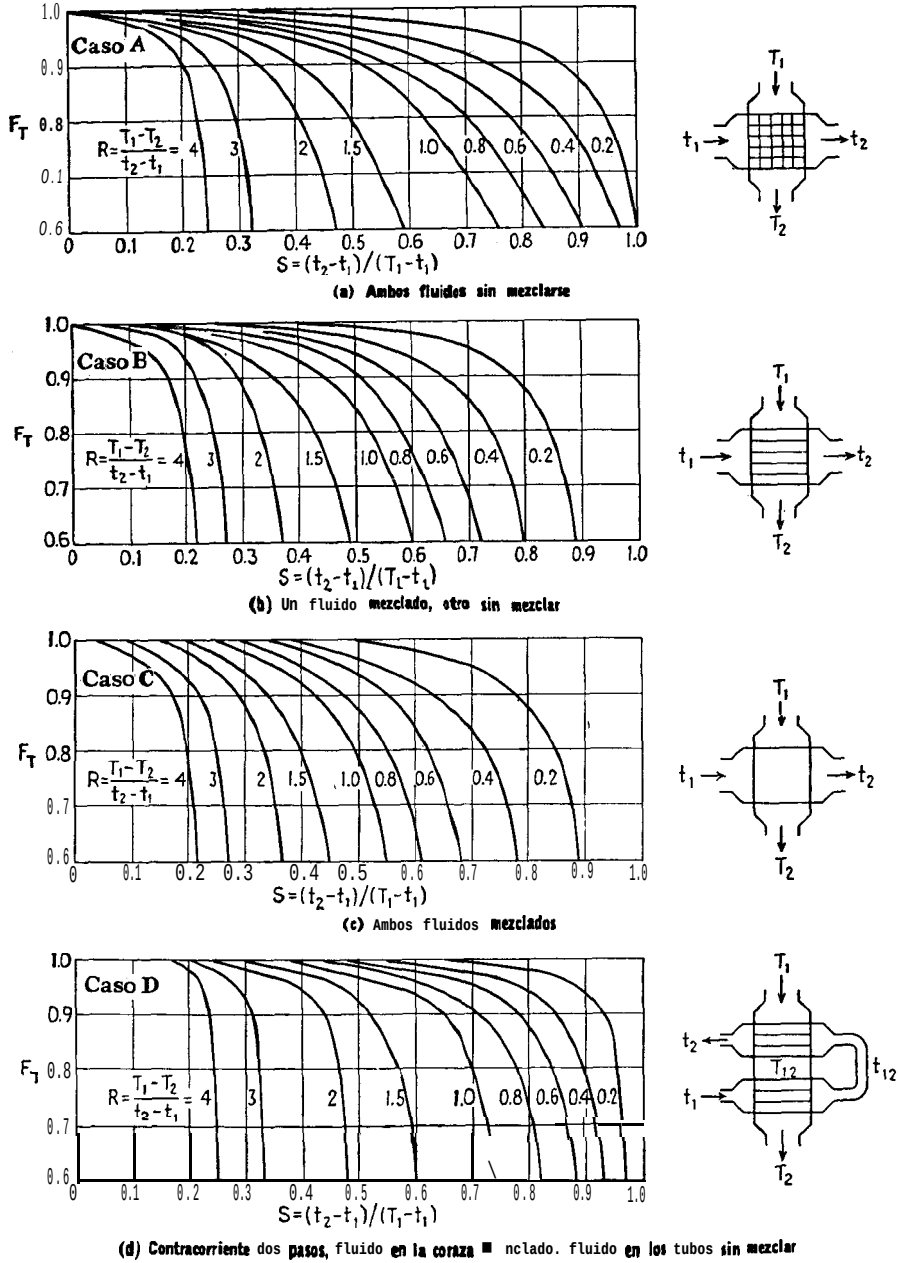
A la salida de la faja la temperatura está dada por

$$\frac{T - t_{x_1}Y}{T - t_1} = e^{-UXY/wc} \tag{16.79}$$

donde t_{x1} se refiere a la faja. La transferencia total de calor de la faja al fluido mezclado es

$$wc\,\frac{dx}{X}(t_1 - t_{x_2}Y) = WC\ dT \tag{16.80}$$

Sustituyendo para $t_{x2}Y$ en la Ec. (16.80), integrando, y estableciendo las condiciones de frontera $t = t_1$ y x = 0, se obtiene una expresión para T que da T_2 cuando x = X. Así,



(a) Ambos fluidos sin mezclarse

(b) Un fluido mezclado, otro sin mezclar

(c) Ambos fluidos mezclados

(d) Contracorriente dos pasos, fluido en la coraza ■ nclado. fluido en los tubos sin mezclar

FIG. 16.17. Factores de corrección y diferencia de temperatura para flujo cruzado. *(Bowvnan, **Mueller and Nagle, Transactions** of **the ASME**)*

$$\frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} = 1 - e^{wc/WC}(1 - e^{-UXY/wc}) \tag{16.81}$$

Los parámetros se han tomado de manera que

$$\frac{wc}{WC} = \frac{K}{S} \qquad \text{y} \qquad \frac{UXY}{wc} = \frac{S}{(r)}$$

$$K = 1 - e^{-\frac{K}{S}\left(1 - e^{-\frac{S}{(r)}}\right)} \tag{16.82}$$

Expresando (r) como función implícita

$$(r) = \frac{S}{\ln 1 \Big/ \left(1 - \frac{S}{K} \ln \frac{1}{1 - K}\right)} \tag{16.83}$$

Los factores para esta ecuación se grafican en la Fig. **16.17*b***.

Caso c. ***Ambos fluidos mezclados.*** Refiriéndonos a la Fig. **16.17*c***, T es una función de x solamente y t es una función de y únicamente. El flujo total de calor a través de una sección ***dy es***

$$U\,dy \int_0^x (T - t)\,dx$$

donde T es la variable y t es constante. El calor transferido es WC ***dt Y***

$$\frac{wc\,dt}{UX\,dy} + t = \frac{1}{X}\int_0^X T\,dx \tag{16.84}$$

Similarmente,

$$\frac{wc\,dt}{UY\,dy} + t = \frac{1}{Y}\int_0^Y t\,dy \tag{16.85}$$

Sea $\frac{1}{X}\int_0^X T\,dx = \alpha_2$, $\frac{1}{Y}\int_0^Y t\,dy = \beta_2$ donde α_2 y β_2 son constantes. **Sustituyendo,** integrando, y estableciendo las condiciones de frontera $T = T_1$ a x = 0 y $t = t_1$ a y = 0, se obtienen ecuaciones en α_2 y β_2.

$$\alpha_2 = \beta_2 - \frac{(r)}{K}(T_1 - \beta_2)(e^{-K/(r)} - 1) \tag{16.86}$$

$$\beta_2 = \alpha_2 - \frac{(r)}{S}(t_1 - \alpha_2)(e^{-S/(r)} - 1) \tag{16.87}$$

La integración da también el cambio de temperatura para un fluido

$$t_2 - t_1 = (\alpha_2 - t_1)\,(1 - e^{-S/(r)}) \tag{16.88}$$

Resolviendo simultáneamente y usando el cambio de temperatura multiplicado por wc para obtener el calor transmitido,

$$(r)\left[\frac{K/(r)}{1 - e^{-K/(r)}} + \frac{S/(r)}{1 - e^{-S/(r)}}\right] = 1 \tag{16.89}$$

Los factores de esta ecuación se encuentran graficados en la Fig. 16.17c. Muchos de los casos para un flujo cruzado y varios pasos en serie no se han resuelto todavía. El caso de mayor valor es el de un flujo cruzado y dos pasos en serie en flujo paralelo-contracorriente cuando el flujo en la coraza no se mezcla y el flujo en serie se mezcla entre los pasos.

Caso D. *Fluido de la coraza mezclado, dos pasos, contracorriente, fluido* no *mezclado excepto entre* pasos. Sea t_{12} la temperatura de mezcla entre pasos y T_{12} la temperatura correspondiente en la coraza, como se muestra en la Fig. 16.17*d*. Llame al primer paso I y al segundo II, cada uno con una superficie $A/2$.
Del Caso *B*

$$1 - K_I = e^{-K_I/(S)_I}(1 - e^{-S_I/(r)_I}) \tag{16.90}$$

Y

$$- K_{II} = e^{-K_{II}/S_{II}}(1 - e^{-S_{II}/(r)_{II}}) \tag{16.91}$$

De la identidad de flujo en cada trayectoria

$$\frac{K_I}{S_I} = \frac{K}{S} = \frac{K_{II}}{S_{II}} \tag{16.92}$$

De la constancia del coeficiente de transferencia térmica y del área en cada paso

$$\frac{(r)_I}{K_I} = \frac{(r)_{II}}{K_{II}} \tag{16.93}$$

Sea $M = (T_1 - t_{12})/(T_1 - t_1)$ y $N = (T_{,,} - t_1)/(T_1 - t_1)$. Puesto que la transferencia de calor total es la suma de ambos pasos,

$$UA\ \mathrm{At} = \frac{UA}{2}\ \mathrm{At_I} + \frac{UA}{2}\ \mathrm{At_{II}} \tag{16.94}$$

Y

$$(r) = \tfrac{1}{2}M(r)_I + \tfrac{1}{2}N(r)_{II} \tag{16.95}$$

También

$$T_1 - T_2 = (T_I - T_{12}) + (T_{12} - T_2) \tag{16.96}$$

$$K = MK_I + NK_{II}$$

$$T_1 - t_1 = (T_1 - t_{12}) + (t_{12} - t_1)$$

$$1 = M + NS_{II} \tag{16.97}$$

$$T_1 - t_1 = (T_1 - T_{12}) + (T_{12} - t_1)$$

$$1 = MK_I + N \tag{16.98}$$

Resolviendo todas las nueve ecuaciones simultáneamente y eliminando las ocho incógnitas K_I, S_I, $(r)_I$, K_{II}, S_{II}, $(r)_{II}$, M, y N se obtiene una solución en términos de K, S, y (r). De las Ecs. (16.92) y (16.93)

$$\frac{K_I}{K_{II}} = \frac{Sr}{S_{II}} = \frac{(r)_I}{(r)_{II}} \tag{16.99}$$

De las **Ecs.** (16.90) y (16.91)

$$\text{KI} = K_{\text{II}} \qquad \text{SI} = S_{\text{II}} \qquad (r)_{\text{I}} = (r)_{\text{II}}$$

De las **Ecs. (16.94) y** (16.96)

$$\frac{K_{\text{I}}}{(r)_{\text{I}}} = \frac{1}{2}\frac{K}{(r)} \qquad \frac{S_{\text{I}}}{(r)_{\text{I}}} = \frac{1}{2}\frac{S}{(r)}$$

Eliminando M y N entre las Ecs. (16.96) a **(16.98)** y aplicando la **Ec. (16.92),**

$$K_{\text{I}}^2\left(1 + \frac{S}{K} - S\right) - 2K_{\text{I}} + K = 0 \tag{16.100}$$

$$K_{\text{I}} = \frac{K}{1 \pm \sqrt{(1 - K)(1 \quad S)}} \tag{16.101}$$

Sustituyendo en la **Ec.** (16.90) usando solamente la raíz positiva

$$\frac{\sqrt{(1 - S)/(1 - K)} - S/R}{1 - S/K} = e^{K'S}(1 - e^{\frac{1}{2}S/(r)}) \tag{16.102}$$

0

$$(r) = \frac{S}{2 \ln \dfrac{1}{\dfrac{1 - (S/K) \ln \sqrt{(1 - S)/(1 - K)} - (S/K)}{1 - S/K}}} \tag{16.103}$$

Los factores para esta ecuación se **grafican** en la **Fig. 16.17*d*.**

Dunn y Bonilla [15] han tratado el caso de transferencia en la aleta sin mezcla transversal paralela a la superficie extendida y presentan **gráficas** que permiten una rápida solución del sistema.

Comparación de las eficiencias térmicas en diferentes arreglos. El examen de los tipos estándar de arreglos de flujos de fluido indicarán la relativa eficiencia térmica de cada uno de ellos. Hay tres trayectorias verdaderas en el flujo del fluido: contracorriente, flujo cruzado, y flujo paralelo. Considere a un fluido que se enfría de 400 a 200°F mediante un fluido que se calienta de 100 a **200°F,** de manera que la aproximación en términos de un intercambiador 1-2 es cero o 200°F para un intercambiador en contracorriente.

Fluido caliente	Fluido frío
400	*200* = *200* = At,
200	100 = 100 = Δt_h
$T_1 - T_2 = 200$	$t_2 - t_1 = 100$

$R = {}^{200}\!/_{100} = 2.0 \qquad S = {}^{100}\!/_{300} = 0.333$

[15] **Dunn, W. E., y C. F. Bonilla,** *Ind.* **Eng.** *Chem.*, **40, 1101-1104 (1948).**

Tipo de flujo	F_T
Contracorriente, intercambiador 1-1	1.00
Flujo paralelo-contracorriente. intercambiador 2-4	0.95
Flujo cruzado, mezcla en la coraza y dos pasos en los tubos sin mezcla en serie	0.98
Flujo cruzado, ambos fluidos sin mezclar	0.90
Flujo cruzado, fluido en la coraza mezclado, y fluido en los tubos sin mezclar	0.87
Flujo paralelo-contracorriente, intercambiadar 1-2	0.81
Flujo cruzado, ambos fluidos mezclados	0.77
Flujo cruzado, fluido en la coraza mezclado y dos pasos en los tubos flujo paralelo sin mezcla	0
Flujo paralelo	0

Las deducciones que pueden hacerse de lo anterior son (1) que la presencia de flujo paralelo disminuye grandemente la utilización del potencial térmico para la transferencia de calor, y (2) que la mezcla de las corrientes del fluido también disminuyen la utilización. Las curvas para F_T vs. R y S para flujo cruzado con dos pasos en los tubos de flujo paralelo no han sidoincluidos en la Fig. 16.17, ya que es impráctico aun para aproximaciones de temperatura moderada y tienen poco valor como medios de recuperar calor.

Coeficientes de película para aletas transversales. Casi todos los datos disponibles en escala comercial se han efectuado en base de aire o gas de combustión. La curva de transferencia de calor empleada aquí ha sido transformada de los datos de Jameson, [16] que concuerda dentro de límites razonables con los resultados publicados por Tate y Cartinbour [17] para economizadores. Se ha encontrado que el coeficiente de transferencia de calor no está influido por el espaciado de las hileras subsiguientes aun cuando casi todos los datos fueron obtenidos para arreglos triangulares en tresbolillo.

La trayectoria de flujo de calor real en aletas transversales probablemente difiera algo del arreglo idealizado usado al derivar la eficiencia de la aleta. En los arreglos triangulares el aire o gas golpea la parte frontal y los lados de las aletas anulares pero no la parte posterior de las mismas. Como se ha determinado experimentalmente, h_f es realmente sólo un valor promedio. La concentración de calor en la parte conductora de una aleta anular, posiblemente introduce un potencial para que el calor fluya alrededor de la aleta metálica, factor que no se ha tomado en cuenta en la derivación. Las aletas discontinuas tales como estrellas u otros tipos, dan por lo general coeficientes más altos que las aletas helicoidales o de disco, y esto

[16] Jameson, S. L. *Trans, ASME,* 67, 633-642 (1945).
[17] Tate, G. E., y J. Cartinhour, *Trans. ASME,* 67. 687-692 (1945).

puede ser atribuido en parte a la mayor facilidad con la que el gas penetra los espacios adyacentes a las aletas discontinuas.

Debido a que muchas de las aplicaciones involucran gases, se ha hecho costumbre en la transferencia de calor mediante superficies extendidas, usar el factor de transferencia de calor de Colburn $j_h = (h/cG)(c\mu/k)^{2/3}$. Las ventajas de este factor particularmente con los gases, se han discutido en el Cap. 9. A manera de una presentación consistente de los datos de Jameson, éstos han sido convertidos al factor de transferencia de calor de Sieder-Tate como se muestra en la Fig. 16.18*a* con el valor de la corrección para viscosidad ϕ tomado como 1.0 para gases. El diámetro equivalente en la correlación de Jameson ha sido definido por

$$D_e = \frac{2(A_f + A_o)}{\pi\ (\text{perímetro proyectado})} \tag{16.104}$$

El perímetro proyectado es la suma de todas las distancias externas en la vista de planta de un tubo aleteado transversal. La masa velocidad se computa del área libre de flujo en un banco simple de tubos a ángulos rectos al flujo de gas.

Caída de presión para aletas transversales. A diferencia de los coeficientes de transferencia de calor, la caída de presión es grandemente influida por el espaciado de las hileras sucesivas de tubos, su disposición, y el espaciado. Es a menudo posible en equipo de aletas transversales que los pasos verticales y transversales en los tubos sean diferentes. De las excelentes correlaciones de que se dispone para la caída de presión en flujo cruzado. se usa aquí la de Gunter y Shaw.[18] Es igualmente satisfactoria para cálculos de flujo cruzado en tubos lisos y la correlación se basa en aceite, agua y aire. A pesar de que se ha objetado la amplitud de la correlación, ésta da valores relativamente seguros para la caída de presión. Los aúmeros de Reynolds se computan en la base de un diámetro *volumétrico* equivalente que refleja la proximidad y el arreglo de las hileras sucesivas de tubos, y la ecuación de la caída de presión contiene dos factores adimensionales de configuración. El diámetro volumétrico equivalente está definido por

$$D_{ev} = \frac{4 \times \text{volumen libre neto}}{A_f + A_o} \tag{16.105}$$

El volumen libre neto es el volumen entre las líneas de centro de dos bancos de tubos verticales menos los volúmenes de la mitad de los tubos y aletas comprendidos dentro de las líneas de centro. El fac-

[18] Gunter, A. Y.. y W. A. Shaw, *Trans. ASME*, 67, 643660 (1945).

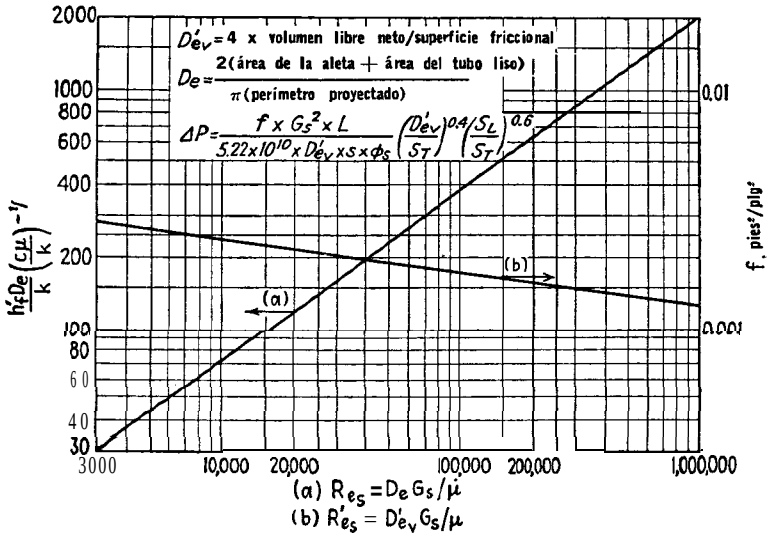


FIG. 16.18. Transferencia de calor y caída de presión en aletas transversales. *[(a) Jameson (b) Gunter and Shaw, Transactions of the ASME)]*

tor de configuración es un grupo adimensional que ordinariamente se pierde en la derivación pero que puede ser incluido según el criterio del experimentador. Los factores usados son S_T y S_L donde S_T es el paso en el banco transversal y S_L es la distancia centro a centro al tubo más cercano en el siguiente banco. La caída de presión es entonces

$$\Delta P = \frac{f G_s^2 L_p}{5.22 \times 10^{10} \times D'_{e_v} s \phi_s} \left(\frac{D'_{ev}}{S_T}\right)^{0.4} \left(\frac{S_L}{S_T}\right)^{0.6} \qquad (16.106)$$

donde L_p es la longitud de la trayectoria. En la Fig. 16.18*b* se dan factores de fricción.

EJEMPLO 16.5. Cálculo de un enfriador de aire de aletas transversales. Un ducto de 4'0" por 4'0" conduce 100 000 lb/h de aire de un secador a una temperatura de 250°F. El gas debe usarse para precalentar agua tratada de 150 a 190°F acondicionando una sección del ducto e instalando tubos de 1 plg DE, 14 BWG y aletas anulares de latón de ⅜ plg de alto de 20 BWG de grueso, espaciadas a ⅛ plg. Suponga que los tubos están arreglados en paso triangular de 2% plg.

Use un factor de obstrucción de 0.0030 en las dos corrientes. La carga de presión en el lado del gas es solamente una fracción de libra por pulgada cuadrada, de manera que la caída de presión total debe ser baja.

¿Cuántos tubos deberán instalarse? ¿Cómo deberán arreglarse?

***Solución*:**

(1) Balance térmico:

Aire a 14.7 lb/plg²a, Q = 100 000 × 0.25(250 — 200) = 1 250 000 Btu/h

Agua, Q = 31200 × 1.0(190 — 150) = 1250 000 Btu/h

(2) At: Suponga que en el arreglo final el agua fluirá en serie de un banco de tubos verticales al siguiente, de manera que habrá tantos pasos como bancos. Si hay varios bancos en el ducto de 4 × 4 pies, el aire puede considerarse mezclado. Se aplicará la Fig. 16.17*d*.

Fluido caliente		Fluido frío	
250	Alta temperatura	190	60
200	Baja temperatura	150	50
50	Diferencia	40	10

$$\text{MLDT} = 54.6°\text{F} \tag{5.14}$$

$$R = \frac{50}{40} = 1.25 \qquad S = \frac{40}{250 - 150} = 0.40 \qquad F_T = 0.985 \qquad \text{(Fig. 16.17}d\text{)}$$

$$\text{At} = 54.6 \times 0.985 = 53.7°\text{F}$$

(3) T_c y t_c : Las temperaturas promedio de 225 y 170°F serán adecuadas.

Cálculo del diámetro equivalente del ducto y área de flujo:

Diámetro equivalente (referirse a la Fig. 16.19*a*):

$$d_e = \frac{2\ (\text{área de la aleta} + \text{área de tubo liso})}{\pi\ (\text{perímetro proyectado})} \tag{16.104}$$

Area de la aleta,

$$A_f = \frac{\pi}{4}(1.75^2 - 1") \times 2 \times 8 \times 12 = 310\ \text{plg}^2/\text{pie}$$

Area del tubo liso,

$$A_o = \pi \times 1 \times 12 - \pi \times 1 \times 8 \times 0.035 \times 12 = 27.2$$

Total $= 337.2\ \text{plg}^2/\text{pie}, (2.34\ \text{pies}^2/\text{pie})$

Perímetro proyectado $= 2 \times \frac{3}{8} \times 2 \times 8 \times 12 + 2(12 - 8 \times 0.035 \times 12) = 161.3$ plg/pie

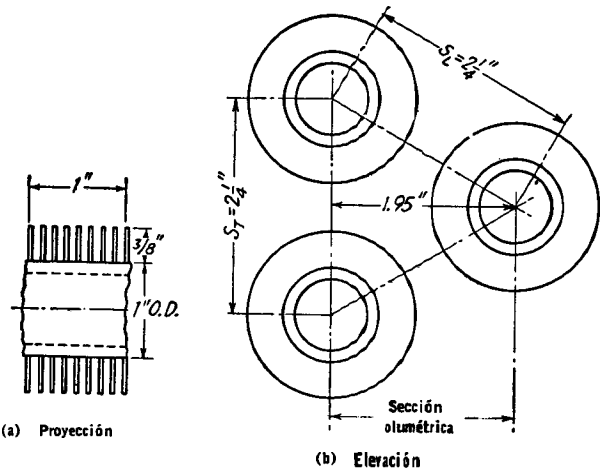


FIG. 16.19

$$d_e = \frac{2 \times 337.2}{\pi \times 161.3} = 1.33 \text{ plg}$$

$D_e = 1.33/12 = 0.111$ pies

Area de flujo:

21 tubos pueden acomodarse en un banco vertical [Fig. 16.196]

20 tubos en bancos alternantes para **paso triangular**

$a_s = (4 \times 12)(4 \times 12) - 21 \times 1 \times 48 - 21(2 \times 0.035 \times \frac{3}{8} \times 8 \times 48) = 1079$ **plg²**

$= 1079/144 = 7.50$ **pies²**

Fluido caliente: **ducto, aire**

(4') $a_s = 7.50$ **pie²**

$D_e = 0.111$ pie

(5') $G_s = W/a_s$

$= 100\ 000/7.50$

$= 13\ 300$ **lb/(h)(pie²)**

(6') A T_a = 225°F,

$\mu = 0.0215 \times 2.42$

$= 0.052$ **lb/(pie)(h)** [Fig. 15]

$Re_s = D_e G_s/\mu$

$= 0.111 \times 13\ 300/0.052 = 28{,}400$

(7') $j_f = 157$ [Fig. 16.18*a*]

(8') A $T_a = 225$°F,

$k = 0.0183$ **Btu/(h)(pie²)(°F/pie)**

$(c\mu/k)^{1/3} = (0.25 \times 0.052/0.0183)^{1/3} = 0.89$

$\phi_s = 1.0$ **(para aire)**

(9') $h_f = j_f(k/D_e)(c\mu/k)^{1/3}$ [Ec. (6.15)]

$= 157 \times \frac{0.0183}{0.111} \times 0.89 = 23.1$

$R_{do} = 0.003$; $h_{do} = 1/0.003 = 333$

$$h'_f = \frac{h_{do} h_f}{h_{do} + h_f} = \frac{333 \times 23.1}{333 + 23.1}$$

$= 21.5$ **Btu/(h)(pie²)(°F)** [Ec. (16.37)]

Fluido frío, **tubos, agua tratada**

(4) $a'_t = 0.546$ **plg²** [Tabla 10

Suponga que cada banco lleva toda el agua

$a_t = N_t(a'_t/144n)$ [Ec. (7.48)]

$= 21 \times 0.546/144 = 0.0795$ **pie²**

$D = 0.834/12 = 0.0695$ pie

(5) $G_t = w/a_t$

$= 31\ 200/0.0795$

$= 392\ 000$ **lb/(h)(pie²)**

$V = G_t/3600\rho = 392\ 000/3600 \times 62.5$

$= 1.74$ **pie/seg**

(6) A $t_a = 170$°F.

$\mu = 0.37 \times 2.42 = 0.895$ **lb/(pie)(h)** [Fig. 14]

$Re_t = DG_t/\mu$ **(sólo para caída de presión)**

$= 0.0695 \times 392{,}000/0.895 = 30{,}400$

(9) $h_i = 710 \times 0.94 = 667$ [Fig. 25]

$R_{di} = 0.003$, $h_{di} = 1/0.003 = 333$

$\phi_t = 1.0$

$$h'_i = \frac{h_{di} h_i}{h_{di} + h_i} = \frac{333 \times 667}{333 + 667} = 222$$

[Ec. (16.4011

h_{fi} (véase Fig. **16.13*a***) k para latón = **60 Btu/(h)(pie²)(°F/pie)** (Tabla 3)

$$y_b = \frac{0.035}{2 \times 12} = 0.00146 \text{ pie}$$

$$(r_e - r_b)\sqrt{h'_f/ky_b} = \left(\frac{0.875 - 0.5}{12}\right)\sqrt{\frac{21.5}{60 \times 0.00146}} = 0.49$$

$$\frac{r_e}{r_b} = \frac{0.875}{0.50} = 1.75$$

$\Omega = 0.91$ (Fig. 16.13*a*)

$$h'_{fi} = (\Omega \times A_f + A_o)\frac{h'_f}{A_i} \quad (16.34)$$

$A_i = 0.218$ **pie²/pie**

$$h'_{fi} = \left(0.91 \times \frac{310}{144} + \frac{27.2}{144}\right)\frac{21.5}{0.218} = 212$$

$$U_{D_i} = \frac{h'_{fi} h'_i}{h'_{fi} + h'_i} = \frac{212 \times 222}{212 + 222} = 108 \quad (16.41)$$

$$\text{Sup. interior/banco} = 21 \times 4 \times 0.218 = 18.3 \text{ pie}^2$$

$$A_i = \frac{Q}{U_{Di}\,\Delta t} = \frac{1250000}{108 \times 53.7} = 215 \text{ pie}^2$$

Use 215/18.3 = 11.8 bancos, digamos 12 bancos. [19]

Caída de Presión

$$(1')\ D'_{ev} = \frac{4 \times \text{volumen libre neto}}{\text{superficie friccional}}$$

Referirse a la Fig. 16.19*b*

$$\text{Volumen libre neto} = 4 \times 4 \times \frac{1.95}{12} - \frac{1}{2}(21 + 20)\frac{\pi}{4} \times \frac{1^2 \times 4}{144} - \frac{1}{2}(21 + 20)\frac{\pi}{4}(1.752 - 1^2)\frac{0.035}{144} \times 8 \times 4$$

$$= 1.91 \text{ pies}^3$$

$$\text{Superficie friccional} = \frac{1}{2}(21 + 20)2.34 \times 4 = 192 \text{ pies}^2$$

$$D'_{ev} = 4 \times \frac{1.91}{192} = 0.040 \text{ pie}$$

$G_s = 13300$ lb/(h)(pie²).

$\text{Re}_s = 0.040 \times 13\,300/0.052 = 10200$

f = 0.0024 pie²/plg² [Fig. 16.18*b*]

$$\rho = \frac{29}{359 \times \frac{685}{492}} = 0.058 \text{ lb/pie}^3$$

$s = 0.058/62.5 = 0.000928$

$L_p = 12 \times 1.95/12 = 1.95$ pie

$$\left(\frac{D'_{e_v}}{S_T}\right)^{0.4} = \left(\frac{0.040}{2.25/12}\right)^{0.4} = 0.538$$

$$\left(\frac{S_L}{S_T}\right)^{0.6} = 1.0$$

$$(2')\ \Delta P_s = \frac{f G_s^2 L_p}{5.22 \times 10^{10} D'_{e_v} s \phi_s} \frac{D'_{e_v}}{S_T}^{0.4} \left(\frac{S_L}{S_T}\right)^{0}$$

$$= \frac{0.0024 \times 13\,300^2 \times 1.95 \times 0.538}{5.22 \times 10^{10} \times 0.040 \times 0.000928 \times 1} = 0.23 \text{ lb/plg}^2$$

(1) $\text{Re}_t = 30\,400$

f = 0.00020 pie²/plg² [Fig. 26]

$$(2)\ \Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t} = \frac{0.00020 \times 392\,000^2 \times 4 \times 12}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0695 \times 1 \times 1} = 0.41 \text{ lb/plg}^2$$

Las pérdidas de los regresos serán despreciables.

Superficies dobles extendidas. Otro tipo de elemento calefactor, que a primera vista parece tener posibilidades ilimitadas, es la superficie doble extendida. Supóngase que dos fluidos en tránsito están separados por una pared metálica y la superficie se extiende hacia los dos fluidos mediante espinas o dientes cuyas bases estén superpuestas. Por pie cuadrado de área de pared será posible añadir tanta. superficie como se desee, ya que no hay restricciones a lo largo

[19] La trayectoria efectiva para la caída de presión será aproximadamente 12 X 1.95 plg = 22.4 plg.

• Las paredes del ducto pueden despreciarse.

de los ejes de las espinas. Un arreglo como éste sería recomendable únicamente cuando los coeficientes de ambos fluidos en sus respectivas aletas sean pequeños. Bajo estas condiciones se encuentra usualmente que se requiere una longitud impráctica de aleta para lograr una transferencia de calor aunque sea moderada. Las eficiencias de las aletas y la transferencia total puede determinarse por los métodos ya tratados y mediante el uso de la Fig. 16.13*c* o d. Los coeficientes de transferencia térmica, deben, generalmente, aproximarse de los arreglos más convencionales.

PROBLEMAS

16.1. Un intercambiador de dos tubos consiste en un tubo exterior de 3 plg IPS y uno interior de 1½ plg IPS, para el que se tienen en consideración arreglos de aletas de ½ plg de alto. Compare las curvas de eficiencia balanceada con las de la Fig. 16.9 cuando se usa lo siguiente: (a) 18 aletas de acero, 20 BWG; (b) 18 aletas de cobre, 20 BWG; (c) 18 aletas de acero, 16 BWG.

16.2. Se usarán 4 620 lb/h de gasoil a 28°API para precalentar 5 700 lb/h de butano a 110°API a elevada presión de 260 a 400°F. El gasoil entrará a 575°F y saldrá a 350°F. Se permite una caída de presión de 10 lb/plg² en el gasoil, pero en el butano no excederá de 2 a 3 lb/plg². Se proveerán factores de obstrucción de 0.002 para cada lado. El fluido controlante es el gasoil y deberá fluir en el ánulo.

Se dispone de cierto número de horquillas de 20 pies de intercambiador de doble tubo consistente en tubo exterior de 2% plg IPS y tubo interior de 1% plg DE, 10 BWG con 24 aletas 20 BWG, ½ plg de alto.

¿Cuántas secciones deberán usarse, y cómo deberán ser arregladas?

16.3. En un proceso regenerativo de absorción de gas, 10 300 lb/h de sosa cáustica de 15°Bé (s = 1.115) sale del regenerador a 240°F y se enfría a 170°F. El calor es absorbido por 10 300 lb/h de sosa cáustica de 15°Bé a 100°F que se manda al regenerador.

Se dispone para este servicio de cierto número de horquillas de 20 pies y 3 plg IPS como coraza, y tubos interiores de 1½ plg IPS con 24 aletas 20 BWG, ½ plg altura. Se permiten caídas de presión de 10 lb/plg². Los factores de obstrucción deberán ser de 0.002 para cada lado.

¿Cuántas secciones se requieren, y cómo deberán ser arregladas?

16.4. Se deben calentar 20 000 lb/h de nitrógeno a 0 libras de presión manométrica de 100 a 175°F con vapor de escape a 212°F. El factor de obstrucción deberá ser de 0.002 para los dos lados. Se dispone de un intercambiador 1-2 de 19¼ plg DI que contiene 56 tubos de 1¼ plg DE, 12'0" de largo, que tienen 24 aletas de 20 BWG, ½ plg altura, arreglados para dos pasos.

¿Es satisfactorio el intercambiador? ¿Cuáles son las caídas de presión?

16.5. Una sala de estampados textiles mide 50 por 100 por 12 pies. Debido a las posibilidades de que se desarrollen concentraciones tóxicas y explosivas es necesario cambiar el aire ocho veces por hora. Para proveer las condiciones apropiadas de confort, la sala deberá mantenerse a 75°F, sin control de la humedad. La menor temperatura de invierno se anticipa en 30°F. La entrada del aire se hará a través de un ducto existente de 4 por 4 pies en el cual se colocará un serpentín calefactor que usará vapor de escape a 212°F.

Se dispone de tubos de 4 pies de largo con aletas helicoidales con conexiones de macho y hembra. Estas son de 3/4 plg DE, 16 BWG, con aletas de latón de 3/8 plg de alto, 0.018 plg de grueso, espaciadas a 1/6 plg. Suponga que serán instaladas en arreglo de paso triangular de 1% plg.

¿Cuántos tubos se requieren? ¿De qué presión estática se deberá disponer en el ducto?

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO 16

A	Superficie total exterior de transferencia de calor, pies*
A_f	Superficie de aletas delgadas (ambos lados) pies²
A_i, A_o	Superficie interior de los tubos, y superficie de los tubos lisos en el lado exterior de un tubo aleteado, respectivamente, pies²
a	Area de flujo, pies²
a'_t	Area de flujo/tubo, plg²
a_x	Area de la sección transversal de una aleta a ángulos rectos al flujo de calor, pies²
b	Longitud de la aleta desde la arista exterior hasta la base, pies
C	Calor específico de los fluidos calientes en las derivaciones, Btu/(lb)(°F)
C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6, C_7	Constantes, adimensionales
C'_1, C'_2	Constantes, adimensionales
c	Calor específico del fluido frío, Btu/(lb)(°F); una constante en la solución de la ecuación de Bessel, adimensional
D	Diámetro interior de tubos o tuberías, pies
d	Diámetro interior de tubos, plg
D_e, D'_e	Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión, pies
D'_{ev}	Diámetro volumétrico equivalente para flujo cruzado, pies
e	Base de logaritmos naturales, base Naperiana
F_T	Factor de diferencia de temperatura, At = F_T × MLDT, adimensional
f	Factor de fricción, pies²/plg²
G	Masa velocidad, lb/(h)(pie²)
g	Aceleración de la gravedad, 4.18 × 10^8 pies/h²
h	Coeficiente de transferencia de calor en general, Btu/(h)(pie²(°F)
h_b	Coeficiente de transferencia de calor h'_f o h, a la aleta transmitida a la base de la misma, Btu/(h)(pie²)(°F)
h_{di}, h_{do}	Coeficiente de obstrucción equivalente al recíproco del factor de obstrucción dentro del tubo R_{di}, y fuera del tubo, R,,, respectivamente, Btu/ (h) (pie²) (“F)
h_f, h'_f	Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la aleta de tubería o tubo, coeficiente de transferencia de calor del lado de la aleta de tubería o tubo corre-

gido para el factor de **obstrucción, Btu/** (h) (pi&> (°F)

h_{fi}, h'_{fi} — h, y h'_f corregidos **a la superficie** interior de tubo o tubería, respectivamente, **Btu/(h)(pie²)(°F)**

h''_{fi} — Valor de h'_{fi} si **no** hubiera resistencia en la aleta, **Btu/(h)(pie²)(°F)**

h_{fo} — Coeficiente de película promedio del **diámetro** exterior del tubo balanceando h, a la superficie de la película y a la superficie exterior del tubo, **Btu/(h)(pie²)(°F)**

h_i, h'_i — Coeficiente de transferencia de calor para el fluido **dentro** del tubo, h_i corregido para el factor de obstrucción, **Btu/(h)(pie²)(°F)**

h_o — Coeficiente de transferencia de calor para el fluido exterior, **Btu/(h)(pie²)(°F)**

$I_n(u)$ — Función de Bessel modificada de primera clase y orden n, adimensional

i — $\sqrt{-1}$, adimensional

j_f — Factor de transferencia de calor a tuberías y tubos aleteados, adimensional

j_H, j_h — Factores de Sieder-Tate y Colbum para transferencia de calor, adimensional

K — **Grupo** de temperatura para el flujo cruzado $(T_1 - T,)/(T_2 - t_1)$, adimensional

$K_n(u)$ — Función de Bessel modificada de segunda clase y orden n, adimensional

h — Conductividad térmica, **Btu/(h)(pie²)(°F/pie)**

L — Longitud del tubo, pies

L_p — Longitud de la trayectoria, pies

MLDT — Media logarítmica de la diferencia de temperatura, °F

l — Longitud de la aleta en cualquier punto, pies

m — Cualquiera de las dos constantes usadas en la derivación de las aletas longitudinales o anulares, adimensional

N_f — Número de aletas (por tubo)

N_t — Número de tubos en el haz

n — Número de pasos en los tubos; una constante que denota el orden de la función de Bessel, adimensional

P — Perímetro, pies

ΔP — Caída de presión, **lb/plg²**

P — Una constante en la **ecuación** de Bessel, adimensional; presión, atm

Q — Flujo total de calor o flujo total de calor a través de las bases de las aletas y la superficie del tubo liso, **Btu/h**

Q_o — Flujo de calor, flujo a través de **la** superficie lisa del tubo, **Btu/h**

R — Grupo de temperatura (T, $- T_2$) / (t, $- t_1$), adimensional

R_{do}, R_{di} — Factor de obstrucción, fuera del tubo y en la parte interior **de** él, **(h)(pie²)(°F)/Btu**

R_e, R'_e — Número de Reynolds para transferencia de calor y **caída** de presión, adimensional

r	Radio, pies
(r)	Grupo de temperatura en flujo cruzado, $\Delta t/(T_1 - t_1)$, adimensional
$(r)_{\text{contracorriente}}$	Grupo de temperatura en flujo a contracorriente, MLDT $/(T_1 \quad t_1)$, adimensional
S	Grupo de temperatura $(t_2 - t,) /(T_I - \iota_1)$ adimensional
s	Gravedad específica, adimensional
T	Temperatura del fluido caliente, °F
T_s	Temperatura del vapor de agua, °F
t	Temperatura de la aleta o fluido frío en general, °F
T_c, t_c	Temperatura calórica del fluido caliente y fluido frío, respectivamente, de las Ecs. (5.28) y (5.29) (°F).
t_w, t'_w, t_{fw}	Temperatura de la pared del tubo, temperatura de la aleta metálica, y temperatura de la pared en tubos aleteados, °F.
t_f, t'_f	Temperatura de la aleta limpia, temperatura de la aleta debajo de la película de obstrucción, °F
At	Diferencia verdadera de temperatura, °F
$\Delta t_c, \Delta t_h$	Diferencias terminales de temperatura, calientes y frías, °F
At,, $\Delta t_{do}, \Delta t_{di}, \Delta t_i$	Caída de temperatura a través del coeficiente de la aleta, obstrucción exterior, obstrucción interior, y de la película del fluido interior corregido por viscosidad y obstrucción, °F
U_{Di}	Coeficiente total de diseño de transferencia de calor basado en la superficie interior del tubo, Btu/ (h) $(\text{pie}^2)(°\text{F})$
U_i	Coeficiente total limpio de transferencia de calor basado en la superficie interior del tubo, Btu/(h) (pie*) (°F)
u	Una función
V	Velocidad del flujo, pps
v	Una función
W	Peso del flujo en general, peso del flujo caliente, lb/h
w	Peso del flujo frío, lb/h
$X, Y, x,$ Y	Distancias, pies
Y	La mitad del ancho de la aleta, pies
α	Una constante en las derivaciones de las aletas transversales y flujo cruzado
β	Una constante en las derivaciones de las aletas transversales y flujo cruzado
Θ	Diferencia de temperatura entre el fluido y la aleta, T — t, °F
μ	Viscosidad a la temperatura calórica, lb/ (pie)(h)
μ_w, μ_{fw}	Viscosidad a las temperaturas de la pared del tubo o de la aleta, t_w o t_{fw}, lb/(pie)(h)
ρ	Densidad, lb/pie^3
ϕ	Cociente de viscosidades, $(\mu/\mu_{fw})^{0.14}$, adimensional
Ω	Eficiencia de la aleta h_b/h_f, adimensional
Ω'	Eficiencia balanceada para la aleta y tubo liso, adimensional

Suscritos (excepto los anotados arriba)

a	Anulo
b	Base (de la aleta)
e	Arista (de la aleta)
i	Interfase de la película o interior de tubería o tubo
s	Coraza
t	Tubo
I	Primero de dos pasos
II	Segundo de dos pasos

CAPITULO 17

TRANSFERENCIA POR CONTACTO DIRECTO: TORRES DE ENFRIAMIENTO

Introducción. En todos los capítulos anteriores el fluido caliente y frío estuvo separado **por** superficies impermeables. En equipo tubular, el tubo limita la intimidad de contacto entre los fluidos frío y caliente y también sirve como superficie sobre la que se acumulan resistencias como la de obstrucción y de incrustación. Para que un fluido turbulento pueda recibir calor en un tubo, las partículas que forman los remolinos en el cuerpo del fluido deben entrar en contacto con una película caliente en la pared del tubo, tomando calor por conducción, y luego mezclarse con el resto del fluido. En la coraza tiene lugar un proceso semejante, y el intercambio neto de calor ocurre a través de siete resistencias individuales.

Una de las principales razones para emplear tubos es prevenir la contaminación de los fluidos. Cuando uno de **los** fluidos es un gas y el otro es un líquido, la superficie impermeable es a menudo innecesaria; puesto que puede no haber problema de contaminación mutua, el gas y el líquido se separan fácilmente después de mezclarse e intercambiar calor. Las resistencias por obstrucción se eliminan automáticamente debido a la ausencia de superficies en la que puedan colectarse y permiten a un aparato de contacto directo operar indefinidamente con un rendimiento térmico uniforme. La mayor intimidad de contacto directo, generalmente, permite lograr coeficientes de transferencia de calor mayores que en los equipos tubulares usuales.

Posiblemente la aplicación más notable de un aparato que opera con contacto directo entre un gas y un líquido, es la torre de enfriamiento. Usualmente es una estructura parecida a un cajón de madera que tiene estructura interna del mismo material. Las torres de enfriamiento se emplean para poner en contacto agua caliente que proviene de los sistemas de enfriamiento de procesos con aire para el propósito de enfriar el agua y poder usarla de nuevo en el proceso. La función de su relleno interior es aumentar la superficie de contacto **entre** el agua y **el** aire. Una torre de enfriamiento reduce

ordinariamente los requerimientos de enfriamiento de agua por cerca de 98%, aun cuando hay alguna contaminación natural causada por la saturación del aire con el vapor de agua.

Los prospectos para el uso de equipo de contacto directo en otros servicios que requieren tazas rápidas de transferencia de calor, es posiblemente mayor que para cualquier otro tipo de aparato de transferencia térmica. Aunque ahora se aplica casi exclusivamente a la humidificación de aire o al enfriamiento de agua, los principios de transferencia de calor por contacto directo pueden aplicarse al enfriamiento o calentamiento de otros gases o líquidos insolubles. Esto es especialmente cierto en el enfriamiento de gases sobre rangos grandes de temperatura. El condensador de chorro a que nos referimos en el Cap. 14 es también un ejemplo del contacto directo aplicado a la condensación en el que una gran carga térmica puede condensarse en un aparato de pequeño volumen. Una modificación del mismo principio puede realmente aplicarse a la condensación de vapores orgánicos mediante rocío de agua y particularmente a los problemas de condensar vapor de aceite en presencia de gases no condensables. Se pueden anticipar futuros desarrollos para la recuperación de energía atómica en procesos de fisión comercial, en la propulsión a chorro y en los ciclos de las turbinas de gas. En este capítulo se trata la teoría y se desarrollan los principales cálculos aplicables a la transferencia de calor por contacto directo.

Difusión. Si el aire seco a temperatura constante se satura con agua a la misma temperatura en un aparato de contacto directo, el vapor de agua que sale con el aire lleva consigo su calor latente de vaporización. La humedad de la mezcla aire-agua-vapor aumenta durante la saturación, debido a que la presión del vapor de agua que sale del líquido es mayor que aquélla en el aire no saturado, dando por resultado una vaporización. Cuando la presión de vapor de agua en el- aire iguala a la del líquido, el aire se satura y la vaporización cesa. La temperatura del agua puede mantenerse constante durante la saturación del aire si se le suministra calor para reemplazar la pérdida de él por el gas como calor latente de vaporización. Es claro, -entonces, que la transferencia de calor durante la saturación de un gas con un líquido puede hacerse sin diferencia de temperatura, aun cuando esta limitación rara vez se encuentra. Sin embargo, se ve que hay una diferencia fundamental entre este tipo de transferencia de calor y conducción, convección o radiación.

Cuando se promueve un movimiento de material entre dos fases mediante una diferencia de presión de vapor (o concentración), esto es *difusión* y se caracteriza por el hecho de que el material se transfiere de una fase a la otra o entre dos fases. Esta conducta se

llama *transferencia* de masa o *material* para diferenciarla de los conceptos ordinarios de transferencia de calor. Mientras que las definiciones de la regla de la fase se aplican a los sistemas en equilibrio, si una fase no es homogénea, puede ocurrir una *autodifusión* cuando la fase tienda a homogeneizarse.

Para la condensación de vapor en presencia de gas no condensable, en el Cap. 13 se usó el expediente de introducir la analogía de Colburn entre transferencia de calor y de masa. Esto a su vez se comparó con la analogía de Reynolds entre transferencia de calor y fricción de un fluido, como se discutió en el Cap. 3. La analogía de Reynolds da resultados más efectivos para la transferencia de calor y fricción de fluidos que la de Colburn y otras analogías para la transferencia de masa y calor. En la condensación de vapor de un gas no condensable hay una película de gas inerte cerca de la pared del tubo, que retarda la Llegada del vapor condensable a la película del condensado en la pared del tubo. La velocidad a la cual el vapor pasa a través de la película inerte es una función de la presión de vapor en el gas y en la película de condensado próxima a la pared del tubo y sigue los mecanismos de difusión.

Varios de los ejemplos ilustrativos tratados en este capítulo pueden entenderse sin un completo conocimiento de la teoría de difusión, pero las ventajas de un buen fundamento son evidentes. Los elementos de la difusión simple se presentan aquí en forma abreviada, sacando, siempre sea posible, similaridades de la difusión a la transferencia de calor por convección. Se pueden encontrar excelentes tratamientos de esta materia en Sherwood [1] y Perry. [2]

Teoría de la difusión. La difusión involucra el paso de un fluido a través de otro. Considere un gas, tal como el aire, que contenga pequeñas cantidades de vapor de acetona que es soluble en agua mientras que el aire puede considerarse como insoluble en ella. Supóngase que la mezcla aire-acetona se alimente a una torre que tiene como característica un flujo constante de agua por sus paredes, de manera que cualquiera molécula de acetona que se ponga en contacto con el agua es eliminada por ésta del cuerpo del gas. ¿Con qué velocidad serán removidas las moléculas de acetona de la masa de aire?

Un esquema idealizado del problema se muestra en la Fig. 17.1. Puede suponerse que se forma una película de aire relativamente

---

[1] Sherwood, T. K., "Absorption and Extraction", McGraw-Hill Book Co. Inc., New York 1937.

[2] Perry, J. H. "Chemical Engineers' Handbook", 3a. Ed., Sec. 8, Págs. 523-559. A. P. Colburn and R. L. Pigford. McGraw-Hill Book Co., Inc., New York 1950.

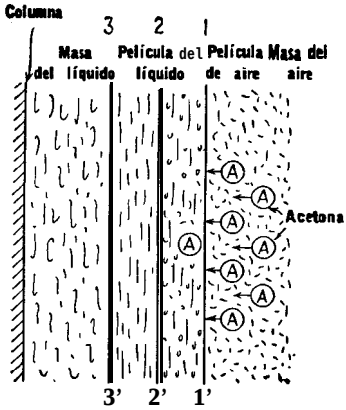


FIG. 17.1. Teoría de la película mostrando las resistencias principales

quieta en la superficie del líquido debido a la pérdida de momentum de las moléculas de aire que golpean la película de líquido y que son arrastradas en ésta. Esto se representa entre 1-1′ y 2-2′. La película del líquido puede también considerarse en reposo relativo comparada con el cuerpo de aire. Esta es la base de la teoría de las "dos películas". Puede aceptarse que, debido a la solubilidad mutua de acetona en agua, la velocidad a la que las moléculas de acetona pueden pasar a través de la película de líquido, es extremadamente grande. Por esto, las moléculas de acetona en la película de aire que llegan a la película de líquido, son agotadas tan rápidamente por solución en la película del líquido, que la concentración de moléculas de acetona en la película de aire es menor que la de la masa del gas. Esto establece una diferencia de potenciales o gradientes de concentración entre la masa de aire y la película de aire que continuamente promueve el movimiento de moléculas de acetona en dirección del líquido. Este análisis es análogo a la teoría de la película del estado estable del Cap. 3, en la que el gradiente de temperatura promueve la transferencia de calor.

Las películas de aire y líquido son similares a las resistencias térmicas en serie. En el caso de difusión de l-l' a 2-2′, la diferencia de concentración de la mezcla que se difunde aire-acetona es el potencial para la transferencia de masa de la acetona a través de las varias resistencias en serie. Designando al gas que se difunde por el suscrito A y al gas inerte o insoluble (aire) por el suscrito B, la concentración de cada gas puede expresarse por su densidad molar, δ moles/pie^3. La razón a la que la concentración de A en la masa del aire disminuye, $-d\delta_A$, depende de cuatro factores: (1) el número de moles de *A*, δ_A; (2) el número de moles de B, δ_B; (3) la dife-

rencia relativa de movimiento entre la velocidad de *A*, u_A, y la velocidad de *B*, u_B, en la dirección de la difusión; y (4) la longitud de la película de aire dl.

$$-d\delta_A = \alpha_{AB}\delta_A\delta_B(u_A - u_B)\,dl \tag{17.1}$$

donde α_{AB} es una constante de proporcionalidad. Si la difusión neta del gas inerte es cero, $u_B = 0$ y la Ec. (17.1) se reduce a

$$-d\delta_A = \alpha_{AB}\delta_A\delta_B u_A\,dl \tag{17.2}$$

Si N_A es el número de libras-mol por hora transferidos a través de *A* pies2 de superficie de película,

$$\frac{N_A}{A} = u_A\delta_A \qquad \text{lb-mol/(h)(pie}^2\text{)} \tag{17.3}$$

$$-d\delta_A = \alpha_{AB}\delta_B\frac{N_A}{A}\,dl \tag{17.4}$$

y ya que

$$-d\delta_A = d\delta_B \tag{17.5}$$

$$N_A = \frac{A}{\alpha_{AB}\delta_B}\frac{d\delta_B}{dl} = \frac{A}{\alpha_{AB}}\frac{d\ \text{In}\ \delta_B}{dl} \tag{17.6}$$

y para la difusión equimolar de A hacia *B*.

$$\frac{N_A}{A} = -\frac{N_B}{A} = u_A\delta_A = -u_B\delta_B \tag{17.7}$$

De la Ec. (17.1)

$$-d\delta_A = (\alpha_{AB}\delta_B u_A\delta_A - \alpha_{AB}\delta_A u_B\delta_B)\,dl = \alpha_{AB}u_A\delta_A(\delta_A + \delta_B)\,dl \tag{17.8}$$

$$u_A\delta_A = -\frac{1}{\alpha_{AB}(\delta_A + \delta_B)}\frac{d\delta_A}{dl} \tag{17.9}$$

De la ecuación de continuidad, entrada − salida = acumulación, En el estado estable no habrá acumulación de A en la película del gas. En libras por pie cúbico por unidad de tiempo

$$-M_A\,M_A\frac{\partial(u_A\delta_A)}{\partial l} = 0 \tag{17.10}$$

donde M_A es el peso molecular del gas *A y* θ *es* el tiempo.

$$\frac{\partial\delta_A}{\partial\theta} = \frac{\partial}{\partial l}\left[\frac{1}{\alpha_{AB}(\delta_A + \delta_B)}\frac{d\delta_A}{dl}\right] \tag{17.11}$$

Llamando $\delta_A + \delta_B = 8$ al número total de moles por pie cúbico.

$$\frac{\partial\delta_A}{\partial\theta} = \frac{a}{\partial l}\left(k_d\frac{\partial\delta_A}{\text{al}}\right) \tag{17.12}$$

Definiendo la constante $k_d = 1/\alpha_{AB}\delta$ o

$$\alpha_{AB} = \frac{1}{k_d \delta} \tag{17.13}$$

k_d es la *difusividad* o el coeficiente de difusión introducido en el Cap. 13. Sin embargo, es definido básicamente por las Ecs. (17.12) y (17.13). Volviendo a la Ec. (17.6),

$$N_A = k_d \, \delta A \, \frac{d \ln \delta_B}{dl} \tag{17.14}$$

Y para un gas perfecto, al que el gas insoluble generalmente se aproxima,

$$\delta = \frac{n}{v} = \frac{p_t}{RT} \tag{17.15}$$

donde n = número total de moles

p_t = presión total

R = constante de los gases

$$N_A \, dl = \frac{k_d p_t A}{RT} \, \mathrm{d} \ln \delta_B \tag{17.16}$$

Integrando en la longitud de la película de gas desde la masa del gas a la interfase gas-película-líquido-pelicula,

$$N_A = \frac{k_d p_t A}{RTl} \ln \frac{\delta_B}{\delta_{Bi}} = \frac{k_d p_t A}{RTl} \ln \frac{p_B}{p_{Bi}} \tag{17.17}$$

en la que las concentraciones también han sido expresadas por las presiones parciales y en la que B_i se refiere al valor a la interfase 2-2'. Para la fuerza motora a través de la película del gas que consiste en dos presiones p_B y p_{Bi}, sea p_{Bm} la media logarítmica de la presión impulsora del inerte B. Entonces

$$p_{Bm} = \frac{p_B - p_{Bi}}{\ln p_B / p_{Bi}} \tag{17.18}$$

Y

$$\ln \frac{p_B}{p_{Bi}} = \frac{p_B - p_{Bi}}{p_{Bm}} \tag{17.19}$$

$$N_A = \frac{k_d p_t A}{RTl p_{Bm}} (p_B - p_{Bi}) \tag{17.20}$$

Esta es similar a la ecuación ordinaria de transferencia $Q = h_o A (T_c - t_w)$, usando la nomenclatura del Cap. 6, donde $T_c - t_w$ es la diferencia de temperatura en una sola sección transversal y t_w la temperatura de la pared del tubo, corresponde a la concentración

de la interfase. Puesto que la presión parcial de un componente es proporcional a su fracción mol en una mezcla de gases perfectos,

$$NA = k_G A(p - p_i) = k_G A p_t(y - y_i) \tag{17.21}$$

donde y y y_i son las fracciones mol en la masa del gas y en la interfase, y

$$k_G = \frac{k_d p_t}{RTlp_{Bm}} \tag{17.22}$$

k_G puede compararse con h para uno o dos fluidos involucrados en la transferencia de calor.

La difusividad puede ser determinada experimentalmente midiendo la tasa de evaporación del gas que se difunde A desde un recipiente volumétrico hacia un inerte que se pasa sobre dicho recipiente. Las difusividades pueden computarse mediante la ecuación de Gilliland (Ec. 13.31). Se notará que en esta ecuación k_d es inversamente proporcional a la presión total del sistema p_t, de manera que en la Ec. (17.20) no se necesita hacer corrección por presión, ya que el producto $k_d p_t$ del numerador será constante.

En una torre ordinaria de difusión la diferencia de potencial $p - p_i$ o $y - y_i$ difiere en todas las secciones transversales o altura de la torre a medida que el material se transfiere del cuerpo del gas. Si la transferencia total es la suma del número de transferencias a través de superficies diferenciales con potenciales también diferenciales en cada incremento, la ecuación diferencial para toda la longitud en que está contenida la superficie, se transforma

$$dN_A = k_G(p - pi)\ dA = k_G p_t(y - y_i)\ dA \tag{17.23}$$

De la misma manera como el calor total transfendo Q puede calcularse de un solo coeficiente de película, la superficie total, y la diferencia de temperatura entre el fluido y la pared del tubo, así la transferencia de material puede determinarse sólo del cambio de fase en el gas, usando la Ec. (17.21). La cantidad total de material que abandona la fase gas es, obviamente, la misma que entra en la fase líquida. Por un análisis similar al anterior se puede mostrar que, para la interfase líquido-película-líquidomasa,

$$dN_A = k_L([c]_{Ai} - [c]_A)\ dA = k_L[c]_{av}(x_i - x)\ dA \tag{17.24}$$

donde (c) es la concentración en el líquido con los suscritos anteriores, x la fracción mol del material que se difunde en el líquido, y k_L es el coeficiente de difusión del lado del líquido. Expresado como una igualdad

$$dN_A = k_G p_t(y - y_i)\ dA = k_L[c]_{av}(x_i - x)\ dA \tag{17.25}$$

donde k_G y k_L son los recíprocos de dos resistencias en serie que comprenden las películas de gas y líquido. En términos de coeficientes totales y potenciales de la misma naturaleza para la difusión

$$\begin{aligned} dN_A &= K_G(p - p')\ dA = K_L([c]'_A - [c]_A)\ dA \\ &= K_G p_t(y - y')\ dA = K_L[c]_{av}(x' - x)\ dA \end{aligned} \tag{17.26}$$

donde p' = presión parcial del vapor que se difunde, que estaría en equilibrio con el líquido de la concentración de la masa del líquido, atm

$[c]_A'$ = concentración del vapor que se difunde, que estaría en equilibrio con la presión parcial del vapor que se difunde en la masa del gas, lb-mol/pie³

x' y y' = fracciones mol correspondientes a $[c]_A'$ y p', respectivamente, adimensionales

Los coeficientes totales se expresan en cualquiera de dos maneras

K_G = coeficiente total de transferencia de masa, lb-mol/(h) (pie*) (atmósfera de diferencia de presión parcial)

K_L = coeficiente total de transferencia de masa, lb-mol/(h) (pie*) (diferencia de concentración/pie³)

K_G y K_L pueden ser relacionados a las películas individuales y entre sí mediante la ley de Henry.

$$p' = C_H[c]'_A$$

donde p' es la presión parcial de equilibrio de A en la fase gas correspondiente a una concentración de líquido de $[c]'_A$ lb-mol/pie³. C_H es la constante de proporcionalidad de Henry. La ley sólo es válida para soluciones relativamente diluidas.

Entonces

$$K_G = \frac{1}{(C_H/k_L) + (1/k_G)} \tag{17.27}$$

$$K_L = \frac{1}{(1/k_L) + (1/C_H k_G)} \tag{17.28}$$

K_G y K_L son realmente iguales excepto por las diferencias dimensionales en las respectivas ecuaciones en que se emplean. Las Ecs. (17.27) y (17.28) se parecen a la Ec. (6.7) para obtener el coeficiente total de transferencia de calor a partir de dos coeficientes de película individuales.

Colburn [3] ha introducido la idea de la unidad de transferencia de masa que es una medida del número de cambios de equilibrios en la interfase requeridos para efectuar una cantidad determinada de difusión. Esto es idéntico con el concepto de plato teórico en la des-

[3] Colburn, A. P., *Trans. AIChE*, 35, 211 (1934).

tilación bajo una condición particular. Si G_m es el flujo de gas en moles por hora por pie cuadrado de sección transversal de la torre y dy es el cambio de concentración del componente que se difunde, $dN_A = G_m dy$ y la Ec. (17.26) puede escribirse

$$G_m\, dy = K_G p_t (y - y')\, dA. \tag{17.29}$$

Si la superficie por pie cúbico de la torre es a pie²/pie³, la superficie total es $dA = a dV$, donde V es el volumen de la torre por pie cuadrado de sección de la torre.

$$n_t = \int \frac{dy}{y - y'} = K_G a \frac{V}{G_m} \tag{17.30}$$

La integral de $dy/(y - y')$ en la altura total de la torre da el número de veces que el potencial promedio debe dividirse por el total del cambio deseado en concentración. Esto es un índice del tamaño del logro de absorción o desabsorción que debe efectuarse, y n_t se llama *número* de *unidades de transferencia*. Cuando n_t se multiplica por G,, da $K_G a V$, que es el número de moles de material transferido. Se requieren diferentes alturas en las torres de difusión para lograr una unidad de transferencia de difusión, dependiendo de cómo una torre en particular se construya y de cuánta superficie contenga por pie cúbico de volumen. De experimentos en un tipo particular de torre con una altura total Z, es posible determinar experimentalmente el número de unidades de transferencia que se logran, y la altura de una sola unidad de transferencia *HTU* será

$$HTU = \frac{Z}{n_t} \tag{17.31}$$

Temperatura del bulbo húmedo. La humidificación es una forma de transferencia de calor así como una forma de difusión. En los sistemas de acondicionamiento de aire es el aumento en el contenido de humedad del aire y usualmente se logra por un lavador de rocío. En una torre de enfriamiento el aire también se humidifica, pero el principal producto es agua fría y no el aire húmedo. Particularmente, refiriéndose a las torres de enfriamiento, en los Estados Unidos de América es costumbre definir el grado de humedad del aire por su temperatura del bulbo húmedo. Este concepto es muy valioso, ya que se demostrará después que la temperatura del bulbo húmedo es también la temperatura más baja a la que el agua puede obtenerse por humidificación adiabática. La temperatura del bulbo húmedo se describe aquí debido a que es un concepto simple del que se puede sacar una descripción excelente de la transferencia simultánea de masa y calor. Refiérase a la Fig. 17.2 que consiste en

un termómetro rodeado por una mecha sumergida en agua a la misma temperatura que el aire ambiente. La mecha siempre está húmeda. Un segundo termómetro se suspende en el aire ambiente para indicar la temperatura del bulbo seco.

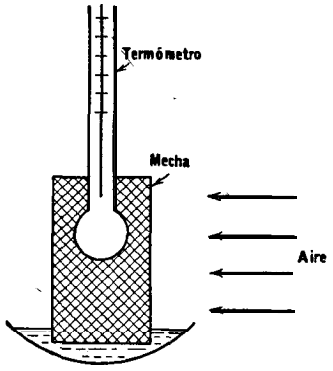


FIG. 17.2. Termómetro de bulbo húmedo

Supóngase que por la mecha se circula aire no saturado a cualquier temperatura de bulbo seco. Debido a que la mecha está húmeda y el aire no saturado, la presión parcial del vapor de agua fuera de la mecha es mayor que la del vapor de agua en el aire que circula, evaporándose agua de la mecha al aire. Pero la evaporación del agua de la mecha requiere muchas Btu de calor latente que deben de provenir de alguna parte. Cuando inicialmente el aire se circula por la mecha, los Btu vendrán de la mecha misma bajando la temperatura de ella por debajo de su temperatura inicial. Si la temperatura inicial de la mecha fue la misma que la del bulbo seco, cualquier descenso en la temperatura en la mecha establecerá una diferencia de temperatura entre la temperatura del bulbo seco y la menor temperatura en la mecha. Esto origina un flujo de calor sensible del aire a la mecha, bajando entonces la temperatura del aire. A medida que circula el aire se registran depresiones adicionales en la temperatura de la mecha, hasta que se alcanza un punto al que la diferencia de temperatura entre el bubo seco y la mecha ocasiona un flujo de calor hacia la mecha justamente suficiente para contrabalancear la pérdida de calor de la mecha por evaporación. En estas condiciones se establece un equilibrio donde la vaporización en un pie cúbico o libra de aire es contrarrestada por el calor sensible removido de un pie cúbico o libra de aire. Así, no habrá diferencia, ya sea si el aire pasa suavemente o con mucha rapidez por sobre la mecha una vez que se logra el equilibrio, la temperatura de la mecha baja la misma cantidad, puesto que la cantidad de agua

que se evapora a cada libra de aire seco se balancea por una cantidad igual de calor sensible removido de la misma libra de aire. Sin embargo, si el aire se circula más aprisa por la mecha, será mayor la cantidad de agua evaporada de la misma. Esta temperatura se llama *temperatura* de *bulbo húmedo.* Naturalmente el bulbo húmedo varía para aire de un bulbo seco dado, de acuerdo con la cantidad de saturación antes de entrar en contacto con la mecha, puesto que el grado de saturación afecta la cantidad de vapor de agua que puede ser evaporada al aire y consecuentemente la cantidad de calor que puede ser removido de él.

La depresión de la temperatura del termómetro de bulbo húmedo, en el experimento descrito, principió cuando el agua, presumiblemente a la temperatura del bulbo seco, se evapora al aire a la misma temperatura. Si el aire se ha saturado a la temperatura de bulbo seco, no se evaporaría agua. Si en lugar de humidificar aire nuestro interés primario fuera un proceso para obtener agua fría evaporando parte del agua de la mecha, la menor temperatura de agua que se podría obtener sería la temperatura de bulbo húmedo. Esto es, una torre de enfriamiento o cualquier otro tipo de aparato de humidificación que no transfiera calor de o a sus alrededores, mientras que estén en contacto aire y un líquido, podrían sólo enfriar el agua a la temperatura del bulbo húmedo del aire, que es una función del grado de saturación del aire o de gas inerte con el líquido por evaporar. En la parte norte de la zona templada, donde la temperatura del bulbo húmedo en verano es de 75°F, es imposible enfriar el agua a menos de 75°F, excepto por refrigeración.

El proceso entre el aire y la mecha puede describirse de una manera simple para las condiciones de equilibrio cuando la mecha ha alcanzado presumiblemente la temperatura de bulbo húmedo. Sea X la unidad absoluta del aire original, libras de agua por libras de aire seco, que está relacionada a su presión parcial del vapor de agua en el aire original por

$$X = \frac{p_{\text{vapor de agua}}}{p_t - p_{\text{vapor de agua}}} \times \frac{M_w}{M_a}$$

donde M_w y M_a son los pesos moleculares del agua y del aire. Sea X' la humedad (o presión de vapor) del agua fuera de la mecha a la temperatura de bulbo húmedo. Para simplificar, se usará un coeficiente total de difusión de transferencia de masa K_X en el que el potencial evaporativo de la mecha al aire se expresa en términos de dos humedades X' y X, mientras que K_G emplea la presión en atmósferas para definir el potencial de difusión. Entonces, si λ es el calor

latente de vaporización, el calor que se desprende de la mecha por pie cuadrado de superficie es dado por

$$\frac{Q}{A} = K_X(X' - X)\lambda \tag{17.32}$$

El calor de vaporización por pie cuadrado de mecha es contrabalanceado por el calor transferido del aire a la mecha y que está dado por

$$\frac{Q}{A} = h(t_{DB} - \text{twe}) \tag{17.33}$$

donde t_{DB} y t_{WB} son las temperaturas de bulbo seco y húmedo del aire, respectivamente, y h es el coeficiente de transferencia de calor sensible entre el aire y la mecha.

Puesto que las Ecs. (17.32) y (17.33) son identidades, pueden igualarse

$$h(t_{DB} - t_{WB}) = K_X(X' - X)\lambda \tag{17.34}$$

o

$$\frac{h}{K_X} = \frac{(X' - X)\lambda}{t_{DB} - t_{WB}} \tag{17.35}$$

y el potencial para K_X es libras de agua/libras de aire seco. Usando K_D por K_X el potencial es en atmósferas de agua/atmósferas de aire, lo que emplea la razón molar de agua a aire para un gas perfecto. Las relaciones de peso y mol obviamente no son iguales, aun cuando ambas son adimensionales. Esto es, una razón de 1: 1 moles de agua a aire es igual a una razón de 18/29 o 0.62: 1 en peso. Los efectos netos de transferencia de peso deben ser los mismos que el producto de transferencia molar y el peso molecular del vapor que se difunde.

$$K_X(X' - X) = K_G M_A(p' - p) \tag{17.36}$$

$$X' = \frac{p'}{p - p'}\frac{M_A}{M_B} = \frac{p'}{p_{Bm}}\frac{M_A}{M_B} = \frac{p'}{p_t}\frac{M_A}{M_B} \tag{17.37}$$

Lo último es casi exacto para los rangos de temperatura encontrados en la humidificación.

$$X = \frac{p}{p - p'}\frac{M_A}{M_B} = \frac{p}{p_{Bm}}\frac{M_A}{M_B} = \frac{p}{p_t}\frac{M_A}{M_B} \tag{17.38}$$

$$K_X\left(\frac{p' - p}{p_{Bm}}\right)\frac{M_A}{M_B} = K_G M_A(p' - p) \tag{17.39}$$

$$K_X = K_G p_{Bm} M_B \tag{17.40}$$

RELACION ENTRE LAS TEMPERATURAS DE BULBO HUMEDO Y PUNTO DE ROCIO

Hay una distinción muy interesante entre las temperaturas de bulbo húmedo y punto de rocío. Las dos se usan en los cálculos

de difusión. Para obtener la temperatura de bulbo húmedo se considera lo siguiente. A medida que el aire seco más el vapor que lo acompaña recircula continuamente sobre una mecha a temperatura inicial dada, la mezcla de vapor y aire se enfrían debido al paso de calor sensible de los gases a la mecha. La mezcla de aire y vapor, sin embargo, reciben de nuevo el calor en la forma de agua vaporizada cuyo calor latente es igual al que pasó a la mecha aunque la temperatura final de la mezcla es menor después de la circulación. El volumen o peso del vapor por libra de aire seco aumenta. Puesto que no entra ni sale calor al sistema durante el contacto directo, éste es un proceso adiabático, y la temperatura de bulbo húmedo es, obviamente, la temperatura en estos procesos.

La temperatura del punto de rocío es aquélla a la que un gas con un contenido dad6 de vapor deposita la primera gota de condensado cuando se enfría en un proceso de presión *constante*. En la gráfica de entropía- temperatura de la Fig. 17.3 la curva de saturación para el agua se describe por ***BEF.*** El enfriamiento del vapor de agua a presión constante tiene lugar a lo largo de la trayectoria de presión constante AB. Considere en seguida el contacto adiabático entre agua y aire. Siendo adiabático, está descrito por una trayectoria ficticia ***A"C"***, que es adiabática aunque no isoentrópica, puesto que la mezcla de aire y agua es irreversible. El enfriamiento del aire y la evaporación de agua tomados separadamente, no son procesos adiabáticos verdaderos. Unicamente el efecto total entre los dos es verdaderamente adiabático. La trayectoria para el proceso de saturación adiabática del vapor de agua solo, puede determinarse por ex-

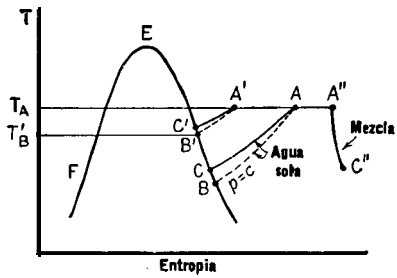


FIG. 17.3. Relación entre **las temperaturas de bulbo húmedo y punto de rocío**

perimento y se encuentra que está situado en la línea ***AC***. El punto C es el bulbo húmedo, y ya que durante la saturación adiabática se añade vapor de agua, la presión parcial del vapor de agua en el bulbo húmedo C es algo mayor que en ***B.*** Cuando el aire tiene una saturación de 70% o más, el bulbo húmedo excede al punto de rocío por

algo menos del 2% de la diferencia entre el bulbo seco y el húmedo. Si el gas a la temperatura del bulbo seco T_A posee un mayor grado de saturación, el punto A se mueve hacia A', y el punto de rocío está obviamente a una temperatura mayor T'_B.

Número de Lewis. La relación entre el coeficiente de transferencia de calor y el de transferencia de masa, h/K_x, entra en casi cualquier problema de contacto directo. La analogía entre transferencia de calor y fricción de un fluido, en el Cap. 3, se dedujo mediante similaridad matemática. La transferencia de calor y de masa pueden también relacionarse comparando las dos con la fricción de los fluidos. En el Cap. 13 se encontraran referencias a este respecto. Aquí únicamente se desarrollarán las aplicaciones más generales, aun cuando parece ser que de otras analogías pueden obtenerse resultados más exactos. Para la transferencia de calor Chilton y Colburn dan

$$j_h = \frac{f}{2} = \frac{hD/k}{(DG/\mu)(c\mu/k)} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{2/3} = \frac{h}{cG} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{2/3}$$

donde f es un factor adimensional de fricción.
Para transferencia de masa (difusión)

$$j_d = \frac{f}{2} = \frac{K_x D/\rho k_d}{(DG/\mu)(\mu/\rho k_d)} \left(\frac{\mu}{\rho k_d}\right)^{2/3} = \frac{K_x}{G} \left(\frac{\mu}{\rho k_d}\right)^{2/3} \tag{17.41}$$

Dividiendo

$$\frac{j_d}{j_h} = \frac{K_x c(\mu/\rho k_d)^{2/3}}{h(c\mu/k)^{2/3}} = 1 \tag{17.42}$$

o

$$\frac{h}{K_x c} = \frac{(\mu/\rho k_d)^{2/3}}{(c\mu/k)^{2/3}} = \left(\frac{k}{c\rho k_d}\right)^{2/3} = 1 \tag{17.43}$$

Y

$$\frac{h}{K_x c} = 1 \tag{17.44}$$

Lewis [4] hizo indicaciones respecto a esta relación, y el grupo adimensional $h/K_x c$ se le conoce como número de Lewis Le. Este número conduce a la información extremadamente importante de que, el coeficiente de transferencia de calor es al coeficiente de transferencia de masa lo que el valor de los calores específicos del medio que sirve tanto para la transferencia de calor como de masa. Para el caso de la mecha en el experimento de bulbo húmedo, si el calor específico promedio del aire húmedo es 0.25 Btu/(lb)("F), enton-

[4] Lewis W. X.. *Trans. ASME, 44, 329* (1922).

ces la razón de transferencia de calor será un cuarto de la razón de transferencia de masa. Entonces se requiere un potencial cuatro veces mayor para transferir un número dado de Btu de calor sensible que para transferir igual número de Btu mediante transferencia de masa. La gráfica del número de Lewis vs. la temperatura para el sistema aire-agua calculada de Le = $(k/\rho_a c)^{2/3}$ se muestra en la Fig. 17.4. También se incluyen en la gráfica dos puntos obtenidos experimentalmente por Hilpert. [5] Los valores de h/K_x para otros sistemas se tabulan en la Tabla 17.1.

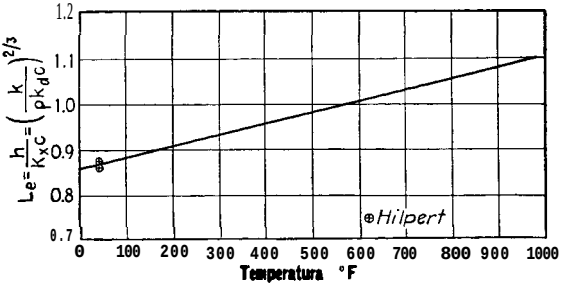


FIG. 17.4. Números de Lewis para un sistema de aire-agua

La película efectiva. En el experimento del bulbo húmedo se vio que se podía alcanzar la misma temperatura de bulbo húmedo independientemente del flujo de gas sobre la mecha. En el Cap. 11 también se mostró que la velocidad de transferencia de calor varía con la 0.8 potencia de la velocidad del gas. Lo mismo deberá ser verdad para transferencia de masa. En la Ec. (17.44), si la razón de los coeficientes es constante, la película para la transferencia de calor y de masa debe afectarse en el mismo grado por un cambio en el gasto del gas. Sherwood, [6] ha presentado una correlación para la vaporización de numerosos líquidos en el aire, incluida el agua, y obtenido

$$\frac{D}{l} = 0.023 \left(\frac{DG}{\mu}\right)^{0.83} \left(\frac{\mu}{\rho k_d}\right)^{0.44} \qquad (17.45)$$

donde D es el diámetro interior del tubo y l es el espesor de la película. Esto puede ser comparado con la Ec. (6.2) de Sieder y Tate para transferencia de calor :

$$\frac{h_i D}{k} = 0.027 \left(\frac{DG}{\mu}\right)^{0.8} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu_w}{\mu}\right)^{0.14}$$

[5] Hilpert, R., *Forschungsheft, 3, 355,* (1932).
[6] Sherwood, *obra citada, Pág. 39.*

TABLA 17.1. VALORES PROMEDIO DE h/K_x CALCULADOS DE DETERMINACIONES • DE BULBO HUMEDO

Difusión en el aire

Vapor	$\frac{h}{K_x}$	Calculado de la Analogía de Chilton-Colbum, Ec. (17.43)
1. Benceno	0.41	0.44
2. Tetracloruro de carbono	0.44	0.49
3. Clorobenceno	0.44	0.48
4. Acetato de etilo	0.42	0.46
5. Tetracloruro de etileno	0.50	0.51
6. Tolueno	0.44	0.47
7. Agua	0.26	0.21

• Sherwood, T. K., *Trans. AIChE,* 26, 107 (1932).

donde $(\mu/\mu_w)^{0.14}$ es sustancialmente 1.0 para gases. Arnold, [7] Chilton y Colbum, [8] han hecho interesantes extensiones de esta teoría.

HUMIDIFICACION Y DESHUMIDIFICACION

Humidificadores: la torre de enfriamiento. El uso más extenso, en la actualidad, de la transferencia de calor difusional se encuentra en la torre de enfriamiento, cámara de rocío de aire acondicionado, secadores de rocío, torre de rocío, y aereador de fuente. El uso de las torres de enfriamiento ha crecido tremendamente en los últimos veinte años, debido a una necesidad cada vez mayor. En muchas plantas industriales el agua fría cruda es muy escasa, de manera que no se permite su uso ilimitado como medio de enfriamiento. El problema de suministrar suficiente agua superficial y de subsuelo con fines de enfriamiento, ha crecido al grado de que a las nuevas plantas a menudo se les requiere desarrollar un uso continuo de las cantidades limitadas de agua que puedan obtener de fuentes públicas o privadas. En algunas comunidades aun el agua de río, que puede estar presente en abundancia, requiere preenfriamiento, como se discutió en el Cap. 7. Esto es especialmente cierto en algunos de los ríos en la parte sur de los Estados Unidos de América, que tienen su fuente en el norte y que se calientan hasta la temperatura del bulbo seco en el transcurso de su viaje al sur.

La temperatura disponible en el agua de enfriamiento se ha visto que es un importante factor económico en el diseño de las modernas

[7] Arnold, J. H., *Physics,* 4, 255 (1933).
[8] Chilton, T. H., and A. P. Colbum, *Ind. Eng. Chem.,* 26, 1183 (1934).

plantas químicas y de fuerza. En la planta química fija la presión de operación en los condensadores de los procesos de destilación y evaporación, y consecuentemente, en el equipo que los precede. En las plantas de fuerza fija la turbina descarga la presión y la recuperación de calor ultima. Por estas razones vitales el estudio de la torre de enfriamiento y la temperatura del agua que se puede obtener en ellas, es de gran importancia al planear un proceso. La torre de enfriamiento es también el miembro más simple de una clase de aparatos cuyas potencialidades han sido poco exploradas.

Clasificación de torres de enfriamiento. Las torres de enfriamiento modernas se clasifican de acuerdo con los medios por los que se les suministra aire. Todas emplean hileras horizontales de empaque para suministrar gran superficie de contacto entre el aire y el agua. En las torres de ***tiro mecánico*** el aire se suministra en cualquiera de las dos formas que se muestran en la Fig. **17.5*a*** y ***b.*** Si el aire se succiona a través de la torre mediante un abanico situado en la parte superior de la torre, a esto se llama ***tiro inducido.*** Si el aire se fuerza por un abanico en el fondo de la torre y se descarga por la parte superior, es un ***tiro forzado.*** Las torres de ***circulación natural*** son de dos tipos, ***atmosféricas y*** de ***tiro natural,*** como se indica en la Fig. **17.5*c*** y ***d.***

Torres de tiro mecánico. Actualmente las torres de esta clase son las más comunes en los Estados Unidos de América, y de éstas la gran mayoría son torres de tiro inducido. La preferencia hacia las torres de tiro inducido ha sido muy pronunciada a partir únicamente de los últimos diez anos, pero representa una transición lógica, puesto que en su uso hay ventajas que exceden a todas las otras, excepto en condiciones muv especiales. En el tipo de tiro forzado como en la Fig. **17.5*b***, el aire entra a través de una abertura circular mediante un abanico, y debido a esto se debe suministrar una altura de torre y su volumen correspondiente de relativa inefectividad, que se usa como entrada de aire. La distribución del aire es relativamente pobre, puesto que el aire debe dar una vuelta a 90" a gran velocidad. En las torres de tiro inducido, por otra parte, el aire puede entrar a lo largo de una o más paredes de la torre y, como resultado, la altura requerida de la torre para entrada de aire es muy pequeña.

En la torre de tiro forzado el aire se descarga a baja velocidad a través de una gran abertura en la parte superior de la torre. En estas condiciones el aire posee una cabeza de velocidad pequeña y tiende a asentarse en la trayectoria de entrada del abanico. Esto significa que la succión de aire fresco se contamina con aire parcialmente saturado que ya ha pasado a través de la torre con ante-

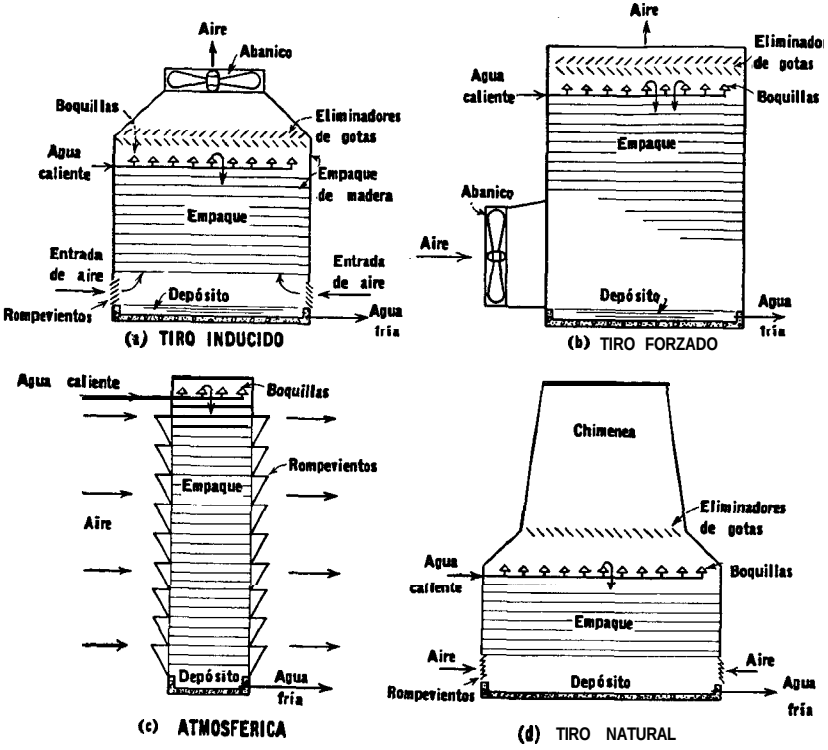


FIG. 17.5. Tipos comunes de torres de enfriamiento

rioridad. Cuando esto ocurre se conoce como *recirculación* y reduce la capacidad de trabajo de las torres de enfriamiento. En las torres de tiro inducido el aire se descarga a través del abanico a alta velocidad, de manera que se proyecta hacia arriba hacia las corrientes naturales de aire que evitan su asentamiento posterior. Sin embargo, las torres de tiro inducido presentan caída de presión en la toma del abanico, lo que aumenta los requerimientos totales de energía. La alta velocidad de descarga de las torres de tiro inducido causa también algo más de arrastre o pérdidas de agua por gotas que son arrastradas por la corriente de aire.

Torres de circulación natural. Se usan en Europa y en el Oriente, la popularidad de los tipos en la Fig. 17.5*c* y *d* está declinando en los Estados Unidos de América, particularmente en el tipo de tiro natural.

La torre atmosférica aprovecha las corrientes atmosféricas de aire. El aire penetra a través de los rompevientos en una sola dirección, cambiando con la estación del año y las condiciones atmos-

féricas. En lugares expuestos que tienen vientos con velocidades promedio de 5 o 6 millas por hora, la torre atmosférica puede ser la más económica, y donde los costos de energía son altos puede aún ser preferible a velocidades de aire tan bajas como 2½ a 3 mph. Puesto que las corrientes atmosféricas penetran a todo el ancho de la torre, las torres se hacen muy angostas en comparación con otros tipos, y deben ser muy largas para una capacidad igual. Se han construido torres de este tipo que tienen más de 2 000 pies de largo. Las pérdidas por arrastre se manifiestan a todo lo largo y son mayores que en otros tipos de torre. Este tipo usa los potenciales disponibles más ineficientemente, ya que opera en flujo cruzado, y se demostró en el Cap. 16 que el uso más efectivo de los potenciales es a contracorriente. Cuando se desea agua a una temperatura cercana al bulbo húmedo, este tipo es incapaz de producirla. Las torres atmosféricas tienen, consecuentemente, un costo inicial alto debido a su tamaño, y cuando hay calma deben dejar de operarse. Sin embargo, tienen una gran ventaja, eliminan el costo principal de operación de las torres de tiro mecánico, es decir, el costo de la fuerza para el abanico,. En áreas con velocidad promedio de viento baja, los cargos fijos y costos de operación contrarrestan la ventaja. Las velocidades Promedio en el mes de julio que son representativas en los Estados Unidos, se muestran en la Fig. 17.6. Un promedio de velocidad que exceda a las 5 o 6 mph, no es indicación suficiente de que la torre atmosférica sea la mejor. Con un promedio de velocidad en el viento de 5 mph la torre operará a menos de su capacidad de diseño parte del tiempo. La localización de la torre en una localidad con vientos de 5 mph debe ser tal que no debe tener obstrucciones y debe aprovechar completamente las corrientes existentes.

Las torres de tiro natural operan de la misma manera que una chimenea de un horno. El aire se calienta en la torre por el agua caliente con la que entra en contacto, de manera que su densidad baja. La diferencia entre la densidad del aire en la torre y en el exterior origina un flujo natural de aire frío en la parte inferior y una expulsión del aire caliente menos denso en la parte superior. Las torres de tiro natural deben ser altas para promover este efecto y deben también tener sección transversal grande debido a la baja velocidad con que el aire circula comparada con las torres de tiro mecánico. Las torres de tiro natural consumen más fuerza para el bombeo. Sin embargo, eliminan el costo de la potencia del abanico y pueden ser más aconsejables en algunas localidades que las torres atmosféricas. En las torres atmosféricas deben enfatizarse las características del viento. En las torres de tiro natural la consideración primordial debe darse a las características de temperatura del aire. Si es costumbre

que el aire alcance altas temperaturas durante el día, cuando menos con relación a la temperatura del agua caliente, la torre de tiro natural cesará de operar durante la porción caliente del día. Los costos iniciales y cargos fijos de esta torre son algo altos, y parece que están pasando de moda.

Muy relacionadas con las torres de circulación natural están las fuentes de rocío, consistentes en cierto número de boquillas verticales, que proyectan el agua al aire sin inducir corrientes de éste. Estas no operan con un flujo ordenado de aire y, consecuentemente, no son capaces de producir agua que se aproxime a la temperatura del bulbo húmedo tan efectivamente como las torres de enfriamiento. Donde el agua debe enfriarse en un rango corto y sin una aproximación cercana a la temperatura del bulbo húmedo, las fuentes de rocío pueden ser la solución más económica al problema de enfriar agua. Las perdidas por arrastre son relativamente altas. Las torres de rocío también se usan ampliamente. **Son** similares a las atmosféricas, excepto que casi no usan empaque.

Las torres de enfriamiento se equipan ocasionalmente con haces de tubos desnudos, que se insertan justamente arriba del fondo del depósito de la torre. Estos se llaman enfriadores atmosféricos. El agua de enfriamiento primario fluye dentro del enfriador mientras que el agua **de** la torre recircula constantemente sobre él. Así el **agua** de enfriamiento está contenida en un sistema totalmente cerrado. El cálculo de este tipo de aparatos se tratará en el Cap. 20.

Partes internas de las torres de enfriamiento y función del empaque. Si el agua pasa a través de una boquilla capaz de producir pequeñas gotas, se dispondrá de una gran superficie para el contacto de aire-agua. Puesto que la interfase agua-aire es también la superficie de transferencia de calor, el uso **de** la boquilla permite alcanzar buenos niveles de eficiencia por pie cúbico de aparato de contacto. Este es el principio de la fuente de rocío y la torre **de rocío.** Considere una torre de rocío hipotética como se muestra en la Fig. 17.7*a*. El líquido que se le alimenta desciende a través de ella **por** gravedad. Si la torre tiene 16 pies de alto y no se le imparte velocidad inicial a la gota, ésta caerá en un tiempo aproximado de acuerdo con la ley de la caída libre, $z = \frac{1}{2}g\theta^2$, donde z es la altura, g es la aceleración de la gravedad, y θ el tiempo. Una gota de agua caerá a través de esta altura en 1 seg. Si el líquido se alimenta a razón de una gota por segundo y no hay obstrucción, siempre habrá presente una gota en la torre y se eliminará continuamente una gota por segundo. La superficie efectiva en la torre de la Fig. 17.7*a* es la de una gota.

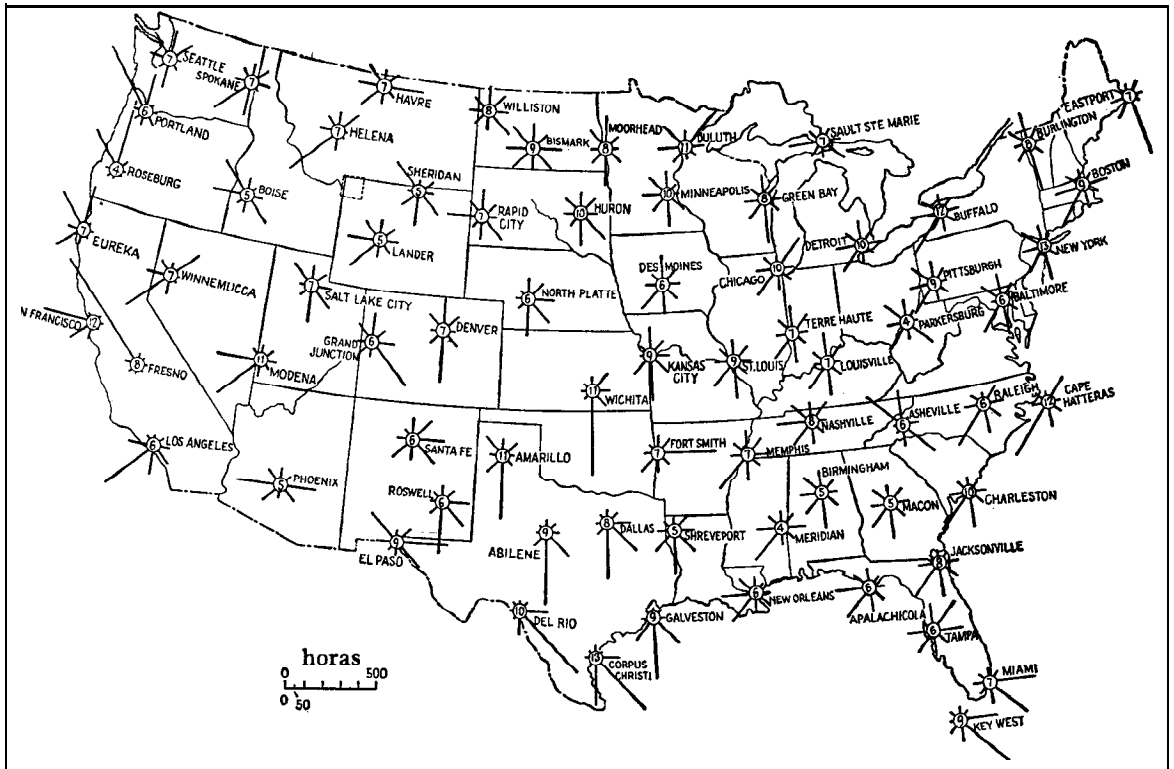


FIG. 17.6. Datos de viento en verano. La longitud de cada linea indica el número de horas, que en un mes de julio normal, los vientos soplan hacia el centro de los círculos en cada una de las 71 estaciones. Los números en los círculos son los promedios de velocidad en julio, millas por hora. (*The Marley Company*)

Ahora suponga que introduciendo algunas formas geométricas en las que la gota puede tropezar o desviarse, es posible hacer que la gota tarde cuatro segundos en recorrer la altura de la torre. Entonces, como se muestra en la Fig. 17.7*b*, se alimenta *una* gota por segundo en la parte superior y *una* gota se elimina en el fondo en el mismo lapso, pero en la torre quedan cuatro gotas. Luego la superficie efectiva en esta última es la de cuatro gotas o cuatro veces la superficie de caída libre. La función del empaque es aumentar la superficie disponible en la torre, ya sea distribuyendo el líquido sobre una gran superficie o retardando la caída de las gotas a través del aparato. En las torres de difusión ordinaria, tales como los absorbe-

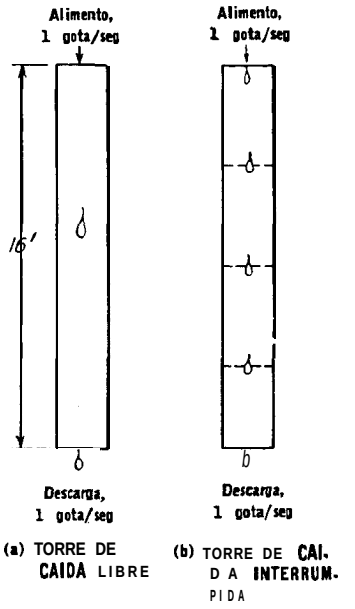


FIG. 17.7. Caída libre e *interrumpida*

dores químicos, el empaque se introduce en formas especiales, tales como los anillos Raschig, etc., que son muy compactos y que proveen una superficie en la que el líquido se extiende y expone una película grande. Esto *se* llama ***superficie de película***. En la torre de enfriamiento, debido a los requerimientos de grandes volúmenes de aire y pequeñas caídas de presión permitidas, es costumbre usar largueros de madera de sección rectangular o triangular, que dejan la torre sustancialmente sin obstruir. El empaque o relleno, en una torre de enfriamiento, es casi exclusivamente fabricado en cualquiera de las formas de la Fig. 17.8 y su propósito es interrumpir el descenso del

líquido. Aun cuando el espacio libre entre los largueros adyacentes es relativamente grande, la proyección horizontal del relleno no permite que las gotas de líquido caigan a través de la torre sin golpear repetidamente en los largueros inferiores. Algo del líquido que golpea la parte superior del larguero salpica, pero una gran parte fluye por sus contornos y se rompe en flujo turbulento en la parte inferior para formar automáticamente nuevas gotas y crear nueva ***superficie de gota.*** La superficie de los lados de los largueros es comparable con la superficie de película en los absorbedores empacados. Hay, además, una gran cantidad de ***superficie de gota.*** Recientemente la tendencia ha sido hacia el uso de largueros rectangulares más pequeños. Estos son considerablemente más económicos en su fabricación e instalación que aquéllos de sección transversal y originan

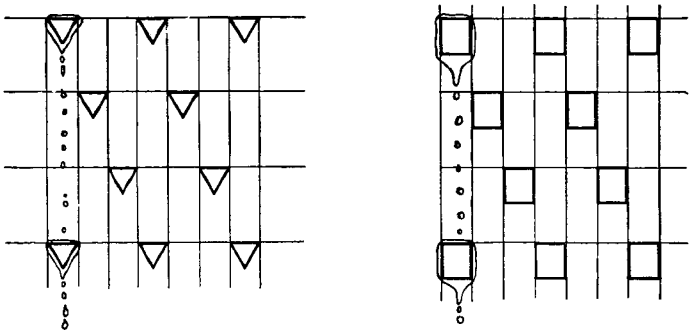


FIG. 17.8. Tipos comunes de empaques de torres de enfriamiento

menores caídas de presión. El mecanismo de producir gotas en la parte inferior de cada hilera horizontal se basa en que el líquido drenado se rompe en flujo turbulento. Consecuentemente el método por el que las gotas se formen en la parte superior de la torre es de menor consecuencia en la formación total de superficie siempre y que haya una distribución uniforme del líquido en toda la sección transversal de la torre.

Para demostrar la efectividad de estos tipos de empaque, el análisis de caída libre puede extenderse aún más. De acuerdo con la ecuación de la caída libre, la gota descenderá 16 pies en un seg. En ½ seg una gota con velocidad cero en la parte superior, desciende aproximadamente 4 pies, y su velocidad promedio es 8 pies por seg. En el segundo ½ seg desciende los restantes 12 pies con una velocidad promedio de 24 pps. Las gotas atraviesan las últimas tres cuartas partes de la torre a tal velocidad que el tiempo de contacto en esta parte de la torre iguala únicamente al de la primera cuarta

parte. La ventaja de la caída interrumpida se hace entonces evidente. Cada vez que la caída se interrumpe (digamos a cada cuarta parte de la torre, Fig. 17.7*b*), es como si una gota con velocidad cero empezara a caer de nuevo, y la equivalencia de la torre interrumpida es igual a la efectividad del primer cuarto, o sea cuatro torres en serie.

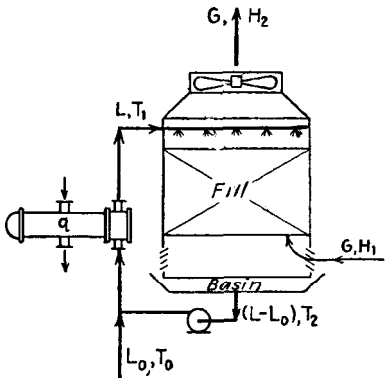


FIG. 17.9. Flujo de agua y de aire en una torre de enfriamiento

En muchas torres de enfriamiento el líquido se introduce rociando el agua hacia arriba en la parte superior de la torre, de manera que viaje hacia arriba y luego hacia abajo antes de golpear la primera hilera de empaque. Esto provee contacto efectivo a bajo costo, puesto que la velocidad de la gota en su viaje ascendente debe disminuir a cero para invertir su dirección. Otro medio de aumentar la superficie o medio de contacto en torres de rocío y torres de enfriamiento, es atomizando el agua en lugar de formar gotas. Esto mismo puede lograrse por una boquilla en lugar de un atomizador usando un agente humectante soluble en agua. Sin embargo, esto no es muy práctico, ya que las gotas muy finas no pueden recogerse en los eliminadores sino a expensas de una gran caída de presión. En la construcción de las torres de enfriamiento es costumbre emplear gotas de tal tamaño de manera que las pérdidas por arrastre puedan garantizarse que no excederán a 0.25% del agua total recirculada a la torre. Usando más potencia en el abanico, esta pérdida puede también reducirse a 0.1% .

Balance de calor. Considere el diagrama de flujo de la Fig. 17.9. Consiste en una torre de enfriamiento operando con una fuente de calor en circuito cerrado. El agua del deposito de la torre se bombea a través de una batería de condensadores de superficie en los que se eleva su temperatura. El agua caliente regresa a la torre

Junto con agua de compensación, la que se usa para restituir la pérdida por evaporación del sistema debido a la saturación del aire al pasar por la torre.

Por conveniencia, las torres de enfriamiento se analizan en la base de 1 pie² de área interna. La carga de *aire* se toma como la velocidad del gas seco por unidad de área G lb/(h)(pie²). La carga *de aguu* en la parte superior de la torre es la velocidad del agua por unidad de superficie L lb/(h)(pie²), y el agua de compensación es L_o lb/(h) (pie'). La carga total de calor por hora por pie cuadrado q es la cantidad Q por hora dividida por las dimensiones internas de la torre. Usando el suscrito 1 para la entrada y 2 para la salida, el balance en la torre en funcion de gas para un plano de referencia de 0°F es

$$q + L_0CT_0 = G(H_2 - H_1) \tag{17.46}$$

donde C es el calor específico del agua y H es su entalpía por libra de aire seco e incluye el calor de vapor asociado con la libra de aire seco. En función de la carga de agua el balance total de calor es

$$q = LC(T_1 - T_2) + L_0C(T_2 - T_0) \tag{17.47}$$

Combinando ambas ecuaciones,

$$G(H_2 - H_1) = LC(T_1 - T_2) + L_0CT_2 \tag{17.48}$$

La cantidad de agua de compensación requerida por evaporación es

$$L_0 = G(X2 - X,) \tag{17.49}$$

Dividiendo la Ec. (17.48) por Ec. (17.49)

$$\frac{G(H_2 - H_1)}{G(X_2 - X_1)} = \frac{LC(T_1 - T_2) + L_0CT_2}{L_0} \tag{17.50}$$

$$L_0\frac{H_2 - H_1}{(X_2 - X_1)} = LC(T_1 - T_2) + L_0CT_2 \tag{17.51}$$

Combinando la Ec. (17.51) con la Ec. (17.47)

$$LC(T_1 - T_2) + L_0CT_2 = q + L_0CT_0 \tag{17.52}$$

$$L_0 = \frac{q}{(H_2 - H_1)/(X_2 - X,) - CT,,} \tag{17.53}$$

La Ec. (17.53) da la cantidad de agua de compensación correspondiente a cualesquiera condiciones terminales fijas. La entalpía para el aire saturado aparece en las cartas psicométricas ordinarias. Se sugiere cautela en el uso de estas cartas, ya que invariablemente tienen diferentes planos de referencia. Algunas emplean 0°F y 32°F para vapor de agua para permitir el uso de las tablas de vapor de Keenan

y Keyes. (Tabla 7). Cuando se usa una sola carta, las diferencias de entalpía son lo suficientemente precisas para los cálculos de transferencia de calor. Cuando parte de los datos se toman de una carta y parte de otra, puede haber serios errores. Para la solución de todas las mezclas arre-vapor en este capítulo, la entalpía del aire saturado arriba de 0°F puede computarse por

$$H' = X't + X'\lambda + 0.24t \tag{17.54}$$

donde 0.24 es el calor específico del aire.

Para aire no saturado

$$H = Xt_{DP} + X\lambda_{DP} + 0.45X(t - t_{DP}) + 0.24t \tag{17.55}$$

donde 0.45 es el calor específico del vapor de agua de 0 a 120°F y el suscrito DP se refiere al punto de rocío.

EJEMPLO 17.1. **Cálculo de la entalpía de aire saturado. ¿Cuál es la entalpía** de saturación del aire a **75°F?**

A 75°F la presión parcial de saturación de agua es 0.4298 **lb/plg²a** (Tabla 7).

Humedad, $X' = \dfrac{p_w}{p_t - p_w}\dfrac{M_w}{M_a} = \dfrac{0.4298}{14.696 - 0.4298} \times \dfrac{18}{29} = 0.0187$ lb **agua/lb** aire

Entalpía sobre **0°F,** $H' = 0.0187 \times 75 + 0.0187 \times 1051.5 + 0.24 \times 75$

$= 39.1$ Btu/lb aire seco (17.54)

Las entalpías de las Tablas 17.2 y 17.3 han sido calculadas en esta forma.

Transferencia de calor por difusión y convección simultáneas. En el experimento del bulbo húmedo, el aire y el agua estaban inicialmente a la misma temperatura, aun cuando no sea esto un requerimiento necesario. Refiriéndonos simplemente a la Fig. 17.3, puede verse que el equilibrio representado por la temperatura de bulbo húmedo es influenciado por la cantidad absoluta de vapor en el aire.

En la torre de enfriamiento el agua caliente es enfriada por aire frío. Cuando el agua pasa a través de la torre, la temperatura de aquélla puede descender debajo de la temperatura de bulbo seco del aire de ***entrada,*** pero no más abajo que el bulbo húmedo de este aire. Considere la torre dividida en dos porciones. En la porción **superior** el agua caliente se pune en contacto con el aire de salida que es más frío que el agua. A diferencia del experimento del bulbo húmedo, en este caso la presión parcial del agua fuera del líquido es mayor que la del aire de salida, mientras que la temperatura del agua es ***también*** mayor que la del aire de salida. ***Ambos*** potenciales sirven para bajar la temperatura del agua por evaporación y transferencia de calor sensible al aire, aumentando, por lo tanto, la entalpía del aire. En esta forma, dependiendo de la cantidad de aire y del monto de la evaporación, es posible que la temperatura del agua descienda ***debajo*** de la temperatura del bulbo seco del aire de entrada antes

TABLA 17.2. ENTALPIAS Y HUMEDADES PARA MEZCLAS DE AIRE-AGUA A 14.7 lb/plg²

Temp. °F	Presión de Vapor —lb/plg²a	lb H_2O/lb aire	Entalpía, Btu/lb	v aire, pies³/lb	v aire + H_2O, pie³/lb
40	0.1217	0.005	15.15	12.59	12.70
45	0.1475	0.0063	17.8	12.72	12.85
50	0.1781	0.0076	20.5	12.84	13.00
55	0.2141	0.0098	23.8	12.97	13.16
60	0.2563	0.0110	26.7	13.10	13.33
65	0.3056	0.0130	30.4	13.23	13.51
70	0.3631	0.0160	34.5	13.35	13.69
75	0.4298	0.0189	39.1	13.48	13.88
80	0.5069	0.0222	44.1	13.60	14.09
85	0.5959	0.0262	50.0	13.73	14.31
90	0.6982	0.0310	56.7	13.86	14.55
95	0.8153	0.0365	64.2	13.99	14.81
100	0.9492	0.0430	72.7	14.11	15.08
105	1.1016	0.0503	82.5	14.24	15.39
110	1.2748	0.0590	93.8	14.36	15.73
115	1.4709	0.0691	106.7	14.49	16.10
120	1.6924	0.0810	121.5	14.62	16.52
125	1.9420	0 0948	138.8	14.75	16.99
130	2.2225	0.1108	158.5	14.88	17.53
135	2.5370	0.1300	181.9	15.00	18.13
140	2.8886	0.1520	208.6	15.13	18.84
145	3.2870	0.1810	243.8	15.26	19.64
150	3.7180	0.2160	286.0	15.39	20.60

de alcanzar el fondo de la torre por el que entra el aire. El hecho de que ambos potenciales pueden operar adiabáticamente en la misma dirección mientras saturan el aire hace posible que las torres de enfriamiento sean tan efectivas para enfriar el agua. En la última porción de la torre, el agua puede poseer una temperatura igual o menor que la temperatura de bulbo seco del aire con que se pone en contacto, y la transferencia de calor sensible y de masa están en direcciones opuestas, idénticas con el experimento del bulbo húmedo. El límite al que la temperatura del agua de salida puede llegar en una torre de enfriamiento, es el que está adiabáticamente en equilibrio con el aire de entrada, es decir, el bulbo húmedo.

La derivación del comportamiento de una torre de enfriamiento que se da en seguida es esencialmente la de Merkel. [9] Puesto que la transferencia total de calor en una torre de enfriamiento es el paso de calor por difusión y convección del agua al aire,

$$q = q_d + q_c \tag{17.56}$$

[9] Merkel F., *Forschungsarb.*, 275. 1-48 (1925).

TABLA 17.3. ENTALPIAS Y HUMEDADES A VARIAS ALTURAS

Las alturas están en pies sobre el nivel del mar

Humedad, X', lb agua/lb aire seco; entalpía, H', Btu/lb aire seco

Temp., °F	2000		4000		6000		8000	
	X'	H'	X'	H'	X'	H'	X'	H'
40	0.0056	15.8	0.0061	16.4	0.0065	16.8	0.0070	17.3
45	0.00680	18.4	0.0073	18.9	0.0079	19.6	0.0085	20.3
50	0.0082	21.1	0.0088	21.8	0.0095	22.6	0.0103	23.4
55	0.0099	24.3	0.0106	25.0	0.0115	26.0	0.0124	27.0
60	**0.0119**	27.7	0.0128	28.7	0.0138	29.8	0.0149	31.0
65	**0.01420**	31.5	0.0153	32.8	0.0165	34.1	0.0178	35.6
70	**0.0170**	35.9	0.0183	37.3	0.0197	38.9	0.0212	40.6
75	**0.0202**	40.7	0.0217	42.2	0.0234	44.4	0.0253	46.5
80	**0.0239**	46.1	0.0253	47.7	0.0278	50.5	0.0300	53.0
85	**0.0284**	52.5	0.0306	55.0	0.0330	57.7	0.0358	60.9
90	**0.0334**	59.4	0.0361	62.4	0.0390	65.7	0.0425	69.6
95	**0.0394**	67.5	0.0425	71.0	0.0460	75.0	0.0499	80.4
100	**0.0465**	76.8	0.0501	81.0	0.0544	85.7	0.0590	91.0
105	**0.0545**	87.2	0.0590	92.4	0.0640	**98.1**	0.0695	104.3
110	**0.0645**	99.9	0.0692	105.4	0.0751	**111.9**	0.0819	119.8
115	**0.0750**	113.4	0.0812	120.6	0.0885	**128.8**	0.0964	137.8
120	**0.0880**	129.8	0.0955	130.3	0.1040	**147.0**	0.1137	158.8
125	**0.1029**	148.0	0.1120	158.5	0.1220	**170.0**	0.1340	183.5
130	**0.1208**	169.8	0.1317	182.4	0.1440	**196.7**	0.1580	212.7
135	0.1412	**195.1**	0.1548	210.6	0.1698	**227.9**	0.1870	247.6
140	0.1665	225.7	0.1830	244.8	0.2010	265.5	0.2220	289.7
145	0.1965	261.8	0.2190	287.8	0.2420	314.8	0.2690	345.8
150	0.2320	304.5	0.2560	332.3	0.2842	365.0	0.3180	404.0

donde q_d Btu/(h) (pie²) es la porción transferida por difusión y q_c Btu/(h) (pie²) es la que se transfiere por convección. En la definición de q debe recordarse que el área considerada por esta dimensión es el área transversal de la torre y no la superficie de transferencia de calor.

Si λ es el calor latente promedio de vaporización de toda el agua que se vaporiza en la torre,

$$q_d = L_0\lambda \qquad \text{(cercanamente)} \tag{17.57}$$

Combinando con la Ec. (17.47)

$$q_c = LC(T_1 - T_2) + LC(T_2 - T_0) - L_0\lambda \tag{17.58}$$

Y

$$\frac{q_c}{q_d} = \frac{LC(T_1 - T_2) + L_0C(T_2 - T_0) - L_0\lambda}{L_0\lambda} = \frac{LC(T_1 - T_2) + L_0C(T_2 - T_0)}{L_0\lambda} - 1 \tag{17.59}$$

Pero $$Lo = G(X_2 - X_1) \tag{17.60}$$

Y $$G(H_2 - H_1) = LC(T - T_2) + L_0C(T_2 - To) \tag{17.48}$$

de lo que

$$\frac{q_c}{q_d} = \frac{1}{\lambda}\left(\frac{H_2 - H_1}{X_2 - X_1}\right) - 1 \tag{17.61}$$

Esta es una relación interesante, ya que establece que la razón del calor transferido por convección al que se transfiere por difusión, ambos en la misma dirección, se determina por las condiciones de entrada y salida del aire, las que pueden ser conocidas o calculadas. Mientras que la Ec. (17.61) establece las cantidades de transferencia de calor por convección y difusión, la razón de la transferencia de masa y calor ha sido fijada por el número de Lewis.

Basado en los coeficientes totales en lugar de las películas individuales, la transfreencia de calor sensible del agua a una temperatura T al aire a una temperatura t está dado por

$$dq_c = h(T - t)a\ dV \tag{17.62}$$

donde a es la superficie del agua por pie cúbico de torre, tanto de gotas como de película, y dV es el volumen diferencial de la torre en el que existe la superficie. De esto $adv = dA$, donde A es la superficie de transferencia de calor. Si c es el calor húmedo del aire definido por c = 0.24 + 0.45X,

$$dq_c = Gc\ dt \tag{17.63}$$
$$dq_d = \lambda\, dL \tag{17.64}$$

Ya que dL es la razón a la que el material se difunde, la forma diferencial de la Ec. (17.26) para el peso del flujo es

$$\tfrac{1}{18}\, dL = K_a(p' - p)a\ dV \tag{17.65}$$

donde p' es la presión parcial que corresponde a una temperatura del agua T y p es la presión de vapor en el aire. Para todos los propósitos prácticos la humedad puede ser considerada proporcional a la presión parcial, al menos en los rangos encontrados en las aplicaciones de la torre de enfriamiento. La Ec. (17.65) se transforma

$$dL = K_X(X' - X)a\ dV \tag{17.66}$$

donde X' es la humedad a la temperatura T del agua y X es la humedad del aire.

Sustituyendo en la Ec. (17.64),

$$dq_d = K_X\lambda(X' - X)a\ dV \tag{17.67}$$

El agua evaporada dL aumenta la humedad del aire por sobre el valor a la entrada por

$$dL = G\,dX \tag{17.68}$$

El dq combinado para transferencia de calor es entonces la suma de los dos modos de transferencia

$$dq = dq_c + dq_d = h(T - t)a\,dV + K_x\lambda(X' - X)a\,dV \tag{17.69}$$

Y

$$dq = G\,dH \tag{17.70}$$

La Ec. (17.70) es útil si puede combinarse en la Ec. (17.69), ya que expresa el total de transferencia de calor en el sistema en unidades de calor solamente. Para evitar que aparezcan en la misma ecuación X y H, los valores de X pueden ser factorizados. Usando un valor promedio para el calor húmedo c y el calor latente λ y despreciando el sobrecalentamiento, todo lo cual es permitido en los rangos relativamente cortos en los que las torres de enfriamiento operan para una mezcla de aire-agua. consistiendo en 1 Ib de aire y X lb de vapor de agua,

$$H = \text{lct} + \lambda X \tag{17.71}$$ *

$$G\,dH = G(c\,dt + \lambda\,dX) \tag{17.72}$$

Reagrupando Ec. (17.69),

$$dq = K_x a\,dV\left[\left(\frac{hT}{K_x} + \lambda X'\right) - \left(\frac{ht}{K_x} + \lambda X\right)\right] \tag{17.73}$$

Sume y reste $c(T - t)$.

$$dq = K_x a\,dV\left[(cT + XX') - (ct + \lambda X) + c(T - t)\left(\frac{h}{K_x c} - 1\right)\right] \tag{17.74}$$

Sustituya la Ec. (17.71) en la Ec. (17.74)

$$dq = K_x a\,dV\left[(H' - H) + c(T - t)\left(\frac{h}{K_x c} - 1\right)\right] \tag{17.75}$$

dq puede expresarse en términos de la disminución de la entalpía de la cantidad total de agua o el aumento de entalpía de la mezcla total de aire, ambas son iguales.

$$dq = d(LCT) = G\,dH \tag{17.76}$$

La carga de gas G permanece constante a través de la torre, debido a que está basada únicamente en el gas seco. La carga líquida no es muy constante, sin embargo, debido a la evaporación de agua en el

* Esto es una aproximación para las Ecs. (17.54) y (17.55)

aire seco. Las pérdidas de saturación del agua al aire ascienden a menos de 2% del agua circulada a la torre y pueden ser consideradas constantes sin introducir un error serio.

Entonces

$$d(LCT) = LC\ dT \tag{17.77}$$

Y

$$LC\ dT = G\ dH \tag{17.78}$$

De la Tabla 17.1, para agua que se difunde en el aire, el número de Lewis es aproximadamente $h/K_x c = 1$, y el ultimo término de la Ec. (17.75) se desvanece, así

$$LC\ dT = G\ dH = K_x(H' - H)a\ dV \tag{17.79}$$

Introduciendo el equivalente de la tasa de transferencia de masa $K_x = h/c$, ambos modos de transferencia de calor pueden combinarse por el uso de cualquiera de los coeficientes, dependiendo del que sea más fácil obtener. En realidad $h/K_x c$ para el sistema aire-agua no es 1.0 como lo predice el número de Lewis. Los datos de varios investigadores indican que el valor del número de Lewis está cerca a 0.9. En la práctica la Ec. (17.79) se evalúa siempre de los potenciales de difusión, lo que significa que únicamente los coeficientes de transferencia de calor por convección presentan error si se usan los valores teóricos del número de Lewis. En muchas aplicaciones de torres de enfriamiento, la transferencia de calor por convección sólo representa menos de 20% de la carga térmica total. La derivación de ecuaciones sin la conveniente simplificación de que el número de Lewis es igual a 1.0, se tratará después.

Análisis de los requerimientos de la torre de enfriamiento. La Ec. (17.79) es la clave para el calculo del diseño y el análisis del comportamiento de las torres de enfriamiento. K_x es el término de la tasa de transferencia total análogo a U_c en los intercambiadores, y debe recordarse que no hay factor de obstrucción para transferencia de calor por contacto directo. Sin embargo, en los intercambiadores tubulares la superficie de transferencia de calor usualmente se conoce o puede fácilmente calcularse. En las torres de enfriamiento de agua el valor de a no puede determinarse directamente, ya que está compuesto de disposiciones al azar de gotas y superficie de película. La superficie de la película es casi independiente del espesor de la misma, mientras que la superficie de las gotas depende tanto de la porción del líquido que forman las gotas como del tamaño promedio de las mismas. En una torre de caída interrumpida obviamente hay otros factores que considerar. La imposibilidad de calcular a se obvia determinando experimentalmente el producto de

$K_x a$ como un solo factor para un *tipo* particular de empaque a flujos específicos para los fluidos que componen el sistema.

En el desarrollo de la teoría de difusión, se mostró que el número de unidades de transferencia n_t obtenido de la Ec. (17.30), provee un medio útil de determinar el trabajo que debe efectuarse para lograr transferir una cantidad requerida de masa mediante difusión. Para un tipo particular de empaque, si se conoce la altura de la unidad de transferencia ***(HTU),*** la altura total de la torre requerida para esta tarea por pie cuadrado de-sección transversal se obtiene por el producto de n_t (HTU) . Para los cálculos de absorción las unidades de moles y atmósferas son convenientes, pero para la transferencia de calor por difusión es más conveniente usar la libra. La Ec. (17.79) se ve que es análoga a la Ec. (17.29), excepto que la porción de los Btu totales transferidos por calor sensible tiene primero que convertirse por el número de Lewis a una cantidad equivalente de Btu de transferencia de masa y luego combinarse con la transferencia de masa real, ya que es una proporción fija de ella. Consecuentemente, $G dH$ es la transferencia total de calor en la torre de difusión. Reacomodando la Ec. (17.79),

$$\int \frac{dH}{H' - H} = K_x a \frac{V}{G} \tag{17.80}$$

$$n_d = \int \frac{dT}{H' - H} = K_x a \frac{V}{L} \tag{17.81}$$

Mientras que la Ec. (17.80) se asemeja a la Ec. (17.30) excepto por sus dimensiones, no es muy conveniente para usarse en el cálculo de torres de enfriamiento donde el interés principal se sitúa en la temperatura del agua producida. La Ec. (17.80) puede transformarse a la Ec. (17.81) cuando se multiplica por la razón G/L y recordando que C = 1.0 para el agua. Es más conveniente usar la Ec. (17.8 1), cuyo valor se llamará ***número de unidades de difusión*** n_d para evitar confusión con el número de unidad de transferencia n_t. Si se conoce la altura de una unidad de difusión HDU para un tipo dado de empaque, la altura total requerida para la torre para un servicio dado puede entonces calcularse.

Determinación del número de unidades de difusión. El número de unidades de difusión calculado por la Ec. (17.81) es igual a $\int dT/(H' - H)$ y está determinado únicamente por las condiciones de proceso impuestas a la torre y no por el comportamiento propio de la torre. Unicamente el HDU se obtiene experimentalmente. Si se deben poner en contacto una cantidad de agua a una temperatura de entrada determinada y una cantidad de aire a un bulbo húmedo dado, se

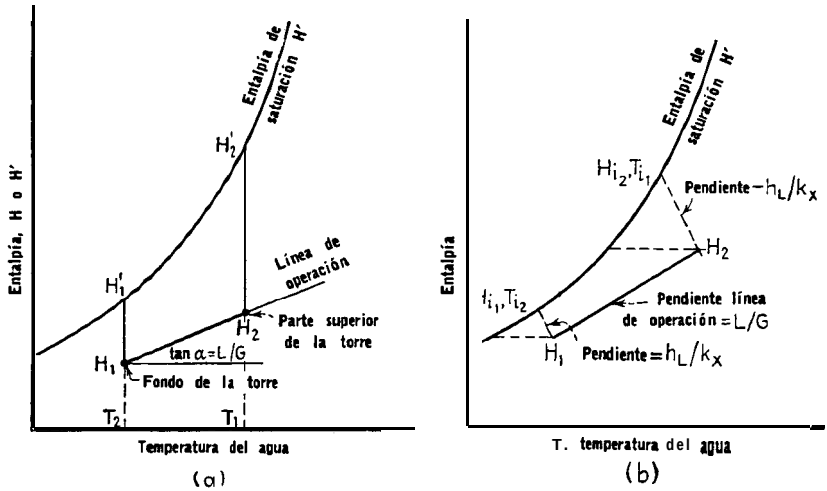


FIG. 17.10. (a) Integración gráfica de $dT/(H' - H)$. (b) Corrección para la resistencia de la película del líquido

requerirá cierto número de unidades de difusión, de acuerdo como se determine por la integración de la Ec. (17.81) para reducir el agua a cualquier temperatura deseada. El número de unidades de difusión así obtenido se requerirá en cualquier tipo de torre, ya sea empacada o vacía. La altura de la torre que es capaz de proveer de un número predeterminado de unidades de difusión varía para cada tipo de empaque y con las cargas de líquido y gas.

Puesto que la temperatura T del agua no es una función simple de H' y H, es más conveniente efectuar la integración de la Ec. (17.81) por medios gráficos o numéricos, Refiriéndonos a la Fig. 17. 10*a*, las entalpías de saturación tabuladas H' para el aire se grafican en contra de la temperatura del agua T en el rango de la torre. Los valores de saturación de H' forman una curva que son los valores del aire saturado a la temperatura del agua y los que se pueden considerar que existen en la película de aire en la superficie del agua. Ya que las entalpías de saturación también incluyen las humedades de saturación, esta línea es equivalente a la presión de vapor del agua fuera de ésta. El siguiente requerimiento es determinar la entalpía actual en cualquier punto de la torre. La Ec. (17.78) establece que $LCdT = GdH$, donde C = 1.0 para el agua. Esta ecuación relaciona el cambio de entalpía en la fase gas dH al cambio de temperatura del agua dT que la acompaña en contacto con el gas. Este cambio puede representarse reacomodando la Ec. (17.78) para dar

$$\frac{L}{G} = \frac{dH}{dT} \tag{17.82}$$

que es una ecuación de línea recta en la Fig. 17.10*a* cuya pendiente es la razón de la carga del líquido a la de aire *LIG.* El valor de H en cualquier punto de la línea de operación está dado por

$$H_2 = H_1 + \frac{L}{G}(T_2 - T_1) \tag{17.83}$$

ya que la entalpía del aire a la entrada H_1 se conoce o puede determinarse fácilmente. Como una ayuda visual deberá aclararse que el área en la gráfica entre la curva de saturación y la línea de operación es una indicación del potencial que promueve la transferencia total de calor. Un cambio en las condiciones de proceso, de tal manera que la línea de operación se mueva hacia abajo para incluir una mayor área entre ella misma y la línea de saturación, significa que menos unidades de difusión y menor altura se requieren para cualquier tipo de torre. A cualquier temperatura T en la columna entre T_1 y T_2, el potencial que impulsa al calor fuera de la película saturada en la superficie del agua hacia el aire saturado es la diferencia entre el valor de H' y H en ese punto. Tomando pequeños incrementos de T y dividiendo por la diferencia promedio de $H' - H$ para el incremento, se obtiene el número de unidades de difusión requerido para el cambio en la temperatura del agua. Cuando los incrementos se suman, el cambio total de la temperatura del agua da el valor total de n_d. Como ya se mencionó, el punto de partida de la línea de operación H_1 se obtiene de la condición del aire atmosférico que entra a la torre por la parte inferior.

Cuando el número de unidades de difusión se obtiene de la Ec. (17.80) en lugar de la Ec. (17.81), $(H' - H)$ pueden obtenerse como la media logarítmica de la diferencia de entalpías en la parte superior e inferior de la torre. En la Fig. 17.10*a* esto es equivalente a tomar el área entre la línea de operación y una línea recta trazada entre H'_1 y H'_2. El potencial obtenido de esta manera es mayor que el potencial actual y causa errores que pueden estar en el lado no seguro o peligroso. Para obtener el número de unidades de difusión de $\int dH/(H' - H)$, la expresión debe multiplicarse por G/L.

Corrección para la resistencia de la película del líquido. De las Ecs. (17.46) a (17.82) la derivación se basó en la suposición de que el coeficiente total y el coeficiente del lado del gas eran idénticos. Esto, por supuesto, implicó que la película del líquido no ofrece ninguna resistencia significativa a la difusión y que el lado del gas es el controlante. Esto puede ser un error, particularmente cuando el líquido humidificante es una solución acuosa. McAdams [10] ha desa-

[10] McAdams, W. H., "Heat Transmission", 2a. Ed.. Pág. 290, McGraw-Hill Book Company. Inc., New York. 1942.

rrollado un excelente método gráfico que toma en cuenta la resistencia de la película líquida. Al escribir la Ec. (17.62) se supuso que h era idéntico con h_G, el cual es el coeficiente de transferencia de calor desde líquido-película-película del aire-interfase aire. Cuando hay una resistencia líquido-película apreciable, h en la Ec. (17.62) deberá escribirse más correctamente como un coeficiente total U, puesto que es la resultante de h_G y h_L, este último es el coeficiente de convección desde la película del líquido a la interfase. h sin suscrito se retendrá para las aplicaciones-de torres de enfriamiento en lugar de U debido a que así es consistente con la mayoría de la literatura. Para la correlación actual cuando hay una resistencia líquido-película significante, la Ec. (17.62) queda

$$LC\ dT = h_L(T - T_i)a\ dV \qquad (17.62a)$$

que es la tasa de transferencia del cuerpo del líquido a través de la película del líquido hacia la interfase líquido-aire. La razón de transferencia de calor sensible de la interfase a través de la película del gas a la masa de este ultimo está dada por

$$Gc\ dt = h_G(T_i - t)a\ dV$$

El análogo de la Ec. (17.79) puede obtenerse en términos de la interfase.

$$G\ dX = k_X(X_i - X)$$

Aplicando el número de Lewis $h_G/k_Xc = 1$, donde k_X es el coeficiente de difusión del lado del gas,

$$G\ dH = k_X(H_i - H)a\,dV \qquad (17.79a)$$

Igualando (17.62~) y (17.79a) da

$$\frac{h_L}{k_X} = \frac{H_i - H}{T_i - T}$$

Refiriéndonos a la Fig. 17.10b, se dibuja una linea de pendiente negativa $-h_L/h_X$ desde cada uno de los puntos terminales de la linea de operación y el potencial es el área incluida entre la línea de saturación, la línea de operación, y las dos líneas de pendiente negativa. Los valores de interfase de entalpías y temperaturas se marcan consecuentemente.

Condiciones de proceso para las torres de enfriamiento. Desde el punto de vista de corrosión de tubos, 120°F es la máxima temperatura a la que el agua de enfriamiento emerge ordinariamente de los equipos tubulares. Si alguno de los productos líquidos en una planta se enfría debajo de 120°F, la temperatura de salida del agua es

usualmente menor que 120°F para prevenir un cruce apreciable de temperatura dentro del equipo tubular. La temperatura del agua a una torre de enfriamiento raramente excede de los 120°F y usualmente es menor. Cuando la temperatura del agua de un proceso está sobre 120°F, la evaporación adicional puede justificar el uso de un enfriador atmosférico que prevenga el contacto directo entre el agua caliente y el aire.

La temperatura mínima a la que el agua puede enfriarse en una torre de enfriamiento corresponde a la temperatura de bulbo húmedo del aire. Este no es un límite práctico, puesto que la presión de vapor en el agua y en el aire será la misma cuando el agua alcance la temperatura de bulbo húmedo, resultando un potencial de difusión igual a cero para el que se necesita una torre infinita. La diferencia entre la temperatura del agua a la salida de la torre T_2 y la temperatura de bulbo húmedo se llama *aproximación* en una torre de enfriamiento. Puesto que muchas torres de enfriamiento operan casi sobre el mismo rango de agua, la aproximación es el índice principal de qué tan difícil será la operación, así como una indicación del número de unidades de difusión que se requerirán.

En la Fig. 17.11 se ilustra un mapa de los Estados Unidos de América en el que se registran las temperaturas de bulbo húmedo que no se exceden por más de 5% de las horas totales para los cuatro meses de verano de junio a septiembre. En la región noreste del país, el 5% de las temperaturas de bulbo húmedo es cerca de 75°F y es costumbre en esta región enfriar el agua con 10" de aproximación, u 85°F. En la costa del golfo el 5% de la temperatura de bulbo húmedo es 80°F, y en esta región es costumbre hacer inversiones más grandes para enfriar con una aproximación de 5" u 85°F. Innumerables instalaciones han justificado la economía de estas aproximaciones. Debe comprenderse, sin embargo, que cuando una torre está diseñada para una aproximación del 5% del bulbo húmedo, habrá algunas horas durante las cuales el agua que sale de la torre estará más caliente que la originalmente especificada en las condiciones de proceso.

Cuando en un proceso se involucran materiales volátiles u operaciones al vacío, el 5% de bulbo húmedo se descarta para otras bases de selección. La aproximación puede seleccionarse como compromiso entre los valores de la Fig. 17.11 y una complicación de las temperaturas máximas razonables. Tal complicación está contenida en la Tabla 17.4. No están anotados todos los máximos, pero son temperaturas que raramente son excedidas. Como ejemplo, durante un periodo de 14 años, la temperatura de bulbo húmedo en la Ciudad de Nueva York excedió únicamente dos veces 80°F por un pe-

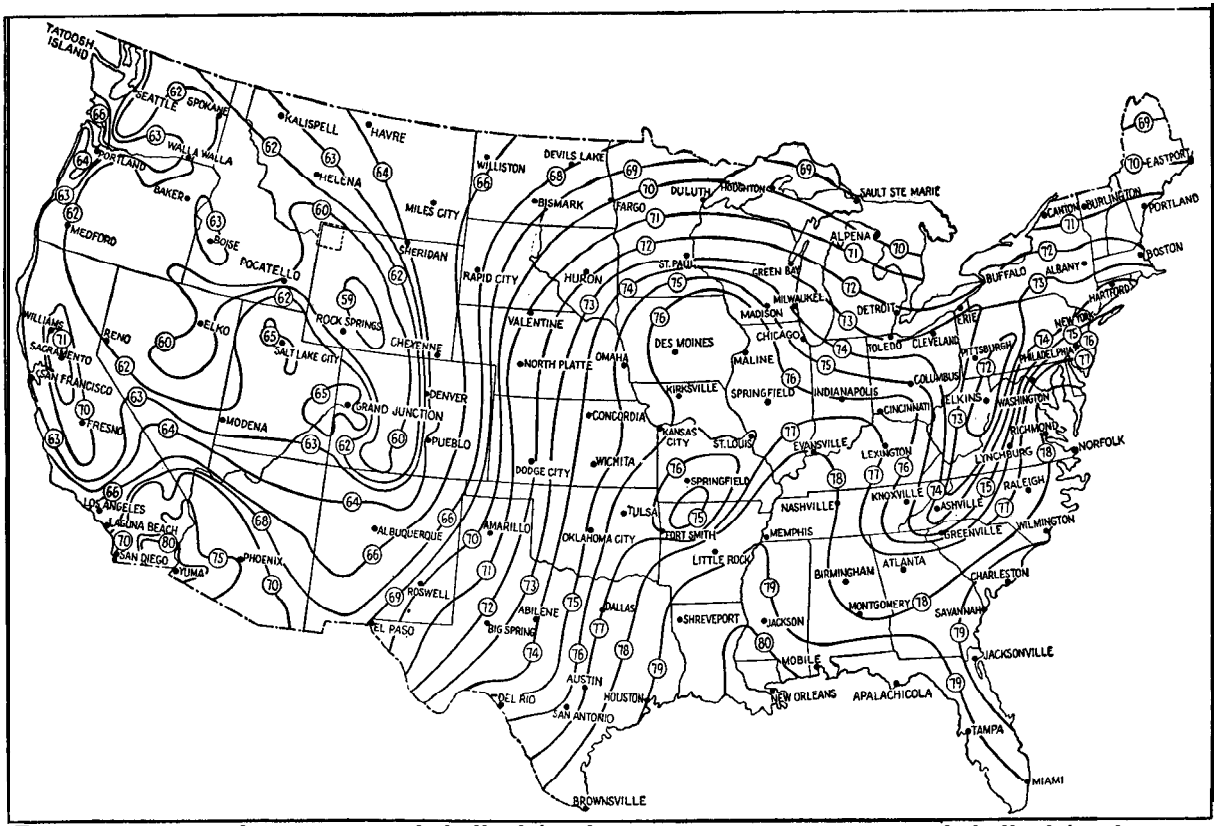


FIG. 17.11. Datos de temperatura de bulbo húmedo en verano. Las temperaturas de bulbo húmedo mostradas no excederán más del 5% en las horas totales durante junio a septiembre, inclusive para un verano normal

TABLA 17.4. TEMPERATURAS MAXIMAS RAZONABLES Y VELOCIDADES DE VIENTO MAXIMAS ABSOLUTAS EN LOS ESTADOS UNIDOS*

Estado	Ciudad	Máximo razonable, Temp. °F			Máxima velocidad de viento registrada. mph
		Bulbo seco	Número de Bulbo	Punto de rocío	
Alabama	Mobile	95	82	80	87
Arizona.	Phoenix	113	78	74	40
Arkansas.	Little Rock	103	83	78	49
California	Fresno	110	75	66	41
	Laguna Beach	82	70	68	
	Oakland	94	68	67	50
	San Diego	88	74	72	43
	Williams	110	80	71	
Colorado	Denver	99	68	64	53
	Grand Junction	102	68	63	
Connecticut	Hartford	...	82	..	58
District of Columbia.	Washington	99	84	80	55
Florida	Jacksonville	99	82	79	58
	Miami	92	81	79	87
Georgia.	Atlanta	101	82	79	51
Idaho	Boise	109	71	65	43
Illinois.	Chicago	104	80	77	65
	Moline	103	83	80	
Indiana.	Evansville	102	82	79	60
Kansas	Wichita	110	79	74	68
Louisiana	New Orleans	95	83	81	66
	Shreveport	102	83	79	50
Massachusetts	Boston	96	78	76	60
Michigan.	Detroit	101	79	76	67
Minnesota	St. Paul	103	79	75	78
Mississippi	Jackson	103	83	80	49
Missouri.	Kansas City	109	79	76	57
	Kirksville	108	82	79	
	St. Louis	108	81	76	91
	Springfield	98	79	76	52
Montana	Helena	97	70	60	54
Nebraska	North Platte	104	76	71	73
	Omaha	108	80	75	53
Nevada	Elko	101	64	58	
	Reno	102	66	56	46
New Jersey.	Camden	102	82	78	68
	Newark	99	81	77	
New Mexico	Albuquerque	98	68	66	63
New York	Albany	97	78	75	59
	Buffalo	93	77	74	73
	New York	100	81	78	73

TABLA 17.4. TEMPERATURAS MAXIMAS RAZONABLES Y VELOCIDADES DE VIENTO MAXIMAS ABSOLUTAS EN LOS ESTADOS UNIDOS* (Continúa)

Estado	Ciudad	Máximo razonable, Temp. °F			Máxima velocidad de viento
		Bulbo seco	Bulbo húmedo	Punto de rocío	Registrada. mph
North Carolina.	Raleigh	98	82	80	45
	Wilmington	94	81	79	53
North Dakota.	Fargo	105		..	58
Ohio.....	Cincinnati	106	81	78	54
	Cleveland	101	79	76	60
Oklahoma	Tulsa	106	79	77	
Oregon.	Portland	99	70	68	43
Pennsylvania.	Bellefonte	96	78	75	
	Pittsburgh	98	79	74	56
South Carolina	Charleston	98	82	80	81
South Dakota	Huron	106	76	74	56
	Rapid City	103	71	66	
Tennessee	Knoxville	100	79	76	59
	Memphis	103	83	80	58
Texas.....	Amarillo	101	75	70	65
	Brownsville	96	80	79	80
	Dallas	105	80	76	63
	El Paso	101	72	69	60
	Houston	100	81	79	63
	San Antonio	102	83	82	56
Utah.....	Modena	97	66	61	
	Salt Lake City	102	68	64	53
Washington	Seattle	86	70	67	59
	Spokane	106	68	58	41
Wisconsin.	Green Bay	99	79	75	53
	La Crosse	100	83	81	69
Wyoming.	Rock Springs	91	62	58	

* Cortesía de Marley Company.

riodo de 7 horas o más. En una ocasión se registró momentáneamente una temperatura de 88°F. Las dos ocasiones en las que la temperatura de bulbo húmedo excedió los 80°F fueron tan raras que es más simple justificar reducir la capacidad de la planta o hacer un paro 'durante estas ocasiones infrecuentes en lugar de usar 80 + °F como base para el diseño de la torre. Puesto que el 5% de la temperatura de bulbo húmedo para Nueva York es de 75°F, únicamente los requerimientos críticos pueden justificar el uso de una temperatura entre 75°F y un máximo razonable de 81°F. Las torres de enfriamiento generalmente se diseñan para resistir una velocidad de viento de 100 mph, que equivalen a 30 lb/pie^2.

En el estudio de las torres de enfriamiento a veces se tiene la impresión de que la torre no puede operar cuando la temperatura del aire a la entrada está a la temperatura de bulbo húmedo. Esto, por supuesto, no es así. Cuando el aire a su temperatura de bulbo húmedo.entra a la torre, recibe calor sensible del agua caliente y su temperatura se aumenta por lo que ya no está saturado. Entonces el agua se evapora continuamente en el aire a medida que éste se desplaza hacia arriba en la torre.

Una de las características objetables en las torres de enfriamiento se conoce como *fogging*, o producción de niebla. Cuando el aire caliente saturado a la salida de la torre se descarga en la atmósfera fría, ocurre condensación. Esto puede causar una niebla densa que al descender sobre una porción de la planta incremente los riesgos de seguridad. Si se toman providencias durante el diseño inicial, la condensación puede reducirse por medios que disminuyen la temperatura de salida del aire. Si se desea mantener un rango fijo para el agua de enfriamiento en enfriadores y condensadores, la niebla puede reducirse mediante recirculación de parte del agua del depósito hacia la parte superior de la torre donde se combina con el agua caliente de los enfriadores y condensadores. Esto reduce la temperatura del agua a la torre, mientras que la carga térmica permanece igual. El principal gasto de la operación, además de la inversión inicial, será el de bombeo para recircular el agua, que no entra a los enfriadores y condensadores.

Coeficientes de humidificación. Un aparato en el que el aire y el agua pueden ponerse en íntimo contacto sirve como torre de enfriamiento o como humidificador de aire. En la literatura puede encontrarse considerable información respecto al comportamiento de rellenos y empaques de varia índole. Simpson y Sherwood [11] han bosquejado algunos de los datos pertinentes en la literatura así como algunos datos originales de rellenos para torres de enfriamiento. Debido al desarrollo de los cálculos modernos de difusión a partir de las prácticas de absorción en las industrias químicas, muchos de los datos en la literatura se presentan como gráficas de $K_G a$ vs. G para sistemas en los cuales la película del gas es la controlante. Este método parece que se está desplazando por las gráficas de HTU vs. G. Colburn [12] ha recalculado muchos de los datos originales en esta base. La relación entre HTU y $K_G a$ es

$$HTU = \frac{Z}{K_G a} \frac{V}{G}$$

[11] Simpson. W. M. and T. K. Sherwood, *Refrig. Eng., 535* (1946).
[12] Colburn, A. P. *Trans. AICEhE, 29.* 174 (1939).

donde Z es la altura total que contiene n_t unidades de transferencia. Ambos cálculos se basan en el uso de libras-mol de agua transferida y el potencial impulsor se expresa en atmósferas. Parece haber poca razón al emplear estas unidades en los cálculos de humidificación, puesto que las libras de agua transferidas y el potencial impulsor en unidades de humedad son muy convenientes. Hasta ahora no ha aparecido en la literatura datos en los que *HDU*, la altura de una unidad de difusión, se grafique en contra de G para la humidificación de aire, pero han aparecido datos con $K_x a$ graficado contra G. La relación entre *HDU* y $K_x a$ es

$$HDU = \frac{Z}{K_x a}\frac{V}{L} \tag{17.84}$$

y la relación entre $K_x a$ y $K_G a$ puede obtenerse de la Ec. (17.40). *HDU* o $K_x a$ son las características del comportamiento de un relleno dado o empaque, y n_d es el tamaño requerido para cumplir con las condiciones de proceso. En el caso de torres empacadas que contienen pequeños objetos es posible reportar los datos sobre un amplio rango mediante una ecuación de la forma

$$K_x a = C_1 G^{\gamma} \tag{17.85}$$

Si el valor de $K_x a$ se multiplica por la razón V/L, se puede obtener el número de unidades de difusión en una altura dada, puesto que v = 1Z.

Si una torre está en operación y se desea determinar sus características de comportamiento tales como *HDU* o $K_x a$, el número de unidades de difusión características debe calcularse primero de las temperaturas de entrada y salida observadas, humedades y gastos de flujo. La altura total empacada o rellenada dividida por el valor de n_d calculada de los datos observados dará *HDU*. De los datos disponibles en la literatura únicamente se dan aquí aquéllos para los anillos Raschig y sillas de montar (Berl saddles), ya que otro tipo de empaque y relleno está menos estandarizado y algunas veces son difíciles de reproducir. Los datos de la Tabla 17.5 han sido publicados en parte por McAdams [13] de pruebas de Parekh, [14] y se ha podido disponer de ellos por cortesía del Dean T. K. Sherwood. Los datos de rellenos que producen gotas no pueden reproducirse tan fácilmente como los empaques que dan películas, puesto que la superficie total de la gota cambia apreciablemente con el número de gotas formadas. Esto a su vez está influenciado por la carga líquida.

- - -

[13] McAdams, W. *H. obru citada,* Pág. 289.
[14] Parekh. M.. Sc. D. Report in *Chem. Eng.,* MIT, (1941).

Se hace hincapié en la cautela que debe tenerse en la aplicación de la información de la literatura para usarla en casos particulares. Muchos de estos datos han sido obtenidos en aparatos pequeños de escala de laboratorio empacados o rellenados y de sección transversal pequeña. En el diseño de torres grandes, la distribución del aire y del agua siempre es un problema, ya que debe hacerse uniforme en toda la sección transversal. Una torre de área transversal grande deberá ser más fácil de controlar que una pequeña, debido a que la razón perímetro de pared a sección transversal es menor, lo que, en cierto modo, es un índice rudo de la fracción del liquido que desciende por las paredes de la torre. Puesto que usualmente el agua sólo

TABLA 17.5. CARACTERISTICAS DE HUMIDIFICACION : ANILLOS RASCHIG Y SILLAS DE MONTAR BERL*

$K_X a = C_1 G \gamma$

Donde carga de gas, G = lb/(h) (pie² área de piso)

Carga líquida, L = lb/(h) (pie2 área de piso)

$K_X a$ = lb/ (h) (pie³) (lb/lb) potencial

Empaque, plg †	Profundidad, plg †	L	G	γ	$K_X a$	Cl
1 Raschig.. .	24	500	250	0.50	226	14.3
		1500	250	0.50	468	29.6
		3000	250	0.50	635	40.2
1½ Raschig .	20.6	500	250	0.43	208	19.4
		1500	250	0.55	370	17.9
		3000	250	0.60	445	16.4
2 Raschig.....	19.1	500	250	0.47	190	14.3
		1500	250	0.54	301	15.3
		3000	250	0.53	351	18.9
½ Berl. .	15.5	500	250	0.61	320	11.1
		1500	250	0.61	468	16.3
		3000	250	0.61	595	20.7
1 Berl...	20.3	500	250	0.42	245	24.2
		1500	250	0.50	464	29.4
		3000	250	0.69	569	12.7
1½ Berl.....	22	500	250	0.52	200	11.4
		1500	250	0.52	305	17.4
		3000	250	0.52	383	21.8

· Del Reporte de M. D. Parekh, MIT, cortesía de los Profesores T. K. Sherwood y W-H. McAdams.

† Los anillos Raschig de media pulgada no siguen esta ley.

se distribuye en la parte superior, la tendencia de que más y más líquido alcance y descienda por las paredes evitando el empaque aumenta con la altura de la torre. Una torre empacada a una altura de 20 pies no proporciona en la realidad el doble de unidades de difusión comparada con una torre empacada a 10 pies y que usa el mismo empaque o relleno. Otra dificultad en las torres grandes empacadas es la oportunidad incrementada para el *acanalamiento.* Con una sección transversal grande hay una tendencia para que una cantidad desproporcionada de líquido descienda a través de media sección de la torre, mientras que una cantidad también desproporcionada de aire ascienda por la otra mitad. Otro punto de cautela se refiere particularmente a los datos obtenidos en las torres de rocío. Como ya se dijo, los fenómenos de transferencia se llevan a efecto en los primeros pies de la torre, de arriba hacia abajo. Si una torre está equipada con espreas únicamente en su parte superior, la altura de la torre no será una indicación de la superficie disponible.

Debe también tomarse en cuenta el hecho de que muchos de los datos disponibles han sido reportados en experimentos en los que se han usado cargas de gas y líquido de 200 a 5 000 $lb/(h)(pie^2)$. Un rango de variación de 25 veces en las variables provee considerable percepción de la influencia de estas variables en el comportamiento. Asimismo, es más fácil obtener buenos datos con alturas de empaque reducidas en las que la aproximación del equilibrio no es muy cercana y en las que la determinación experimental precisa de las humedades no es muy significante. Ninguna de éstas deberá considerarse representativa de los rangos empleados en las torres de enfriamiento modernas. En las torres de enfriamiento el propósito es producir agua de enfriamiento, lo que después del aire mismo es el servicio más barato. El costo de operación más importante es el de la potencia para mover el abanico que circula el aire, por lo que sólo se permiten pequeñas caídas de presión de menos de 2 plg de agua como práctica estándar. Salvo en los servicios extraordinarios, la carga líquida en los rellenos que forman gotas es de 1 a 4 gpm/pie^2 o 500 a 2 000 $lb/(h)(pie^2)$. Las cargas de gas son de 1 300 a 1 800 $lb/(h)(pie^2)$, correspondiendo a velocidades de gas aproximadamente de 300 a 400 ppm.

Otro factor que debe considerarse es el de la inundación del relleno en el que el flujo ordenado a contracorriente de aire y agua se rompe. Lobo, Friend, y colaboradores [15] han publicado los resultados de un estudio de la influencia de las cargas de gas y líquido en los puntos de inundación de las torres empacadas. En las torres rellenas con largueros y que forman gotas hay dos puntos de inundación.

[15] Lobo, W. E., L. Friend, F. Hashmall, and F. Zenz, *Trans. AIChE, 41, 693* (1945).

Uno excede aproximadamente 15 gpm/(pie') sobre el cual la carga del líquido es tan grande que el agua desciende en forma de cortina reduciendo la producción de gotas de agua. Otro, que tiene lugar a más altas cargas de líquido, es el verdadero punto de inundación, en el que la distribución del aire y del agua se dificultan. La carga de líquido en los puntos de inundación no es independiente de la carga del gas. En el otro extremo de baja carga de líquido está la humectación incipiente, en la que el flujo del líquido es tan pequeño que la superficie de película no puede ser enteramente humedecida. En el caso de torres con rellenos de largueros, se producen muy pocas gotas en estas condiciones y la superficie es principalmente una superficie de película.

En la literatura se cuenta con muy pocos datos del comportamiento de torres de enfriamiento comerciales. Esto es natural, ya que tal información es usualmente confidencial, y los operadores sólo ocasionalmente dan a conocer estos datos. Por comparación con torres experimentales, los valores de $K_x a$ o HDU obtenidos en las torres grandes son relativamente pequeños. A cargas de gas y líquido de cerca de 1 000 $lb/(h)(pie^2)$ se han reportado muchos datos de laboratorio con valores de $K_x a$ que tienen un rango de 200 a 600 $lb/(h)(pie^3)(lb/lb)$. Es dudoso que haya un aparato en los Estados Unidos hasta el presente con una $K_x a$ que exceda a 100 con los límites de caída de presión permitidos usualmente en la industria.

Cálculo **de los rendimientos de la torre de enfriamientos.** Generalmente los usuarios compran las torres de enfriamiento en lugar de construirlas ellos mismos. Esto es, sin duda, la política más acertada, ya que hace posible que el usuario disponga de la experiencia práctica que el fabricante dispone en este campo y que es de gran valor. El usuario especificará la cantidad de agua y el rango de temperatura requerido para su proceso. El fabricante propondrá la torre que cumpla con las condiciones impuestas por el usuario para el 5% de bulbo húmedo en la localidad de la planta y garantizará la potencia del abanico que se suministra. Con la inversión inicial, potencia en el abanico y la altura aproximada de bombeo, el usuario puede calcular el costo de enfriar el agua basado en un periodo de depreciación de cerca de 20 años.

Suponga que la torre de enfriamiento se ha elegido y puesto en operación en esta base, Se hace una corrida para determinar si la torre de enfriamiento cumple o no con las garantías dadas. Esto consiste en una determinación del bulbo húmedo del lado del viento y también una determinación de la velocidad del viento mediante un velómetro o un tubo pitot. El aire que sale de la torre siempre se supone que está saturado a su temperatura de salida. Las pruebas

han demostrado que éste es el caso y que la saturacion es de 95 a 99%.

En un intercambiador de calor el rendimiento es satisfactorio si el coeficiente total que se determina durante la operación inicial a las condiciones de proceso iguala o excede el coeficiente limpio estipulado. En las torres de enfriamiento las bases de diseño son unas que raramente están presentes. Una torre, de enfriamiento que se diseña para una cierta aproximación al 5% del bulbo húmedo y que se construye al final del año, probablemente no contará con las condiciones de diseño hasta dentro de 8 o 9 meses. ¿Basado en su rendimiento en otoño operará la torre a sus condiciones de diseño cuando eventualmente se cuente con ellas? Se llevará a cabo una serie de cálculos para responder a preguntas de esta naturaleza.

Cada cálculo de rendimiento puede dividirse en dos partes: (1) ¿Cuántas unidades de difusión corresponden a los requerimientos del proceso, y (2) la torre actual ¿cuántas unidades de difusión tiene o cuántas puede tener? Obviamente en todas las condiciones (2) excederá a (1).

EJEMPLO **17.2. Cálculo del número de unidades de difusión.** Una planta se está erigiendo en una localidad donde se cuenta con poca agua. El calor total removido de varios procesos por la torre de enfriamiento es de 26 000 000 Btu/h. La localidad tiene 5% de temperatura de bulbo húmedo de 75°F. El agua sale de la torre con 10" de aproximación al bulbo húmedo u 85°F. Siendo agua de contenido mineral y aire normales saldrá de los equipos a una temperatura máxima de 120°F. El flujo es de 1 500 gpm.

Se ha erigido una torre de 24 por 24 pies y un abanico de capacidad de 187 000 pcm. ¿Cuántas unidades de difusión debe tener la torre para llenar con los requisitos del proceso?

Determine (a) Por integración numérica, y (b) usando la diferencia media logarítmica de entalpías.

Solución. (a) En coordenadas de entalpía contra coordenadas de agua como en la Fig. 17.12, grafique la línea de saturación de los datos de la Tabla 17.2.

En seguida determine la entalpía del aire a la entrada que es uno de los finales de la línea de operación. En este problema corresponde a 75°F de bulbo húmedo o aire saturado a 75°F. De la Tabla 17.2 $H_1 = 39.1$ Btu/lb de aire seco a una temperatura de salida de agua de 85°F..

La carga de líquido y de aire establecerá la pendiente de la línea de operación a través de la torre empezando con H_1. La carga líquida es simplemente el gasto Por hora dividido Por el área de piso. La carga de aire está dada en la proposición como 187 000 pcm a 75°F de bulbo húmedo. La densidad del aire seco en un pie cúbico de mezcla es 1/13.88 = 0.072 lb/pie³ de la Tabla 17.2.

Area de piso = 24 × 24 = 576 pies*

$L = 1500 \times \frac{50}{576} = 1302$ lb/(h)(pies²)

$G = 187\,000 \times 0.072 \times \frac{6}{576} = 1400$ lb/(h)(pies²)

$\frac{L}{G} = \frac{1302}{1400} = 0.93$

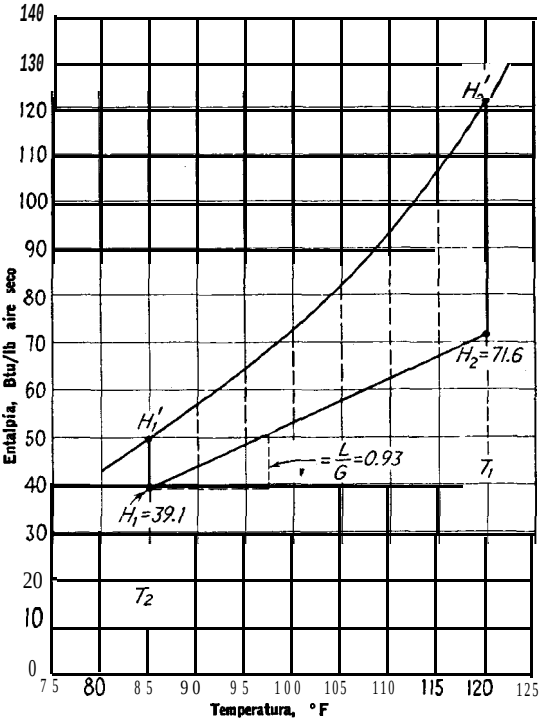


FIG. 17.12. Solución del Ejemplo 17.2

En la Fig. 17.12 de $H_1 = 39.1$ trace una línea de pendiente positiva igual a 0.93 o calcule H_2 de la Ec. (17.83) y trace una línea entre H_1 y H_2'.

$$H_2 = H_1 + \frac{L}{G}(T_2 - T_1) = 39.1 + 0.93(120 - 85) = 71.6 \text{ Btu}$$

El área entre la línea de saturación y la de operación representa el potencial para la transferencia de calor, puede ser determinado ya sea contando los cuadros, en cuyo caso una gráfica de $1/(H' - H)$ vs. T es más conveniente, o mediante una integración numérica. Esta última se emplea aquí:

T	H'	H	$H' - H$	$(H' - H)_{av}$	$\frac{dT(=5.0°F)}{(H' - H)_{av}}$
85	50.0	39.1	10.9		
90	56.7	43.7	13.0	11.45	0.418
95	64.2	48.4	15.8	14.4	0.347
100	72.7	53.1	19.7	17.7	0.282
105	82.5	57.7	24.8	22.2	0.225
110	93.8	62.4	31.4	28.1	0.178
115	106.7	67.0	39.7	35.55	0.1405
120	121.5	71.6	49.9	44.8	0.1115

$$n_d = K_X a \frac{V}{L} = \int \frac{dT}{H' - H} = 1.70$$

Para llenar con los requerimientos del proceso la torre debe ser capaz de rendir 1.70 unidades de difusión. Pero para dar el rendimiento bajo los requerimientos de proceso debe también ser capaz de tener la misma eficiencia bajo otras condiciones.

(b) Usando la media logarítmica de las entalpías,
En la parte superior de la torre H', $H' - H_2$ = 49.9 Btu/lb
En la parte inferior de la torre $H'_1 - H_1$ = 10.9 Btu/lb

$$\text{Media logarítmica } (H' - H) = \frac{49.9 - 10.9}{2.3 \log 49.9/10.9} = 25.8 \text{ Btu/lb}$$

$$n_d = \frac{H' - H}{H' - H_L} = \frac{120 - 85}{25.8} = 1.35 \text{ VS. } 1.70$$

Naturalmente el error es mayor mientras más grande sea el rango, y 35°F es casi el extremo para una torre de enfriamiento. Este método es aceptable únicamente cuando el rango es muy pequeño.

EJEMPLO 17.3. Cálculo de la altura necesaria de relleno. Supóngase que se conoce que, para un relleno particular L = 1302 y G = 1400, $K_X a$ es 115 lb/ (h)(pie³) (lb/lb). ¿Qué altura de relleno deberá suministrarse y cuál es el HDU cuando el relleno tiene un $K_X a$ de 115 lb/(h)(pie³)(lb/lb)?

Solución : Altura del relleno:
Puesto que la carga se basa en 1 pie2 de área de piso,

$$n_d = \frac{K_X a (\mathrm{i}Z)}{L}$$

$$Z = \frac{n_d L}{K_X a} = 1.70 \times \frac{1302}{115} = 19.1 \text{ pies}$$

La altura de la unidad de difusión es Z/n_d.

$$HDU = \frac{19.1}{1.70} = 11.3 \text{ pies}$$

Esto último contrasta con el valor de 3 pies obtenido por London, Mason, y Boelter [16] en una torre de película de superficie conocida o el valor de 1½ pies obtenido por Parekh (extrapolado) para anillos Raschig.

EJEMPLO 17.4. Determinación de la garantía de la torre de enfriamiento. Durante un periodo de condiciones atmosféricas estables del otoño, la torre de 24 por 24 pies del Ej. 17.2 en operación, rindió una temperatura de agua de 114.3°F en la parte superior y 79.3°F en la inferior. La temperatura de bulbo húmedo determinada por un psicrómetro fue 65°F. Las cargas de agua y de aire se mantuvieron en los valores de diseño.

¿Será esta torre capaz de producir 1 500 gpm de agua de 120 a 85°F cuando el bulbo húmedo es de 75°F?

Solución. La solución está basada en los datos observados y son los mismos que los anteriores, excepto que la línea de operación que empieza a H_1 corresponde a 65°F de bulbo húmedo, o 30.4 Btu/lb.

Para llenar los requerimientos del proceso la torre de enfriamiento debe ser capaz de rendir 1.70 unidades de difusión cuando el bulbo húmedo es 75°F. El mismo cálculo aplicado a las condiciones actuales muestra que se están rindiendo 1.72 unidades de difusión, y es por lo tanto, aceptable. La potencia del abanico puede checarse independientemente del circuito eléctrico o desde el gasto de vapor para una turbina impulsora.

[16] London, A. L., W. E. Mason, and L. M. C. Boelter, *Trans. ASME, 62,* 41-50 (1940).

T	H'	H	$H' - H$	$(H' - H)_{av}$	$\frac{dT}{(H' - H)_{av}}$
79.3	43.4	30.4	13.0		
85	50.0	35.7	14.3	13.65	0.417
90	56.7	40.3	16.4	15.35	0.326
95	64.2	45.0	19.2	17.8	0.281
100	72.7	49.6	23.1	21.5	0.237
105	82.5	54.3	28.2	25.65	0.195
110	93.8	58.5	35.3	31.75	0.158
114.3	103.3	62.9	40.4	37.85	0.113
					$n_d = 1.72$

Influencia de las condiciones de proceso en el diseño. Es provechoso el estudio de los efectos del cambio de condiciones de proceso en la altura y sección transversal del aparato o en el costo de su operación. Seis de las consideraciones que afectan el tamaño de la torre se indican en la Fig. 17.13. Estas son mejor analizadas mediante el diagrama de entalpía-temperatura, ya que el área entre la línea de saturación y operación es una medida del potencial total. A menor área mayor la altura de la torre requerida para cumplir con las condiciones de proceso.

a. Sequedad del aire a la entrada. Hasta aquí se ha hecho referencia solamente de la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada, y no a su temperatura de bulbo seco. En cada caso se ha supuesto idéntica con el bulbo húmedo, es decir adiabáticamente saturada. En el Ej. 17.2 la entalpía del aire a la entrada a bulbo de 75°F, fue 39.1 Btu/lb. Suponga que el aire está a un bulbo seco de 85°F cuando el bulbo húmedo es de 75°F. El aire estará no saturado y su entalpía será 41.7 Btu/lb en lugar de 39.1. En la Fig. 17.13*a* esto bajará la línea de operación insignificantemente de H, — H_2 a (H,) — (H,), el área achurada representa el aumento de potencial. Las fallas en la corrección de la entalpía para el bulbo seco dan resultados *que* están por el lado seguro y por esta razón es costumbre especificar únicamente el bulbo húmedo.

b. Aproximación limite. Las dos líneas de operación de la Fig. 17.13*b* tienen el mismo cociente L/G (misma pendiente), e iguales rangos de 35°F para la eliminación de la misma cantidad de calor del proceso. La línea de operación (H,) — (H,) trata de hacer el mismo enfriamiento que $H, - H_2$ y con el mismo aire de entrada, pero entre las temperaturas de 115 y 80°F en lugar de 120 y 85°F. El área entre la curva de saturación y la línea de operación se disminuye grandemente por *(H,) — (H,).* Similarmente puede desearse obtener agua de 120 a 85°F con un bulbo húmedo de 80°F en

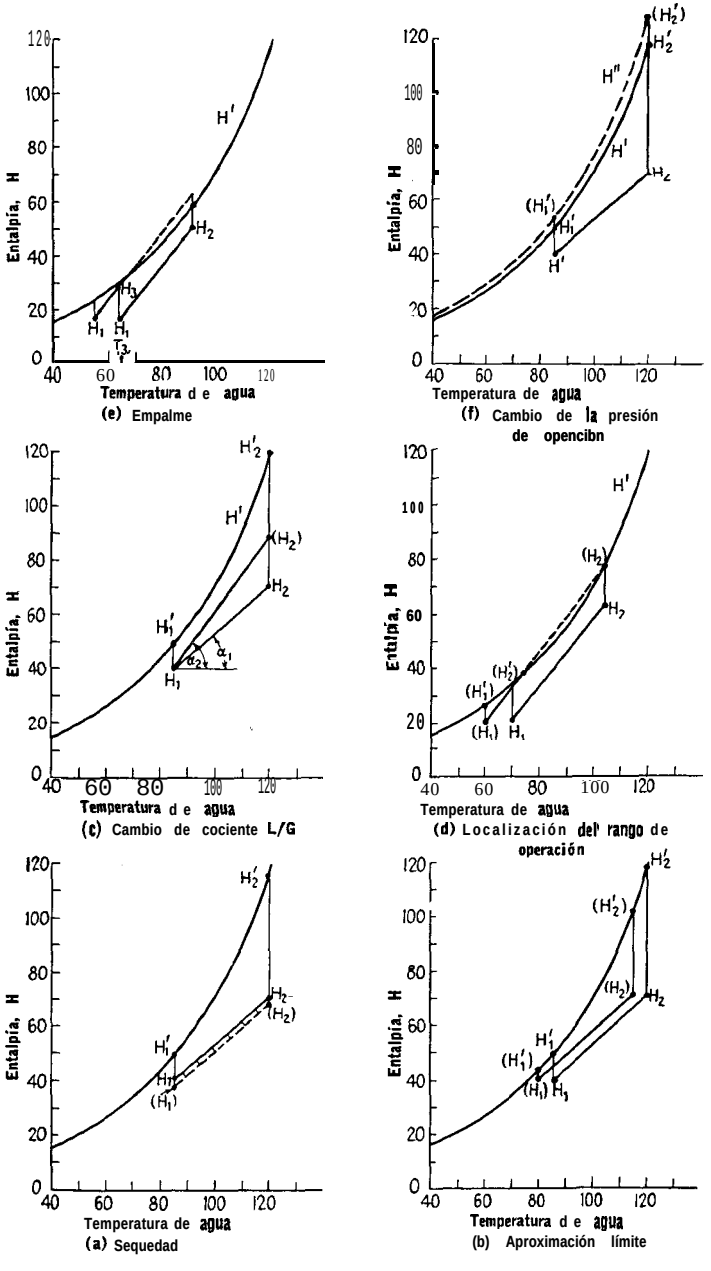


FIG. 17.13. Efecto de las variables de diseño en el tamaño del potencial

lugar de 75°F. Esto elevará la línea de operación $H_1 - H_2$ verticalmente disminuyendo también el potencial.

c. Cambio del cociente L/G. Si el área de piso es muy limitada como en el caso de que la torre de enfriamiento se construya en la azotea de un edificio, puede ser necesario emplear cargas de líquido relativamente grandes sin aumentar la cantidad de aire, ya que 400 ppm es el máximo económico en velocidad de aire. Esto disminuirá la sección transversal de la torre, pero aumenta la pendiente de la línea de operación $H_1 - H_2$ a $H_1 -$ (H,) como en la Fig. 17.13*c*, resultando en una disminución del potencial y una torre más alta. Esta es la observación simple de que si se circula menos aire por libra de agua, menor es el enfriamiento.

d. Localización del rango de operación. La línea de saturación tiene una curvatura variable. En la Fig. 17.13*d* se muestra una línea de operación $H_1 - H_2$ con un rango de 105 a 70°F. Supóngase que se desea diseñar una torre usando el mismo aire de entrada, pero para enfriar agua de 95 a 60°F. Esto sería imposible con el mismo cociente L/G, ya que la línea de operación (H,) – (H,) intersectaría la línea de saturación. Obviamente, la transferencia de calor se detendría en la intersección (H'_2), puesto que el potencial sería cero en ese punto. Se requerirá un cociente L/G considerablemente menor, lo que a su vez significa que debe circularse más aire para la eliminación del mismo número de Btu.

e. Empalme. Uno de los medios de contrarrestar el reducido cociente L/G del párrafo anterior, puede ser el uso de dos torres. Esto se llama empalme, *(staging).* El agua en la parte superior de la primera torre está caliente y entra en contacto con aire de entalpía H_2 a lo largo de la línea de operación $H_1 -$ H,, como se muestra en la Fig. 17.13*e*. El agua sale del depósito a la temperatura T_3 y se bombea hacia una segunda torre, la que también usa aire atmosférico a entalpía H_1. La segunda torre opera entre H_1 y H_1. De esta manera ambas líneas de operación pueden tener grandes pendientes sin intersectar la línea de saturación. Los cargos fijos y costosos de operación de las dos torres aumentan el costo del agua considerablemente, pero el agua producida de esta manera deberá considerarse como agua helada, y su costo y rango comparados con el de agua refrigerada.

f. Elevación. Algunas plantas se localizan a elevaciones considerables. ¿Deberá esto mencionarse como una condición de proceso? A una presión atmosférica reducida como se ve en la Fig. 17.13*f*, la línea de saturación es más alta, lo que a su vez aumenta el potencial y reduce el tamaño requerido de la torre si las otras condiciones son constantes, Esto se debe a que la presión parcial del agua es fija,

mientras que la presión total ha disminudo. La humedad del aire saturado a elevación considerable es también mayor.

Influencia. de las variables de operación. Ya que una torre de enfriamiento usa la atmósfera como medio **de** enfriamiento, está también sujeta a las variaciones de ésta. Cuando se opera al bulbo húmedo de diseño, la torre deberá producir agua en el rango y temperatura especificados en la garantía. Sin embargo, cuando el bulbo húmedo baja, es lo mismo que aumentar el potencial en la torre. Si la carga de calor en la torre y los valores de L y G circulados a través de ella se mantienen constantes, el agua pasa Por el mismo número de grados de enfriamiento, pero las temperaturas de entrada y salida serán menores que las garantizadas. La torre de enfriamiento sólo es capaz de remover la misma carga de calor del agua reduciendo automáticamente la diferencia de potencial. Las temperaturas del agua disminuyen de acuerdo con el bulbo húmedo. Desde el punto de vista de la operación de enfriadores y condensadores empleados en la planta, este arreglo requiere una instrumentación simple. Cuando un enfriador recibe agua a un gasto constante que es más fría que para la que fue diseñado, el fluido caliente se enfría debajo de la temperatura de salida deseada. Para prevenir que esto suceda a un enfriador, el flujo **de** agua fría a través del enfriador se reduce por una derivación, de manera que se use menos agua para obtener la temperatura de diseño a la salida. El agua de salida a temperatura constante se recombina luego con el agua de la derivación antes de regresar a la torre de enfriamiento. En esta forma todos los condensadores o enfriadores para, digamos, agua de 85 a 120°F, tienen una temperatura de salida de 120°F durante todo el año. Esto fue, de hecho, la base para las temperaturas del Ej. 17.4.

Si en alguna forma las cargas de aire y agua en una **tome se** cambian, el número de unidades de difusión que la torre es capaz de proveer, también se alteran. Ordinariamente las cargas en una celda no pueden cambiarse grandemente. De hecho, una variación de 20% del promedio de carga de agua del diseño es el máximo que puede anticiparse, ***ya*** que las gotas se producen por boquillas, las que a su vez se han escogido para un flujo dado a carga determinada. La máxima capacidad de descarga será de 120% de diseño y cuando se usa menos del 80% de la carga de diseño, se reduce la dispersión de las gotas junto con la cantidad total de agua. La carga de aire puede regularse variando el paso de las aspas del abanico, las que usualmente pueden rotarse a más o menos 3° del centro de la media. En el verano las aspas estarán en una posición +3° y en invierno a -- 3°. En invierno la posición -3" del abanico entrega cerca del 80% de la cantidad de aire a +3°, pero el ahorro en potencia es de 40% .

Si se le pide, el fabricante de la torre especificará el rango de temperatura supuesto por el agua en la torre de enfriamiento a 80 y 120% de la carga de diseño, cuando la cantidad de aire de diseño está al bulbo húmedo de garantía. Algunas veces, cuando el bulbo húmedo de operación es menor que el bulbo húmedo de diseño, es deseable usar el incremento de potencial para producir más agua de enfriamiento de la temperatura de diseño original. Cuando el bulbo húmedo varía, ¿cuánta agua se puede producir de más? Esto puede calcularse de los valores de 80, 100, y 120%, usando la suposición que el número de unidades de difusión rendidas por la torre depende únicamente del cociente L/G y no de L o G separadamente. Esta es una aproximación muy útil dentro de los rangos de operación de la torre de enfriamiento y desde 80 a 120% de la capacidad de diseño.

EJEMPLO 17.5. **Recalculación del rendimiento de la torre de enfriamiento.** En la garantía de la torre de 24 por 24 pies, Ej. 17.2, para enfriar 1 500 gpm de agua de **120 a 85°F a un bulbo húmedo de 75°F, el fabricante da los siguientes datos para la sobrecarga y bajacarga**

Carga de líquido, %	Rango de temperatura °F atura
120	122.2-87.2
100	120.0-85.0
80	117.5-82.5

Guando el bulbo húmedo es 70°F, jcuánta agua de 120 a 85°F puede lograrse con la torre?

Solución. Primero reconstruya la porción de la curva de rendimiento actual a partir de la cual se diseñó la torre. En la suposición de que la curva de rendimiento es solamente una función de LJG y no de L y G separadas, y habiendo integrado las condiciones de diseño, lo mismo debe hacerse para la sobrecarga y bajacarga.

Para 1500 gpm, $L/G = 0.93$

Para 120% de diseño, $LJG = 1.20 \times 0.93 = 1.115$

A 87 2°F, H_2 = 39.1 Btu

A 122.2°F, $H_2 = 39.1 + 1.115 \times 35 = 78.1$ Btu

T	H'	H	$H' - H$	$(H' - H)_{av}$	$\frac{dT}{(H' - H)_{av}}$
87.2	53.1	39.1	14.0		
90	56.7	42.0	14.7	14.35	0.195
95	64.2	47.6	16.6	15.65	0.320
100	72.7	53.3	19.4	18.0	0.278
105	82.5	58.8	23.7	21.55	0.232
110	93.8	64.3	29.5	26.6	0.188
115	106.7	70.0	36.7	33.25	0.150
120	121.5	75.6	45.9	41.3	0.121
122.2	128.2	78.1	50.1	48.0	0.0458
				$K_X a \frac{V}{L} = 1.53$	

Para 80% de diseño, $L/G = 0.80 \times 0.93 = 0.74$
A 82.5°F, $H_1 = 39.1$
A 117.5°F, $H_2 = 39.1 + 0.74 \times 35 = 65.0$ Btu

T	H'	H	$H' - H$	$(H' - H)_{av}$	$\frac{dT}{(H' - H)_{av}}$
82.5	47.2	39.1	8.1		
85	50.0	40.8	9.2	8.7	0.286
90	56.7	44.6	12.1	10.7	0.465
95	64.2	48.3	15.9	14.0	0.357
100	72.7	52.0	20.7	18.3	0.273
105	82.5	55.6	26.9	23.8	0.210
110	93.8	59.3	34.5	30.7	0.163
115	106.7	63.0	43.7	39.1	0.128
117.5	121.5	65.0	56.5	50.1	0.050
				$K_X a \frac{V}{L}$ =	1.92

Los valores de $K_X aV/L$ vs. L/G se grafican en la Fig. 17.14.

¿Qué cantidad de agua de 120 a 85° puede circularse sobre la torre cuando el bulbo húmedo baja a 70°F? En la Fig. 17.14 tanto la ordenada $K_X aV/L$ y la abscisa L/G contienen **L,** la que a su vez determina la cantidad deseada de agua. Se puede suponer un valor de L, y si el valor obtenido para $K_X aV/L$ y L/G coincide con la curva de la Fig. 17.14, los requerimientos de rendimiento se satisfarán. La solución es, en consecuencia, de tanteos.

Prueba 1 Suponga $L/G = 1.10$

$H_1 = 34.5$
$H_2 = 34.5 + 1.10 \times 35 = 73.0$

T	H'	H	$H' - H$	$(H' - H)_{av}$	$\frac{dT}{(H' - H)_{av}}$
85	50.0	34.5	15.5		
90	56.7	40.0	16.7	16.1	0.309
95	64.2	45.5	18.7	17.7	0.282
100	72.7	51'0	21.7	20.2	0.247
105	82.5	56.5	26.0	23.85	0.210
110	93.8	62.0	31.8	28.9	0.173
115	106.7	68.5	38.2	35.0	0.143
120	121.5	73.0	48.5	43.35	0.115
					1.48

De la Fig. 17.14, para $K_X aV/L = 1.48$, $L/G = 1.19$
Supuesto, $L/G = 1.10$ no checa

***Prueba* 2.** Suponga $L/G = 1.20$

$H_1 = 34.5$
$H_2 = 34.5 + 1.20 \times 35 = 76.5$

T	H'	H	$H' - H$	$(H' - H)_{av}$	$\frac{dT}{(H' - H)_{av}}$
85	50.0	34.5	15.5		
90	56.7	40.5	16.2	15.9	0.313
95	64.2	46.5	17.7	16.95	0.295
100	72.7	52.5	20.2	18.95	0.264
105	82.5	58.5	24.0	22.1	0.226
110	93.8	64.5	29.3	26.65	0.188
115	106.7	70.5	-36.2	32.75	0.153
120	121.5	76.5	45.0	40.6	0.123
					1.56

De la Fig. 17.14, para $K_X aV/L = 1.56$, $L/G = 1.08$
Supuesto, $L/G = 1.20$ **no checa**

Por interpolación las condiciones se satisfacen cuando el valor de L/G **es igual a 1.14. El total de agua que puede producirse con una temperatura de 85°F será** $1\,500 \times \frac{1.14}{0.93} = 1840$ gpm.

Deshumidificadores. La deshumidificación de aire caliente húmedo lavándolo con agua fría es práctica común en el acondicionamiento de aire. Aun cuando esta operación generalmente se lleva a efecto en lavadores de rocío, puede lograrse efectivamente mediante el uso de una torre de enfriamiento o en un aparato similar. Considere aire saturado húmedo a mayor temperatura que el agua fría de rocío. La humedad o presión parcial del vapor de agua en el cuerpo, del aire caliente es mayor que la humedad de saturación en la película de aire, la que en ausencia de resistencia de película de líquido, se presume que está saturada a la temperatura del agua. La diferencia de potencial para la transferencia de masa está en dirección de la masa del gas a la masa de agua, lo contrario de la direc-

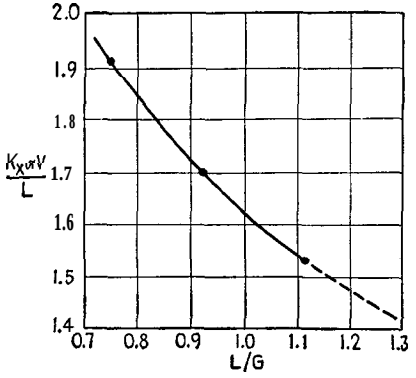


FIG. 17.14. Solución del Ej. 17.5

ción en la humidificación. La entalpía en cualquier punto en la masa de aire es mayor que el valor correspondiente en la película de aire. Esto se muestra gráficamente en la Fig. 17.15. La línea de operación tiene de nuevo la pendiente L/G, pero está arriba de la línea de saturación.

La transferencia de masa del vapor de agua de la masa de aire hacia el líquido es un mecanismo aparte de la condensación, aun cuando el calor removido del agua por transferencia de masa es igual al calor latente de vaporización. En la verdadera difusión la transferencia de masa desde el cuerpo del gas al líquido es tratado

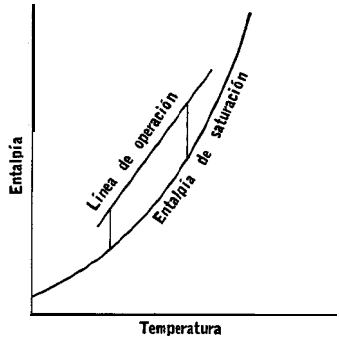


FIG. 17.15. Potenciales de deshumidificación

como un fenómeno molecular en cuyo caso se supone que no se forma rocío. La humidificación y deshumidificación pueden considerarse idénticos, excepto en la dirección de la transferencia de masa. Los estudios indican que la tasa de deshumidificación iguala a la de humidificación, siendo aplicables a ambos los mismos datos de $K_x a$. Así, el número de unidades de difusión para la deshumidifacición pueden determinarse de la misma manera integrando el área entre la línea de operación superior y la línea de saturación. La ecuación básica para el caso de deshumidifacición donde el número de Lewis es la unidad, es

$$n_a = K_x a \frac{V}{L} = \int \frac{dT}{H - H'} \quad (17.86)$$

que difiere de la Ec. (17.81) sólo en la posición de H y H'.

Transferencia de calor de gases. Todos los ejemplos anteriores consideraron el enfriamiento de agua caliente. Supóngase que se desea enfriar un gas a presión moderada como en el Cap. 9. Si el gas se pasa a través de un intercambiador de calor con una caída de presión razonable, resulta un coeficiente de transferencia de calor bajo

Esto es particularmente cierto donde la presión estática en el gas se desarrolla por un abanico o soplador. Los mismos gases calientes pueden ponerse en contacto con agua en una torre empacada o rellena con superficie para formar gotas, y la transferencia de calor se puede lograr a bajo costo. Muchas veces un recipiente cilíndrico que contenga algunos pies de material de empaque puede reemplazar a un intercambiador tubular de gran superficie. La aplicación de la transferencia de calor por contacto directo a la solución de problemas de enfriamiento de gas no ha recibido todavía una aceptación amplia como parece merecer.

Hay prejuicios infundados de algunas gentes contra el contacto directo de agua con gases a alta temperatura. Muchas veces se cree que se obtendrían resultados impredecibles, tales como espuma y ebullición. Considere los casos típicos mostrados en la Fig. 17.16. En la Fig. 17.16*a* un gas caliente (aire) entra a la torre a 300°F con un punto de rocío de 120°F y sale a 200°F. El agua tiene un rango de 85 a 120°F. ¿Qué sucederá en el fondo de la torre? El gas, por virtud

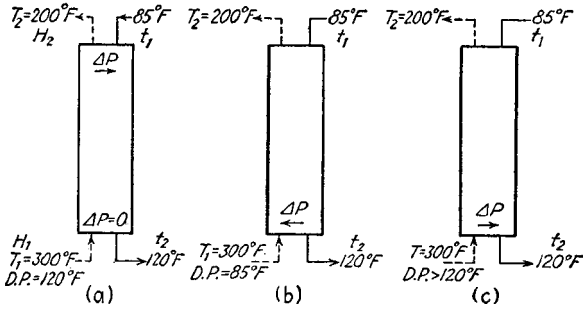


FIG. 17.16. Influencia de los puntos de rocío de entrada en la dirección de la transferencia de masa

de su punto de rocío, tiene una presión de vapor de 1.69 lb/plg²a. El agua que sale de la torre está a 120°F y tiene la misma presión de vapor. No habrá potencial para la transferencia de masa de agua desde el cuerpo de agua hacia el gas, de manera que no puede haber vaporización, ya sea que la temperatura del gas de entrada sea 200 o 2 000°F. La transferencia de masa se establece solamente por la diferencia entre el punto de rocío del gas de entrada y la presión parcial correspondiente a la temperatura del agua de salida. A una altura diferencial hacia arriba en la torre los potenciales cambian: La temperatura del agua es menor que el punto de rocío del gas, y el vapor de agua empieza a difundirse del gas al agua, el proceso de difusión continúa hacia arriba hasta la salida del gas en la parte superior de la torre.

En la Fig. 17.16*b* las condiciones de proceso han sido alteradas de manera que el punto de rocío del gas a la entrada es 85 en lugar de 120°F. Aquí la presión parcial del agua fría que sale es mayor que la del gas a la entrada, pero la presión ejercida por el agua de salida es aún 1.69 lb/plg²a, no importa qué tan alta pueda ser la temperatura del gas. Este caso es algo diferente del de una torre de enfriamiento, puesto que el gas se enfría y humidifica mientras que en la torre de enfriamiento se calienta y humidifica. En la Fig. 17.16c un gas entra con un punto de rocío mayor que el del agua y el movimiento de vapor es desde el gas hacia el agua. También son posibles otros arreglos interesantes. El análisis muestra que la transferencia de calor sensible por contacto directo debe acompañarse por algo de transferencia de masa. Cuando un gas debe enfriarse en un amplio rango, medido en cientos de grados, y el punto de rocío corresponde a los de gases de combustión, tales como 110 o 130°F, la cantidad de transferencia de masa puede ser muy pequeña.

Cálculos sin número de Lewis simplificado. En la derivación de las ecuaciones para el comportamiento de la torre de enfriamiento u otros humidificadores o deshumidificadores aire-agua, se obtuvo una expresión simple. Esto se debió preponderantemente a la suposición de que el número de Lewis para la difusión de aire-agua es casi la unidad. Así, es posible eliminar el último término de la Ec. (17.75) de posteriores evaluaciones en los cálculos de torres de enfriamiento. Cuando el número de Lewis es diferente de 1.0, la Ec. (17.75) en lugar de reducirse a la Ec. (17.81) cambia a

$$n_d = K_x a \frac{V}{L} = \int \frac{dT}{(H' - H) + c(T - t)(Le - 1)} \qquad (17.87)$$

La Ec. (17.87) no puede evaluarse en una forma simple y directa debido al último término en el denominador. En la Fig. 17.4 el número de Lewis para aire-agua tiene un valor de 1.0 a 600°F. Para la difusión de agua en otros gases tales como el H_2 y CO, el número de Lewis es cerca de 2.0 y 0.6, respectivamente.

En el caso de enfriamiento de gases si no se puede hacer la suposición simplificadora para el número de Lewis, es necesario volver a las tres ecuaciones básicas de humidificación y deshumidificación. Estas son

$$dq = h_a\, dV(T - t) = Gc\, dT \qquad (17.62)$$

$$dq = K_x a\, dV(X - X') = \lambda\, dL \qquad (17.67)$$

$$L dt = G\, dH \qquad (17.78)$$

donde T se refiere ahora al gas caliente y t al agua fría. Estas ecuaciones son, respectivamente, los balances de convección, difusión, y

calor total. Las primeras dos pueden relacionarse por el hecho de que $h = (Le)K_x c$. El balance total de calor dado por la Ec. (17.78) es obviamente la suma de las Ecs. (17.62) y (17.67) respectivamente.

El problema es determinar el número de unidades de difusión correspondientes al requerimiento del proceso por integración simultáneamente de las tres ecuaciones. Esto conduce a una solución típica de tanteos. Supóngase un gas caliente como en la Fig. 17.16*a* que se pone en contacto con agua fría en una torre a contracorriente. Las condiciones de proceso tienen dos incógnitas: la humedad del aire a la salida y la cantidad de agua que llega a la torre. Aun cuando su temperatura es conocida, la entalpía del aire a la salida no puede calcularse sino hasta conocer su humedad. Sin la humedad de salida el calor total eliminado GdH = Ldt no puede calcularse, y sin L no puede determinarse. El número de unidades de difusión depende del cociente L/G, que no puede fijarse sin conocer L. La solución de un problema de enfriamiento de gas puede verse que depende enteramente del valor de la humedad del aire de salida. Sin embargo, suponiendo la humedad de salida para una temperatura determinada de gas de salida, la entalpía puede determinarse, cerrarse el balance de calor, y encontrarse el cociente L/G.

Despreciando los problemas mecánicos de distribución, la altura requerida de la torre es proporcional al número de unidades de difusión que deba contener. Habiendo obtenido L por suposición de la humedad del gas de salida, la cantidad de agua difundida en la torre y la cantidad de calor transferido pueden determinarse por $K_x aV/L$ o haV/L, las que están relacionadas por el número de Lewis. Empezando en la parte inferior de la torre y la entrada de gas, se puede suponer un incremento de $K_x a\Delta/L$ y la cantidad de masa y transferencia de calor en ese incremento puede calcularse, ya que L es conocido y $K_x a\Delta V$ es el número actual de libras de transferencia de masa en ese intervalo. Trabajando por incrementos a lo largo de la torre, se pueden integrar las ecuaciones (17.62) y (17.67). Puesto que la Ec. (17.78) es la suma de las Ecs. (17.62) y (17.67), se debe alcanzar una altura en la torre en la cual todo el calor transferido corresponda a la Ec. (17.78) Si la entalpía supuesta del gas de salida y la temperatura de agua de entrada no coinciden en la misma altura, la entalpía de salida se ha supuesto incorrectamente y debe hacerse otra nueva suposición.

Sherwood y Reed [17] han dado la solución de las tres ecuaciones diferenciales por el método de W. E. Melne, que es directo pero muy

[17] Sherwood, T. K.. and C. E. Reed, "Applied Mathematics in Chemical Engineering", 134, McGraw-Hill Book Compnay, Inc., New York, 1939.

largo. Si se puede hacer una estimación de la humedad de salida, el método bosquejado arriba puede ser el más simple.

EJEMPLO 17.6. **Cálculo de un enfriador de gas por contacto directo.** Una operación de enfriamiento consiste en pasar 50 000 lb/h de gas seco de peso molecular 29 (esencialmente nitrógeno) sobre un enrejado de material caliente de cuya superficie debe excluirse el oxígeno. Al pasar sobre el enrejado el gas se calienta de 200 a 300°F y sale con un punto de rocío de 120°F. Después este gas va a un enfriador de contacto directo para enfriarse de nuevo a 200°F y deshumidificarse con agua que se calienta de 85 a 120°F. Se permite una caída de presión de 2 plg.

(a) ¿Cuántas unidades de difusión se requieren para efectuar este proceso?

(b) Usando datos estándar de pequeñas caídas de presión existentes en la literatura, calcule las dimensiones de la torre de contacto directo. En la solución de este problema se usarán datos de un relleno simple descrito por Simpson y Sherwood.

Solución. Base: 1 pie² de área de piso.

(a) Para el empaque de la torre se usaran láminas de fibra comprimida. Estas torres pueden operarse fácilmente con velocidades de gas de 450 ppm con caídas de presión razonables y eliminación de arrastre, debido a que son torres del tipo de película. Si la carga del gas se supone de 1 500 lb/(h) (pie²), corresponderá a una velocidad de gas a la temperatura promedio de 450 ppm. Una velocidad mayor de gas no puede justificarse, y una menor resultará en una torre de sección transversal innecesariamente grande. Esto último sólo puede comprobarse mediante calculo de la caída de presión una vez que la altura de la torre se ha determinado.

Para cerrar el balance de calor y determinar la transferencia total de calor y la carga líquida, es necesario suponer la humedad del gas a la salida. Suposición: 20% del contenido inicial de vapor del gas entra a la masa de agua.

En la entrada del gas $X_1 = \dfrac{1.69}{14.7 - 1.69} \times \dfrac{18}{29} = 0.0807$ lb/lb

$G = 1500$ lb/h

Cantidad total de agua en gas a la entrada $= 1500 \times 0.0807 = 121.05$ lb/h

El gas a la entrada está a 300°F y 120°F de punto de rocío. Usar 0.25 Btu/(lb) (°F) como calor específico del nitrógeno

$H_1 = 0.0807 \times 120 + 0.0807 \times 1025.8 + 0.45 \times 0.0807(300 - 120) + 0.25 \times 300 = 174.0$ Btu/lb de aire seco (17.55)

Se ha supuesto que el 20% del vapor se difunde hacia el agua.

Humedad del gas a la salida, $X_2 = \dfrac{121.05(1.0 - 0.20)}{1500} = 0.06456$ lb/lb

Punto de rocío del gas a la salida, $\dfrac{p_w}{15.7 - p_w} \times \dfrac{18}{29} = 0.06456$

$p_w = 1.388$ lb/plg²a ≈ 112.9°F punto rocío (Tabla 7)

El gas de salida tiene una temperatura de 200°F y 112.9°F de punto de rocío.

$H_2 = 0.06456 \times 112.9 + 0.06456 \times 1029.8 + 0.06456 \times 0.45(200 - 112.9) + 0.25 \times 200 = 126.4$ Btu/lb de aire seco (17.55)

Carga total de calor, $q = G(H_1 - H_2) = 1\,500(174.0 - 126.4) = 71500$ Btu/h

Carga de agua, $L = \dfrac{71500}{120 - 85} = 2\,040$ lb/h

Esta carga de agua corresponde a 4.0 gpm/(pie²), que es razonable para este tipo de aparatos, como ya explicamos.

Intervalo 1:

$\dfrac{K_X a\,\Delta V}{L}$: 0 a 0.05

De la Fig. 17.4 a 300°F, Le = 0.93

$C = 0.25 + 0.45 \times 0.0807 = 0.283$ Btu/(lb)(°F)

$haV = K_X a \dfrac{V}{L} L(Le)C = 0.05 \times 2040 \times 0.93 \times 0.283$

$= 26.9$ Btu/(h)(°F)

$q_c = haV(T - t) = 26.9(300 - 120) = 4850$ Btu/h

$\Delta T = \dfrac{4,850}{0.283 \times 1500} = 11.4$°F

$T_{0.05} = 300 - 11.4 = 288.6$°F

Puesto que el punto de rocío del gas y del agua a la salida son los mismos en este problema, en el primer intervalo no hay difusión. En cualquier otro problema puede haber difusión en el primer intervalo y debe tratarse de la misma forma que en el segundo intervalo

$$At = \frac{4850}{2040} = 2.38°F$$

$$t_{0.05} = 120 - 2.38 = 117.6°F$$

Las temperaturas para el primer intervalo se muestra en la Fig. 17.17.

Intervalo 2: $\dfrac{K_X a\,\Delta V}{L}$: 0.05 a 0.15

$haV = 0.10 \times 2040 \times 0.93 \times 0.283 = 53.8$ Btu/(h)(°F)

Para el intervalo:

$q_c = 53.8(288.6 - 117.6) = 9200$ Btu/h

$AT = \dfrac{9200}{0.283 \times 1500} = 21.7$°F

$T_{0.15} = 288.6 - 21.7 = 266.9$°F

$X'_{117.6°F} = 0.0748$ lb/lb

Lb de agua difundidas durante el intervalo = $K_X aV(X - X')$

$K_X aV = K_X a \dfrac{V}{L} \times L = 0.10 \times 2040 = 204.0$ lb/(h)(lb/lb)

$K_X aV(X - X') = 204.0(0.0807 - 0.0748) = 1.203$ lb/h

Lb agua remanente = 121.05 - 1.203 = 119.85 lb/h

$\lambda_{117.6°F} = 1027$ Btu/lb

$q_d = 1.203 \times 1027 = 1235$ Btu/h

$q = 9200 + 1235 = 10,435$ Btu/h

$$\text{At} = \frac{10\ 435}{2040} = 5.12°\text{F}$$

$t_{0.15} = (117.6 - 5.1) = 112.5°\text{F}$
$X'_{112.5°\text{F}} = 0.0640$ lb/lb

$$X_{112.5°\text{F}} = \frac{119.85}{1500} = 0.0798 \text{ lb/lb}$$

Intervalo 3: $\dfrac{K_X a\, \Delta V}{L}$: 0.15 to 0.25

$haV = 53.8$ Btu/(h)(°F)

Para el intervalo:

$q_c = 53.8(266.9 - 112.5) = 8300$ Btu/h

$$\text{AT} = \frac{8300}{0.283 \times 1500} = 19.5°\text{F}$$

$T_{0.25} = 266.9 - 19.5 = 247.4°\text{F}$

Lb de agua difundidas durante el intervalo $= 204.0(0.0798 - 0.0640) = 3.22$ lb/h

LB de agua remanentes = 119.85 − 3.22 = 116.63 lb/h

$\lambda_{112.5°\text{F}} = 1030$ Btu/lb
$q_d = 3.22 \times 1030 = 3320$ Btu/h
$q = 8300 + 3320 = 11\,620$ Btu/h

$$\Delta t = \frac{11{,}620}{2040} = 5.70°\text{F}$$

$t_{0.25} = 112.5 - 5.7 = 106.8°\text{F}$
$X'_{106.8°\text{F}} = 0.0533$ lb/lb

$$X_{106.8°\text{F}} = \frac{116.63}{1500} = 0.0775 \text{ lb/lb}$$

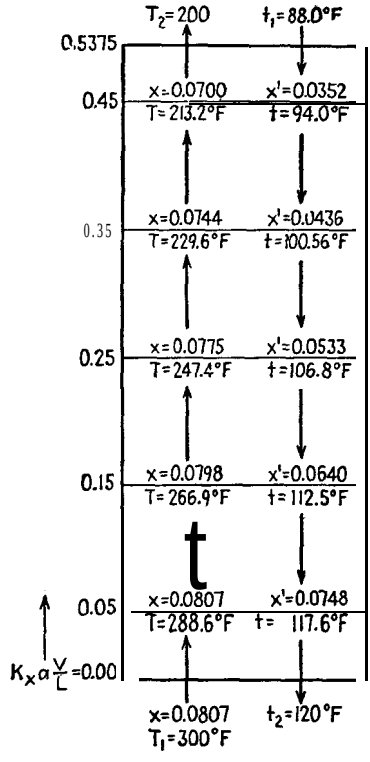


FIG. 17.17. Solución del Ej. 17.6

Los **cálculos** de los **intervalos** restantes hasta una temperatura de gas de 200°F se muestran en **la** Fig. 17.17 **y** del sumario siguiente.

Intervalo	$K_X a \frac{V}{L}$	T	t	H_2O difundido **lb**	q_c	q_d
	0	300	120			
1	**0.05**	288.6	117.6	0	**4 850**	**0**
2	**0.15**	266.9	112.5	1.20	**9 200**	**1** 235
3	**0.25**	247.4	106.8	3.22	**8 300**	3 **320**
4	**0.35**	229.6	100.6	4.99	**7 560**	5 150
5	**0.45**	213.2	94.0	6.29	**6 950**	6 520
6	**0.538**	200.0	88.0	6.22	**5 640**	6 460
				21.92	**42 500**	22 685
	nd = 0.538			q = 65 185 Btu/h		

Difusión supuesta = 20%

Difusión calculada $= 21.92 \times \dfrac{100}{121.95} = 18.0\%$

Se ve que el sumario anterior está algo sobrado, ya que la temperatura del agua termina en 88°F. mientras que la temperatura de entrada se especificó a 85°F. Si él desea una respuesta de mayor precisión, se encuentra que la temperatura y la humedad chocan cuando la difusión se supone de 18.5% y se obtienen 0.55 unidades de difusión. Se pueden hacer gráficas que muestran la variación de T y t con la altura.

(b) Los siguientes datos redondeados se dan para una torre experimental con placas verticales:

Sección transversal de la torre: 41⅝ por 23⅞ plg
Altura del relleno: 41⅜ plg
Espesor de la hoja: ⅛ plg
Espaciado horizontal: ⅝ pig centros
Número de espreas: 18

L, lb agua/(h)(pie²)	G, lb aire/(h)(pie²)	K_Xa	ΔP, plg H_2O
882	700	190	0.040
	1100	258	0.083
	1500	312	0.136
1178	700	200	0.049
	1100	290	0.095
	1500	373	0.150
1473	700	206	0.060
	1100	315	0.166
	1500	420	0.162

Para G = 1500, extrapole a L = 2 040 en coordenadas logarítmicas. K_Xa = 510.

Altura de la torre, $Z = \frac{n_dL}{K_Xa} = 0.54 \times \frac{2040}{510} = 2.16$ pies

Sección transversal = $\frac{50000}{1500} = 33.3$ pies

Note la pequeña altura. Aun con un factor de seguridad adecuado se requerirá una altura pequeña para enfriar el gas.

La caída de presión extrapolada es 0.175 plg de H_2O para 41⅜ plg de altura.

TRANSFERENCIA DE CALOR SENSIBLE

Calentamiento y enfriamiento sin transferencia de masa. Cuando un gas caliente entra en contacto con un medio enfriante no volátil, la transferencia de masa es muy pequeña. Además, con la excepción de agua, metanol, y amonio, el calor latente de vaporización es también pequeño, de 10 a 200 Btu/lb, de manera que el calor de difusión es insignificante. En tales casos es posible despreciar la transferencia de masa y simplificar los métodos de calculo para los enfriadores de gas.

Muchos de los datos de comportamiento para torres empacadas han sido obtenidos para transferencia de masa, pero la convección sola puede computarse de datos de transferencia de masa tales como $K_x a$ o HDU por la relación simple $haV/L = (Le)C(K_x aV/L)$. La entalpía del gas donde no hay transferencia de masa es proporcional a su temperatura, y el potencial para convección es la diferencia entre la temperatura del gas y la temperatura del agua en cualquier sección transversal de la torre. Consecuentemente, $haV/L \int = dt/(T - t)$, y puesto que sólo tiene lugar cambio en el calor sensible,

$$\frac{haV}{L} = \int \frac{dt}{\text{MLDT}} \tag{17.88}$$

Para un sistema dado en una torre determinada si HDU se conoce, la Ec. (17.88) puede a su vez convertirse al número de unidades de difusión por

$$n_d = (Le) \int \frac{dt}{\text{MLDT}} = \frac{haV}{L(Le)C} \tag{17.89}$$

Hay carencia de información sobre el comportamiento de diferentes empaques y rellenos durante la saturación de gases con aceites y otras materias orgánicas que son propicias como medios de transferencia de calor no volátiles para gases calientes. Esto también es cierto para los números de Lewis en sistemas así. Se pueden obtener "aproximaciones teóricas, pero pueden conducir a errores apreciables.

En una torre de enfriamiento la transferencia de calor por convección representa únicamente cerca del 20% de la transferencia total de calor. En el enfriador de gas del Ej. 17.6 la convección alcanzó 65% de la carga total de calor. Si el gas ha tenido una temperatura de entrada de 1 000°F y un punto de rocío de 120°F, la convección habría alcanzado el 95% de la carga térmica total. Si un gas con un punto de rocío de 120 a 130°F o menos debe enfriarse con agua sin aproximación límite, la difusión representa una pequeña porción de la carga térmica y el problema puede tratarse como uno de transferencia de calor sensible. Los puntos de rocio referidos anteriormente están dentro del rango de los gases de combustión. Deben hacerse algunas concesiones en la carga de calor y de líquido, aun cuando la altura de la torre no se afectara, ya que tanto la difusión como la convección tienen lugar en la misma altura. El uso de este método abreviado se muestra en seguida.

EJEMPLO 17.7. Cálculo aproximado de un enfriador de gas. 50 000 lb/h del gas del Ej. 17.6 (punto de rocio = 120°F) deben enfriarse desde una temperatura inicial de 500 a 200°F. ¿Cuántas unidades de difusión de cualquier tipo de torre se requieren?

Solución. Suponga que C para la mezcla es 0.28 Btu/(lb)(°F).

Carga de calor sensible = 50 000 × 0.28(500 − 200) = 4 200 000

Del Ej. 17.6 la difusión aproximada $= \frac{50\ 000}{1\ 500} \times 22685 = 758000$

4 958 000 Btu/h

En realidad, se puede hacer una concesión de 30% en el calor sensible y el exceso de agua compensarse por derivación cuando la torre esté en operación.

$$\text{Cantidad total de agua} = \frac{4\ 958\ 000}{120 - 85} = 142\,000 \text{ lb/h}$$

Si la carga máxima de líquido se toma como 2040 lb/(h) (pi&), la sección requerida de la torre será

$$\frac{142\,000}{2040} = 69.7 \text{ pies}^2$$

Y la nueva carga de gas será

$$\frac{50\,000}{69.7} = 718 \text{ lb (h)(pie}^2\text{)}$$

Cálculo del número de unidades de difusión

$$\frac{ha\,V}{L} = \int \frac{dt}{\text{MLDT}} \qquad (17.88)$$

Las dos diferencias de temperatura terminales son (200 − 85) y (500 − 120).

$$\text{MLDT} = \frac{(500 - 120) - (200 - 85)}{\ln (500 - 120)/(200 - 85)} = 222°\text{F}$$

$$dt = 120 - 85 = 35°\text{F}$$

$$\frac{haV}{L} = \frac{35}{222} = 0.16$$

$$n_d = \frac{haV}{L(Le)C}$$

$$= \frac{0.16}{0.93 \times 0.28} = 0.62 \text{ unidades de difusión}$$

Para una torre que emplee el relleno del Ej. 17.6:
Por extrapolación para G = 718 y L = 2040, $K_X a$ = 215

$$n_d = K_X a \frac{V}{L}$$

$$0.62 = 215 \times \frac{V}{2040} = 215 \times \frac{1Z}{2040}$$

$$Z = 6.8 \text{ pies altura}$$

Dimensiones de piso= $(69.7)^{1/2} = 8\frac{1}{3} \times 8\frac{1}{3}$ pies

Como antes la caída de presión es despreciable.

PROBLEMAS

17.1. Una torre de enfriamiento de 30 por 30 pies (Ej. 15.2) ha sido diseñada para enfriar 1800 gpm de agua de 110 a 85°F cuando el 5% de

bulbo húmedo es 75°F. La capacidad del abanico es de 275 000 pcm de aire. ¿Cuántas unidades de difusión se requieren? Si el 5% de bulbo húmedo fuera 80°F, ¿cuántas unidades de difusión se requeririan?

17.2. Una torre de enfriamiento de 30 por 24 pies se diseñó para entregar 1200 gpm de agua de 105 a 85°F cuando el 5% de bulbo húmedo fue 80°F. Los abanicos tienen una capacidad de 230 000 pcm de aire. (a) En una prueba de funcionamiento a plena carga cuando el bulbo húmedo fue de 70°F el rango del agua fue de 77 a 97.0°F. ¿Estaba la torre cumpliendo con las condiciones de garantía? *(b)* Si el rango fuera de 78 a 98°F, ¿cumpliría la torre con las condiciones de garantía?

17.3. En una planta de lubricantes de Texas se desea instalar un intercambiador enfriado por agua para un líquido de residuo ceroso. Se dispone de una pequeña porción de la torre de enfriamiento que proviene de una sola celda. Pero hay alguna duda de si en el invierno el agua que entra a la torre helará la cera e interrumpirá la operación.

La torre opera en verano a un bulbo húmedo de 80°F con una entrada de agua a 120°F y una salida a 85°F. Debido al equipo con que se cuenta en la linea de agua y de aire, las cantidades de éstos durante el año se mantienen a un $L/G = 0.86$. Similarmente las cargas también se fijan.

Como una condición extrema en invierno se desea conocer la temperatura al intercambiador y en la torre cuando el bulbo húmedo es 60°F.

17.4. Una torre de 6'0" DI y 30 pies de altura empacada con 10'0" de coque de 3 plg se usa para enfriar 40 gpm de agua de 120 a 80°F cuando se ponen en contacto con 3 600 pcm de aire que tiene una temperatura de bulbo seco de 85°F y 75°F de bulbo húmedo.

¿A qué temperatura aproximadamente podria la misma torre enfriar 6 800 pcm de gas de combustión de un economizador si se empaca a 20 pies de altura con coque? En pruebas anteriores se obtuvo un coeficiente de difusión de 555 lb/(h)(pie³)(lb/lb) con una carga de gas de 1020 lb/(h)(pie²).

17.5. 100 000 lb/h de nitrógeno entran a un enfriador de contacto directo a 350°F y un punto de rocío de 130°F y se enfrían a 200°F con agua de 85 a 120°F. Suponga una carga máxima de gas de 1400 lb/(h)(pie²) y una de liquido de 2 000 lb/(h)(pie²). ¿Qué diámetro de torre circular se requiere? ¿Cuántas unidades de difusión se requieren?

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO 17

A	Superficie de transferencia de calor, pies²
a	Superficie de empaque o relleno, pies²/pie³
Ca	Constante de la ley de Henry, (atm)(pie³)/mol
c	Calor especifico del liquido caliente o calor húmedo del gas caliente, Btu/(lb)(°F)
C_1	Constante
c	Calor especifico del liquido frio o calor húmedo del gas frío, Btu/(lb)(°F)
$[c]$	Concentración en liquido, lb-mol/pie³
D	Diámetro interior del tubo, pies
g	Aceleración de la gravedad, pies/h²
G_m	Velocidad masa, lb-mol/(h)(pie² de área de piso)
G	Velocidad masa, Ib/(h) (pie2 de área de piso)

H, H	Entalpía del gas, entalpfa de saturación del gas, Btu/lb de aire seco
HTU	Altura de unidad de transferencia, pies
HDU	Altura de unidad de difusión, pies
h	Coeficiente total de transferencia de calor h_G o h_L en un sistema en el que una película controla, Btu/(h)(pie²) (°F)
h_G, h_L	Coeficiente de transferencia de calor desde el gas a la interfase. gas-líquido, coeficiente desde el liquido a la interfase gas-líquido Btu/(h)(pie²)(°F)
h_i, h_o	Coeficiente de transferencia de calor referido al diámetro interior y exterior del tubo, respectivamente, Btu/(h)(pie²)(°F)
j_d, j_h	Factores de difusión y de transferencia de calor, respectivamente, adimensionales
K_G	Coeficiente total de transferencia de masa, lb-mol/(h) (pie²) (atm)
K_L	Coeficiente total de transferencia de masa, lb-mol/(h)(pie²) (unidad de concentración)
K_X	Coeficiente total de transferencia de masa, lb/(h)(pie²) (lb/lb)
k	Conductividad térmica, Btu/(h) (pie²) (°F/pie)
k_d	Difusividad, pie²/h
k_G	Coeficiente de película de gas, lb-mol/(h) (pie²)(atm)
k_L	Coeficiente de película de líquido, lb-mol/(h)(pie²) (unidad de concentración)
k_X	Coeficiente de película de gas, lb/(h) (pie²) (lb/lb)
L	Carga liquida, lb/(h)(pie² en área de piso)
L_0	Agua de compensación, lb/(h)(pie² de área de piso)
L_e	Número de Lewis, h_G/k_Xc o h/K_Xc, adimensional
l	Espesor de la película, pies
M	Peso molecular, adimensional
M_w, M_a	Peso molecular de agua y aire, respectivamente, adimensional
$MLDT$	Media logarítmica de la diferencia de temperatura, °F
N_A	Velocidad de difusión del gas, lb-mol/h
n	Número de moles
n_d	Número de unidades de difusión, adimensional
n_t	Número de unidades de transferencia, adimensional
p	Presión del componente que se difunde en el gas, atm
p'	Presión de equilibrio del componente en difusión, atm
p_{Bm}	Media logarítmica de la presión del gas inerte, atm
p_t	Presión total, atm o lb/plg²
p_w	Presión parcial del agua, unidades consistentes de p_t
Q	Calor total transferido, Btu/h
q	Calor transferido basado en 1 pie2 de área de piso, Btu/(h)(pie² de área de piso)
q_c, q_d	Transferencia de calor por convección y difusión, respectivamente, basado en 1 pie* de área de piso, Btu/(h) (pie² de área de piso)
R	Constante de los gases, 1544 pie-lb/Btu
S	Entropía, Btu/°F
T	Temperatura del fluido caliente, °F
T_0	Temperatura de agua de compensación, °F
t	Temperatura del fluido frío, °F
t_{DB}, t_{WB}, t_{DP}	Temperaturas de bulbo seco, bulbo húmedo y punto de rocio, respectivamente, °F

U_o	Coeficiente total limpio de transferencia d.e calor, Btu/(h)(pie²)(°F)
u	Velocidad, pie/h
V	Volumen de la torre, pies³
v	Volumen especifico, pies³/lb
X, X'	Humedad del gas, humedad de saturación del gas lb/lb
x	Fracción mol del componente en difusión en fase liquida
y	Fracción mol del componente en difusión en fase gas
Z	Altura de la torre, pies
z	Altura de la caída libre, pies .
α_{AB}	Constante de proporcionalidad, h/pie²
γ	Exponente en la Ec. (17.85)
8	Densidad molar, lb/moles/pie³
θ	Tiempo, h
λ	Calor latente promedio de vaporización, Btu/lb
λ_{DP}	Calor latente de vaporización en el punto de rocío, Btu/lb
ρ	Densidad, lb/pie³

Suscritos (excepto los anotados arriba)

A	Componente en difusión
B	Gas inerte
i	Interfase gas-liquido
1	Entrada
2	Salida

CAPITULO 18

PROCESOS POR LOTES Y DE ESTADO INESTABLE

Introducción. Las correlaciones de los capítulos precedentes se han aplicado únicamente al estado estable en el que el flujo de calor y la fuente de temperatura fueron constantes con el tiempo. Los procesos de ***estado inestable*** son aquellos en los que el flujo de calor, la temperatura 0 ambos varian con el tiempo en un punto fijo. Los procesos de transferencia de calor por lotes son procesos típicos de estado inestable en los que ocurren cambios discontinuos de calor con cantidades especificas de material, como cuando se calienta una cantidad dada de líquido en un tanque o cuando un horno frío se empieza a calentar. Otros problemas comunes involucran la velocidad a la que el calor es conducido a través del material mientras que la temperatura de la fuente de calor varia. Las variaciones periódicas diarias del calor del sol en varios objetos, o el enfriamiento rápido del acero en baño de aceite, son ejemplos de esto último. Otros aparatos basados en las características del estado inestable son los hornos regeneradores usados en la industria del acero, el calentador de esferas, y equipo de proceso que emplea catalíticos en lecho fijo y móvil.

En los procesos en lotes para calentar líquidos el-tiempo requerido para la transferencia de calor usualmente puede modificarse aumentando la circulación del lote de líquido, el medio de transferencia de calor, o ambos. La razón de usar un proceso por lote en lugar de una operación de transferencia de calor continua, está determinada por numerosos factores. Algunas de las razones comunes son : (1) el líquido que se procesa no está disponible continuamente, (2) no se dispone continuamente del medio calefactor o enfriador, (3) los tiempos de reacción o de tratamiento necesitan cierta retención, (4) la economía de procesar intermitentemente un lote grande justifica la acumulación de una corriente pequeña, (5) la limpieza o regeneración es una parte significante del periodo total de operación y (6) la operación simplificada de muchos procesos en lotes es ventajosa.

Para tratar las aplicaciones más comunes de transferencia de calor en lotes y en estado inestable de manera sistemática, es prefe-

rible dividir los procesos entre calentamiento y enfriamiento de líquidos (fluido) y calentamiento y enfriamiento de sólidos. Los ejemplos más comunes son los siguientes.

1. Calentamiento y enfriamiento de líquidos
   a. Lotes de líquidos
   b. Destilación en lotes
2. Calentamiento y enfriamiento de sólidos
   a. Temperatura constante del medio
   b. Temperatura de variación periódica
   c Regeneradores
   d. Material granular en lechos

CALENTAMIENTO Y ENFRIAMIENTO DE LIQUIDO!3

la. LOTES DE LIQUIDOS

Introducción. Bowman, Mueller y Nagle[1] han derivado una expresión para el tiempo requerido para calentar un lote agitado por la inmersión de un serpentín caliente cuando la diferencia de temperatura es la MLDT para contracorriente. Fisher[2] ha extendido el cálculo en lotes para incluir un intercambiador externo en contracorriente. Chaddock y Sanders[3] han estudiado los lotes agitados calentados por intercambiadores externos en contracorriente con adición continua de líquido al tanque y han tomado también en cuenta el calor de solución. Algunas de las derivaciones que siguen se aplican a serpentines en tanques y recipientes enchaquetados, aun cuando el método para obtener los coeficientes totales de transferencia de calor para estos elementos se difieren hasta el Cap. 20.

No siempre es posible distinguir entre la presencia o ausencia de agitación en un lote de líquido, aun cuando las dos premisas conducen a diferentes requerimientos para alcanzar un cambio de temperatura en el lote en un periodo dado de tiempo. Cuando se instala un agitador mecánico en un tanque o recipiente como en la Fig. 18.1, no cabe la pregunta respecto a si el fluido está agitado. Cuando no hay agitador mecánico pero el liquido se recircula continuamente, la conclusión de si el lote es agitado está a discreción del diseñador. Cuando el elemento calefactor es un intercambiador externo, es más seguro suponer agitación.

En la derivación de las ecuaciones para lotes que se dan en seguida, T se refiere al liquido caliente del lote o al medio calefactor y t se refiere al líquido frío o medio enfriante. Aquí se tratan los siguientes casos :

[1] Bowman, R. A., A. C. Mueller, y W. M. Nagle, *Trans. ASME*, 62, 283-294 (1940).
[2] Fisher, R. C., *Ind. Eng. Chem.*, *36, 939-942* (1944).
[3] Chaddock. R. E., y M. T. Sanders, *Trans. AIChE*, 40, 203-210 (1944).

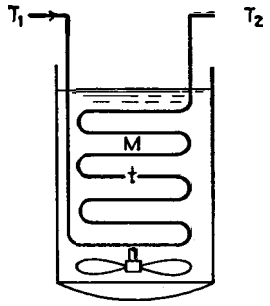


FIG. 18.1. Lote agitado

Calentamiento y enfriamiento de lotes agitados, contracorriente

Serpentín en tanque o recipiente con chaqueta, medio isotérmico
Serpentín en tanque o recipiente con chaqueta, medio no isotérmico

Intercambiador externo, medio isotérmico
Intercambiador externo, medio no isotérmico

Intercambiador externo, líquido añadido continuamente al tanque, medio isotérmico
Intercambiador externo, liquido añadido continuamente al tanque, medio no isotérmico

Calentamiento y enfriamiento de lotes agitados, flujo paralelo-contracorriente

Intercambiador 1-2 externo
Intercambiador 1-2 externo, líquido añadido continuamente al tanque

Intercambiador 2-4 externo
Intercambiador 2-4 externo, liquido añadido continuamente al tanque

Calentamiento y enfriamiento de lotes sin *agitación*

Intercambiador externo en contracorriente, medio isotkrmico
Intercambiador externo en contracorriente, medio no isotérmico
Intercambiador 1-2 externo
Intercambiador 2-4 externo

Calentamiento y enfriamiento de lotes agitados. Hay varios modos de considerar los procesos de transferencia de calor por lotes. Si se desea lograr cierta operación en un tiempo dado, los requerimientos de superficie usualmente se desconocen. Si la superficie de transferencia de calor se conoce como en una instalación existente, el tiempo requerido para la operación usualmente se desconoce. Hay una tercera posibilidad cuando el tiempo y la superficie se conocen pero la temperatura al final del periodo se desconoce. Las siguientes suposiciones están consideradas en la derivación de las Ecs. (18.1) a (18.23):

1. U es constante para el proceso y en toda la superficie.

2. El flujo de líquido es constante.
3. Calores específicos son constantes para el proceso.
4. El medio calefactor o enfriador tiene una temperatura de entrada constante.
5. La agitación produce temperatura uniforme en el lote.
6. No hay cambios parciales de fase.
7. Las pérdidas de calor son despreciables.

Calentamiento y enfriamiento de lotes *agitados: Contracorriente*

SERPENTÍN EN TANQUE O RECIPIENTE CONCHAQUETA, MEDIO CALEFACTOR ISOTÉRMICO. Considere el arreglo de la Fig. 18.1 que consiste de un recipiente agitado que contiene M lb de liquido con calor específico c y temperatura inicial t_1 y que se calienta por un medio condensante a temperatura T_1. La temperatura del lote t_2 a cualquier tiempo θ está dada por el balance diferencial de calor. Si Q' es el número total de Btu transferidos, entonces, por unidad de tiempo

$$dQ = \frac{dQ'}{d\theta} = Mc\frac{dt}{d\theta} = UA\,\Delta t \tag{18.1}$$

$$\text{At} = (T_1 - t) \tag{18.2}$$

$$\frac{dt}{d\theta} = \frac{UA}{Mc}\Delta t \tag{18.3}$$

$$\int \frac{dt}{T_1 - t} = \frac{UA}{Mc}\int d\theta \tag{18.4}$$

Integrando de t_1 a t_2 mientras el tiempo pasa de 0 a θ,

$$\ln\frac{T_1 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{UA\theta}{Mc} \tag{18.5}$$

El uso de una ecuación tal como la Ec. (18.5) requiere el calculo independiente de U para el serpentín o la chaqueta como se muestra en el Cap. 20. Con Q y A fijas para las condiciones de proceso, el tiempo de calentamiento puede calcularse.

SERPENTÍN EN TANQUE O RECIPIENTE ENCHAQUETADO, MEDIO ENFRIANTE ISOTÉRMICO. Los problemas de este tipo generalmente se presentan en procesos a baja temperatura en los que el medio enfriante es un refrigerante que se alimenta al serpentín a su temperatura isotérmica de ebullición. Considere el mismo arreglo que en la Fig. 18.1 conteniendo M lb de liquido con calor especifico C, temperatura inicial T_1 enfriado por un medio vaporizante a temperatura t_1. Si T es la temperatura del lote a cualquier tiempo θ,

$$\frac{dQ}{de} = -MC\,\frac{dT}{d\theta} = UA\,\Delta t \tag{18.6}$$

$$\mathrm{At} = (T - t_1)$$

$$\ln\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_1} = \frac{UA\theta}{MC} \tag{18.7}$$

SERPENTÍN EN TANQUE O RECIPIENTE ENCHAQUETADO, MEDIO CALEFACTOR NO ISOTÉRMICO. El medio calefactor no isotérmico tiene una razón de flujo constante en W y una temperatura de entrada T_1 pero una temperatura de salida variable.

$$\frac{dQ'}{d\theta} = Mc\frac{dt}{d\theta} = WC(T_1 - T_2) = UA\,\Delta t \tag{18.8}$$

$$\mathrm{At} = \mathrm{MLDT} = \frac{T_I - T_2}{\ln\,(T_1 - t)/(T_2 - t)}$$

$$T_2 = t + \frac{T_1 - t}{e^{UA/WC}}$$

Sea $K_1 = e^{UA/WC}$ igualando (a) y (b) de la Ec. (18.8).

$$Mc\frac{dt}{d\theta} = WC\left(\frac{K_1 - 1}{K_1}\right)(T_1 - t)$$

$$\ln\frac{T_1 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{WC}{Mc}\left(\frac{K_1 - 1}{K_1}\right)\theta \tag{18.9}$$

SERPENTÍN EN TANQUE, MEDIO ENFRIANTE NO ISOTÉRMICO:

$$\frac{dQ}{d\theta} = -MC\,\frac{dT}{d\theta} = wc(t_2 - t_1) = UA\,At \tag{18.10}$$

$$K_2 = e^{UA/wc}$$

$$\ln\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_1} = \frac{wc}{MC}\left(\frac{K_2 - 1}{K_2}\right)\theta \tag{18.11}$$

INTERCAMBIADOR DE CALOR EXTERNO, MEDIO CALEFACTOR ISOTÉRMICO. Considere el arreglo de la Fig. 18.2 en el que el fluido del tanque se calienta por un intercambiador externo. Puesto que

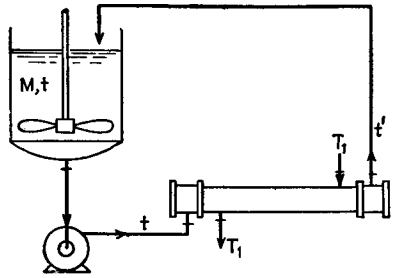


FIG. 18.2. Lote agitado con intercambiador externo I-I

el medio calefactor es isotérmico, cualquier tipo de intercambiador con vapor en la coraza o en los tubos será aplicable. Las ventajas de la circulación forzada en ambas corrientes recomiendan este arreglo.

La temperatura variable t' fuera del intercambiador diferirá de la temperatura variable en el tanque t, y el balance de calor diferencial es dado por

$$\underset{(a)}{\frac{dQ'}{d\theta}} = \underset{(a)}{Mc\,\frac{dt}{d\theta}} = \underset{(b)}{wc(t' - t)} = \underset{(c)}{UA\,At} \qquad (18.12)$$

$$t' = T_1 - \frac{T_1 - t}{e^{UA/wc}}$$

Sea

$$K_2 = e^{UA/wc}$$

$$\ln \frac{T_1 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{wc}{Mc}\left(\frac{K_2 - 1}{K_2}\right)\theta \qquad (18.13)$$

INTERCAMBIADOR EXTERNO, MEDIO ENFRIANTE ISOTÉRMICO:

$$\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_1} = \frac{WC}{MC}\left(\frac{K_1 - 1}{K_1}\right)\theta \qquad (18.14)$$

INTERCAMBIADOR EXTERNO, MEDIO CALEFACTOR NO ISOTERMICO. El balance de calor diferencial está dado por

$$\underset{(a)}{\frac{dQ'}{d\theta}} = \underset{(a)}{Mc\,\frac{dt}{d\theta}} = \underset{(b)}{wc(t' - t)} = \underset{(c)}{WC(T_1 - T_2)} = \underset{(d)}{UA\,\mathbf{At}} \qquad (18.15)$$

Hay dos temperaturas variables, t' y T_2, que aparecen en la MLDT y que deben eliminarse primero. Igualando las Ecs. [18.15, (a) y (b)],

$$t' = t + \frac{Mc}{wc}\frac{dt}{d\theta}$$

Igualando la Ec. (18.15), (a) y (c),

$$T_2 = T_1 - \frac{Mc}{WC}\frac{dt}{d\theta}$$

Sea

$$K_3 = e^{UA\left(\frac{1}{wc} - \frac{1}{WC}\right)}$$

y

$$\ln \frac{T_1 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{K_3 - 1}{M}\,\frac{w\,w\,c}{(K_3 wc - WC)}\,\theta \qquad (18.16)$$

INTERCAMBIADOR EXTERNO, MEDIO ENFRIANTE NO ISOTÉRMICO:

$$K_4 = e^{UA\left(\frac{1}{WC}-\frac{1}{wc}\right)}$$

$$\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_1} = \frac{(K_4 - 1)}{M}\frac{Wwc}{(K_3WC - WC)}\theta \qquad (18.17)$$

INTERCAMBIADOR EXTERNO, LÍQUIDO CONTINUAMENTE AÑADIDO AL TANQUE, MEDIO CALEFACTOR ISOTÉRMICO. Los elementos del proceso se muestran en la Fig. 18.3. El líquido se añade continua-

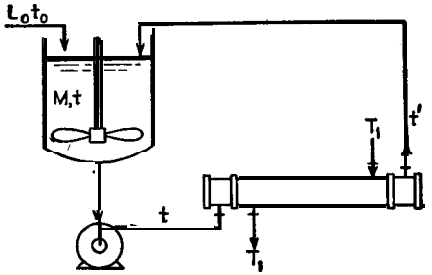


FIG. 18.3. Lote agitado con intercambiador externo 1-1, líquido añadido constantemente

mente al tanque a razón de L_0 lb/h a temperatura constante t_0. Se supone que no se manifiestan fenómenos de calor químicos al anadir el líquido. Puesto que M son las libras de líquido originalmente en el lote y L_0 son libras por hora, el líquido total a cualquier tiempo es $M + L_0\theta$. El balance diferencial de calor es dado por

$$(M + L_0\theta)\frac{dt}{d\theta} + L_0c(t - t_0) = wc(t' - t) \qquad (18.18)$$

Y

$$wc(t' - t) = UA\,\Delta t$$

donde

$$\Delta t = \text{MLDT} = \frac{t' - t}{\ln (T_1 - t)/(T_1 - t')}$$

Resolviendo por t',

$$t' = \left(\frac{K_2 - 1}{K_2}\right)T_1 + \frac{t}{K_2}$$

Sustituyendo en la Ec. 18.18),

$$\int \frac{dt}{w\left(\frac{K_2 - 1}{K_2}\right)(T_1 - t) - L_0(t - t_0)} = \int \frac{d\theta}{M + L_0\theta}$$

$$\ln \frac{t_1 - t_0 - \frac{w}{L_0}\left(\frac{K_2 - 1}{K_2}\right)(T_1 - t_1)}{t_2 - t_0 - \frac{w}{L_0}\left(\frac{K_2 - 1}{K_2}\right)(T_1 - t_2)}$$

$$= \left[\frac{w}{L_0}\left(\frac{K_2 - 1}{K_2}\right) + 1\right] \ln \frac{M + L_0\theta}{M} \quad (18.19)$$

Si la adición del líquido al tanque origina un calor de solución endotérmico o exotérmico, promedio de $\pm q_s$ Btu/lb de líquido, se le puede incluir añadiendo $\pm q_s/c_0$ tanto al numerador como al denominador del lado izquierdo. El suscrito 0 se refiere al líquido de entrada.

INTERCAMBIADOR EXTERNO, LÍQUIDO CONTINUAMENTE AÑADIDO AL TANQUE, MEDIO ENFRIANTE ISOTÉRMICO:

$$(M + L_0\theta)c\frac{dT}{d\theta} + WC(T - T') = L_0C(T_0 - T) \quad (18.20)$$

$$\ln \frac{T_0 - T_1 - \frac{W}{L_0}\left(\frac{K_1 - 1}{K_1}\right)(T_1 - t_1)}{T_0 - T_2 - \frac{W}{L_0}\left(\frac{K_1 - 1}{K_1}\right)(T_2 - t_1)} = \left[1 - \frac{W}{L_0}\left(\frac{K_1 - 1}{K_1}\right)\right] \ln \frac{M + L_0\theta}{M} \quad (18.21)$$

Los efectos de calor de solución pueden incluirse añadiendo $\pm q_s/C_0$ tanto al numerador como al denominador del lado izquierdo.

INTERCAMBIADOR EXTERNO, LÍQUIDO AÑADIDO CONTINUAMENTE AL TANQUE, MEDIO CALEFACTOR NO ISOTÉRMICO. El balance de calor es idéntico al de la Ec. (18.18) para calentamiento, excepto que At está escrito para las temperaturas de entrada y salida del medio calefactor.

$$\Delta t = \text{MLDT} = \frac{(T_2 - t) - (T_1 - t')}{\ln (T_2 - t)/(T_1 - t')} = \frac{(t' - t) - (T_1 - T_2)}{\ln (T_2 - t)/(T_1 - t')}$$

$$(T_1 - T_2)WC = (t' - t)wc = UA\ \text{At}$$

Sea

$$K_5 = e^{\frac{UA}{wc}\left(1 - \frac{wc}{WC}\right)}$$

$$\ln \frac{t_0 - t_1 + \frac{wWC(K_5 - 1)(T_1 - t_1)}{L_0(K_5WC - WC)}}{t_0 - t_2 + \frac{wWC(K_5 - 1)(T_1 - t_2)}{L_0(K_5WC - wc)}} = \left[\frac{wWC(K_5 - 1)}{L_0(K_5Wc - WC)} + 1\right] \ln \frac{M + L_0\theta}{M} \quad (18.22)$$

Los efectos del calor de solución pueden incluirse añadiendo $\pm q_s/c_0$ tanto al numerador como al denominador del lado izquierdo.

INTERCAMBIADOR EXTERNO, LÍQUIDO CONTINUAMENTE AÑADIDO AL TANQUE, MEDIO NO ISOTÉRMICO:

$$K_6 = e^{\frac{UA}{WC}\left(1-\frac{WC}{wc}\right)}$$

$$\ln \frac{T_0 - T_1 - \dfrac{Wwc(K_6 - 1)(T_1 - t_1)}{L_0(K_6wc - WC)}}{T_0 - T_2 - \dfrac{Wwc(K_6 - 1)(T_2 - t_1)}{L_0(K_6wc - WC)}} = \left[\frac{Wwc(K_6 - 1)}{L_0(K_6wc - WC)} + 1\right] \ln \frac{M + L_0\theta}{M} \qquad (18.23)$$

Los efectos del calor de solución pueden incluirse añadiendo $\pm q_s/C_p$ tanto al numerador como al denominador del lado izquierdo.

Calentamiento y enfriamiento de lotes agitados. Flujo paralelo 1-2 contracorriente. Las derivaciones para los casos precedentes incluyeron la suposición 7, que requiere que todos los intercambiadores externos operen en contracorriente. Con medios calefactores y enfriantes no isotérmicos esto no siempre será ventajoso, puesto que sacrifica la construcción y ventajas de funcionamiento de los aparatos de múltiple paso, tales como el intercambiador **1-2. El** intercambiador externo 1-2 puede incluirse usando la diferencia de temperatura como se define por la Ec. (7.37).

$$\frac{UA}{WC} = \frac{1}{\sqrt{R^2 + 1}} \ln \frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \qquad (7.37)$$

donde

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t' - t} = \frac{wc}{WC} \qquad \text{y} \qquad S = \frac{t' - t}{T_1 - t}$$

$$\frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} = e^{(UA/wc)\sqrt{R^2+1}} = K_7$$

$$S = \frac{2(K_7 - 1)}{K_7(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1}) - (R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})} \qquad (18.24)$$

y así S y R son constantes que son independientes de las temperaturas de salida del intercambiador.

CALENTAMIENTO, INTERCAMBIADOR EXTERNO 1-2. Usando el mismo balance de calor definido por la Ec. (18.15),

$$t' = t + \frac{M}{w}\frac{dt}{d\theta}$$

$$S = \frac{t' - t}{T_1 - t} = \frac{(M/w)(dt/d\theta)}{T_1 - t}$$

Reacomodando

$$\int \frac{dt}{T_1 - t} = \frac{Sw}{M} \int d\theta$$

$$\ln \frac{T_1 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{Sw}{M}\theta \qquad (18.25)$$

Donde S se define por la Ec. (18.24)

ENFRIAMIENTO, INTERCAMBIADOR EXTERNO 1-2:

$$\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_1} = S \frac{wc}{MC} \theta \tag{18.26}$$

donde S se define por la Ec. (18.24).

LÍQUIDO CONTINUAMENTE AÑADIDO AL TANQUE. INTERCAMBIADOR EXTERNO 1-2 **CALENTAMIENTO:**

$$(M + L_0\theta)c \frac{dt}{d\theta} = wc(t' - t) - L_0c(t - t_0) \tag{18.27}$$

$$S = \frac{t' - t}{T_1 - t} = \frac{\left(\frac{M}{w} + \frac{L_0\theta}{w}\right)\frac{dt}{d\theta} + \frac{L_0}{w}(t - t_0)}{T_1 - t}$$

Simplificando

$$\frac{dt}{ST_1 + \frac{L_0}{w}t_0 - \left(S + \frac{L_0}{w}\right)t} = \frac{d\theta}{\frac{M}{w} + \frac{L_0\theta}{w}}$$

$$\ln \frac{ST_1 + \frac{L_0}{w}t_0 - \left(S + \frac{L_0}{w}\right)t_1}{ST_1 + \frac{L_0}{w}t_0 - \left(S - \frac{L_0}{w}\right)t_2} = \frac{Sw + L_0}{L_0} \ln \frac{(M + L_0\theta)}{M} \tag{18.28}$$

donde S se define también por la Ec. (18.24). Los efectos de calor de solución pueden incluirse añadiendo $\pm q_s/c_0$ al numerador y denominador del lado izquierdo.

LÍQUIDO CONTINUAMENTE AÑADIDO AL TANQUE, INTERCAMBIADOR EXTERNO 1-2. **ENFRIAMIENTO:**

$$(M + L_0\theta)C \frac{dT}{d\theta} = L_0C(T_0 - T) - WC(T - T') \tag{18.29}$$

$$\frac{1}{Lo + WSR} \ln \frac{L_0T_0 + WSRt_1 - (Lo + WSR)T_1}{L_0T_0 + WSRt_1 - (Lo + WSR)T_2} = \frac{1}{L_0} \ln \left(\frac{M + L_0\theta}{M}\right) \tag{18.30}$$

donde S se define por la Ec. (18.24). Los efectos de calor de solución pueden incluirse añadiendo $\pm q_s/C_0$ al numerador y denominador del lado izquierdo.

CALENTAMIENTO Y ENFRIAMIENTO DE LOTES AGITADOS, FLUJO PARALELO 2-4-CONTRACORRIENTE. La Ec. (8.5) da las relaciones para la verdadera temperatura del intercambiador 2-4. Esto puede arreglarse en términos- de S para dar

$$S = \frac{2(K_s - 1)[1 + \sqrt{(1 - S)(1 - RS)}]}{(K_s - 1)(R + 1) + (K_s + 1)\sqrt{R^2 + 1}} \tag{18.31}$$

y

$$K_s = e^{(UA/2wc)\sqrt{R^2+1}} \tag{18.32}$$

Ya que S no puede expresarse de una manera simple, la Ec. (18.31) puede resolverse por prueba y error, suponiendo diferentes valores de S hasta que se alcanza una igualdad. Las ecuaciones para el calentamiento y enfriamiento son las mismas que aquellas desarrolladas para el intercambiador 1-2, excepto que el valor de S de la Ec. (18.31) reemplaza el valor S de la Ec. (18.24). Los efectos de calor de solución pueden considerarse en la misma forma que para el intercambiador 1-2.

Calentamiento y enfriamiento sin agitación. Se verá en el Cap. 20 que la agitación aumenta los coeficentes de película y, por lo tanto, disminuye el tiempo requerido cuando se calientan o enfrían líquidos mediante serpentines en un tanque. Con intercambiadores externos la presencia de agitación sea o no intencional, aumenta el tiempo requerido para calentamiento o enfriamiento de un lote, Esto puede apreciarse mediante un análisis simple. Refiriéndonos a la Fig. 18.4, el lote con temperatura inicial t pasa a través de un intercambiador externo y se regresa al tanque donde forma una capa de temperatura t_1. Tal podría ser el caso si el líquido fuera re-

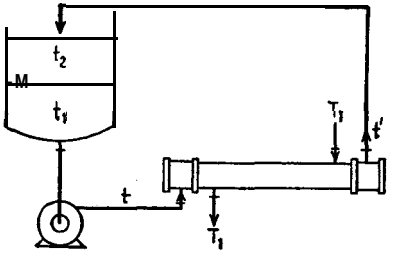


FIG. 18.4. Lote sin agitación

lativamente viscoso o el recipiente alto y angosto. Todo el líquido entra al intercambiador a la temperatura t del tanque durante la circulación inicial y sale con temperatura t,, que es la temperatura de alimentación al intercambiador en la siguiente vuelta. Sin embargo, con agitación, el primer líquido que sale del intercambiador se mezcla con el líquido del lote e inmediatamente aumenta su temperatura sobre la temperatura inicial t. Esto, a su vez, reduce la diferencia de temperatura en el intercambiador y aumenta el tiempo requerido para una transferencia de calor dada.

Suponga que la cantidad inicial del lote es M lb y que se recircula a través del intercambiador a un gasto de w lb/h. Puesto que

hay un cambio de temperatura discreto en cada circulación, el proceso no se describe mediante un cambio diferencial. Si el número de recirculaciones requerido para lograr la temperatura final del lote es N, el tiempo está dado por $\theta = NM/w$.

INTERCAMBIADOR EXTERNO A CONTRACORRIENTE, MEDIO CALEFACTOR ISOTÉRMICO :

$$wc(t_1 - t) = UA \frac{(t_1 - t)}{\ln (T_1 - t)/(T_1 - t_1)}$$

Para la circulación inicial

$$t_1 = T_1 - \frac{1}{K_2} (T_1 - t)$$

Para la primera recirculación

$$t_2 = T_1 - \frac{1}{K_2} (T_1 - t_1)$$

En términos de T_1 y t

$$t_2 = T_1 - \frac{1}{K_2^2} (T_1 - t)$$

o

$$t_N = T_1 - \frac{1}{K_2^N} (T_1 - t) \tag{18.33}$$

Cuando se resuelve para N circulaciones

$$\theta = \frac{NM}{w} \tag{18.34}$$

Se pueden tomar providencias para la adición continua de líquido calculando la temperatura de mezcla al intercambiador después de cada circulación. En tal caso, el lote mismo debe considerarse como aumentando en cada circulación, de manera que la Ec. (18.34) no se aplica a menos de que M se aumente por $L_0\theta$ durante la circulación. El tiempo total será la suma de los individuales calculados arriba.

INTERCAMBIADOR EXTERNO A CONTRACORRIENTE, MEDIO ENFRIANTE ISOTÉRMICO :

$$T_N = t_1 - \frac{1}{K_1^N} (t_1 - T) \tag{18.35}$$

INTERCAMBIADOR EXTERNO A CONTRACORRIENTE, MEDIO CALEFACTOR NO ISOTÉRMICO. La temperatura de salida del lote y del medio calefactor después de cada circulación no se conocen. Este caso no

es tan simple como el precedente con medio isotérmico. Aun cuando la contestación puede expresarse en forma de una serie, su evaluación es tediosa y puede ganarse tiempo mediante el cálculo de los cambios de temperatura después de cada recirculación. Las relaciones de temperatura después de cada recirculación pueden definirse cuando

$$S = \frac{K_9 - 1}{K_9 R - 1} \qquad (18.36)$$

$$K_9 = e^{(UA/wc)(R-1)}$$

Circulación inicial

$$t_1 = t + S(T_1 - t) \qquad (18.37)$$

Recirculación

$$t_2 = t_1 + S(T_1 - t_1)$$

Resuelva para cada circulación introduciendo la temperatura de la circulación precedente.

INTERCAMBIADOR EXTERNO A CONTRACORRIENTE, MEDIO ENFRIANTE NO ISOTÉRMICO. Después de cada recirculación,

$$T_1 = T - S(T - t_1) \qquad (18.38)$$

INTERCAMBIADOR EXTERNO 1-2, CALENTAMIENTO Y ENFRIAMIENTO. Este caso puede calcularse de la misma forma que el precedente pero usando S definido por la Ec. (18.24). Se puede lograr una mayor simplificación usando la gráfica de Ten Broeck (Fig. 7.25). y calculando cada paso separadamente. Se puede considerar la continua adición de líquido en cada paso junto con su calor de solución.

INTERCAMBIADOR EXTERNO 2-4, CALENTAMIENTO y ENFRIAMIENTO. Este es el mismo caso que el precedente, excepto que S se define por la Ec. (18.31) o Fig. 8.7.

EJEMPLO 18.1. Cálculo del calentamiento de un lote. 7 500 gal de benceno liquido bajo presión a 300°F son necesarios para un proceso de extracción en lote. La temperatura de almacenamiento del benceno es **100°F.** Se dispone como medio de calentamiento de 10 000 **lb/h** de un aceite de 28°API a una temperatura de 400°F. La bomba conectada al tanque es capaz de circular 40 000 **lb/h** de benceno. Se dispone para el servicio de un intercambiador de doble tubo limpio con 400 pies? de superficie que en **flujo** a contracorriente da un U_C de 50 calculado para los flujos anteriores.

(*a*) ¿Cuánto tiempo se necesita para calentar el lote agitado usando el intercambiador de doble tubo?

(*b*) ¿Cuánto tiempo se necesitará usando un intercambiador 1-2 con la misma superficie y coeficiente?

(*c*) ¿Cuánto tiempo se necesitará usando un intercambiador 2-4 con la misma superficie y coeficiente?

(d) ¿Cuánto tiempo se necesitará en (*a*) si el recipiente es muy alto y se considera que no está agitado el lote?

Solución:

(a) Esta corresponde a la Ec. (18.16)
Gravedad específica del benceno = 0.88
Calor específico del benceno = 0.48 Btu/(lb)(°F)
$M = 7500 \times 8.33 \times 0.88 = 55000$ lb
$wc = 40000 \times 0.48 = 19\,200$ Btu/(h)(°F)
$WC = 10006 \times 0.60 = 6600$ Btu/(h)(°F)

$$K_3 = e^{UA\left(\frac{1}{wc} - \frac{1}{WC}\right)}$$

$$= e^{\frac{50 \times 400}{19\,200} - \frac{1}{6000}} = 0.101$$

Sustituyendo en la Ec. (18.16)

$$\ln \frac{400 - 100}{400 - 300} = \frac{(0.101 - 1)}{55\,000} \times \frac{40000 \times 6006}{(0.101 \times 6000 - 19\,200)}\theta$$

$$\theta = 5.18 \text{ h}$$

(b) Este caso corresponde a la Ec. (18.25) en la cual S se define por la Ec. (18.24) y θ por la Ec. (18.25).

$$R = \frac{wc}{WC} = \frac{19\,200}{6000} = 3.20$$

$$K_7 = e^{UA/wc}\sqrt{R^2 + 1}$$

$$= e^{\frac{50 \times 400}{19{,}200}\sqrt{3.20^2 + 1}} = 33.1$$

$$S = \frac{2(33.1 - 1)}{33.1(1 + 3.20 + \sqrt{3.20^2 + 1}) - (1 + 3.20 - \sqrt{3.20^2 + 1})} = 0.266$$

$$\ln \frac{400 - 100}{400 - 300} = \frac{0.266 \times 40\,000}{55000}\theta$$

$$\theta = 5.63 \text{ h}$$

(c) Use S de la Ec. (18.31).

$$K_8 = e^{UA/2wc}\sqrt{R^2+1}$$

$$= e^{\frac{100 \times 200}{2 \times 19\,200}\sqrt{3.20^2+1}} = 5.75$$

Resuelva la Ec. (18.35) por prueba y error:

$$S = \frac{2(5.75 - 1)[1 + \sqrt{(1 - S)(1 \quad 3.20S)}]}{(5.75 - 1)(3.2 + 1) + (5.75 + 1)\sqrt{3.20^2 + 1}}$$

$$= 0.282$$

$$\ln \frac{400 - 100}{400 - 300} = \frac{0.282 \times 40006}{55\,000} \times \theta$$

$$\theta = 5.33 \text{ h}$$

(d) Use la Ec. (18.37) y S de la Ec. (18.36).

$$K_9 = e^{UA/wc(R-1)}$$

$$= e^{\frac{50 \times 400}{19\,200}(3.20 - 1)} = 9.87$$

$$S = \frac{K_9 R - 1}{K_9 \quad 9.87 \quad 9.87 \times 3.20 \quad 1 - 1} = 0.299$$

$$t_1 = t + S(T_1 - t) = 100 + 0.29(400 - 100) = 187°F$$
$$t_2 = t_1 + S(T_1 - t_1) = 187 + 0.29(400 - 187) = 249°F$$
$$t_3 = t_2 + S(T_1 - t_2) = 249 + 0.29(400 - 249) = 293°F$$
$$t_4 = t_3 + S(T_1 - t_3) = 293 + 0.29(400 - 293) = 324°F$$

En realidad, se **requiere un** número fraccionario de **recirculaciones. Si** el **problema debe** tratarse desde el punto de vista del **calor** total transmitido al lote, sea

x = circulación fraccional
$293(1 - x) + 234 = 300$
$x = 0.23$
Circulaciones totales = 3 + 0.23 = 3.23

$$e = 3.23 \times \frac{55\,000}{40\,000} = 4.44 \text{ h}$$

Este valor se compara con 5.18 h para el lote agitado.

lb. DESTILACION POR LOTES

Introducción. Los arreglos típicos para una destilación por lotes se muestran en las Figs. 18.5 y 18.6. El depósito del alambique se

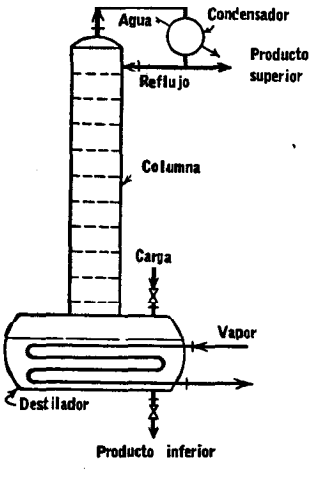


FIG. 18.5. Destilador de lotes calentado por serpentín

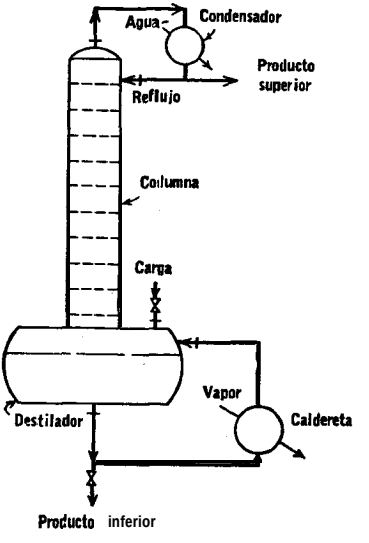


FIG. 18.6. Destilador de lotes con caldereta externa

carga con un lote de líquido a destilar, y se le suministra calor por medio de un serpentín o una caldereta de circulación natural o forzada. En algunas destilaciones a alta temperatura el depósito puede calentarse directamente. La destilación en lotes se emplea usualmente cuando no hay suficiente materia prima para garantizar una

operación continua y los aparatos a menudo son relativamente pequeños. En la destilación por lotes la composición y temperatura de los líquidos residuales varían constantemente, y por lo general lo mismo se aplica al condensado excepto cuando el destilador se ha cargado con o forma mezclas de punto de ebullición constante. En la destilación por lotes es posible obtener una fracción inicial de productos menos volátiles que es más pura que la obtenible con el mismo reflujo en una destilación continua. Esto es particularmente cierto cuando el producto menos volátil se vende en diferentes grados con premio por pureza. También es posible variar constantemente la razón de reflujo para obtener una composición casi uniforme en los productos menos volátiles aun cuando su cantidad disminuya constantemente. Esto último usualmente es muy costoso para usarse de manera general.

El cambio de composición durante la destilación por lotes de una mezcla binaria está dada por la ecuación de Rayleigh,

$$\ln \frac{L_1}{L_2} = \int_{x_2}^{x_1} \frac{dx}{y - x} \tag{18.39}$$

donde L_1 = moles de líquido cargadas al destilador
L_2 = moles de residuo después de la destilación
x_1 = fracción mol del componente volátil en la carga líquida
x_2 = fracción mol del componente volátil en el residuo
y = fracción mol del vapor en equilibrio con x

La temperatura debe obtenerse de una curva de punto de ebullición así no se trata de una mezcla ideal y *no* sigue las leyes de Raoult y de Henry.

La ecuación de Rayleigh no contiene ningún término por unidad de tiempo. El tiempo necesario para la destílacón es, por lo tanto. independiente de cualquier cantidad de alimento. Si un lote representa la acumulación intermitente por varías horas del material que se destila, la velocidad de destilación debe ser tal que en ese tiempo el alambique deba estar vacío y listo para recibir la siguiente carga. Si la destilación se efectúa infrecuentemente, la velocidad de destilación puede determinarse económicamente de una relación óptima entre los cargos fijos y los de operación. En la destilación por lotes el costo por trabajo es particularmente grande, favoreciendo una destilación rápida. Por otra parte, el costo del equipo favorece destilaciones lentas.

La caldereta y el condensador. Las condiciones de diseño para la caldereta y el condensador se basan-en las condiciones limitantes de la operación. Muy a menudo la destilación por lotes se controla

automáticamente mediante un programa o un controlador de tiempos perdidos (véase la Fig. 21.28), de manera que el medio calefactor se suministra a un gasto tal que produce un aumento paulatino en la temperatura de ebullición. Si a un destilador por,lotes se le suministra un medio calefactor tal como vapor de agua a un gasto fijo, mucho de él no se condensaría en la caldereta siguiendo el periodo inicial de vaporización rápida por lo que el residuo se calienta sensiblemente. La carga es una mezcla que tiene componente volátiles que abandonan el residuo a una velocidad decreciente a medida que la destilación progresa. La temperatura de ebullición del residuo, consecuentemente aumenta a medida que los componentes volátiles se terminan. A medida que la carga de calor sensible al destilador aumenta, el coeficiente balanceado de transferencia de calor al residuo disminuye. Suponga que se usa vapor de agua a 300°F para vaporizar una carga que tiene un punto de ebullición inicial de 200°F y la destilación deberá de tenerse cuando el residuo tenga una composición de punto de ebullición de 250°F. Se puede preparar una curva de destilación usando los métodos de los Caps. 13 y 15. Los coeficientes instantáneos pueden calcularse tanto para el principio como para el final partiendo de intervalos adyacentes de alimentación de calor. Al principio, cuando el coeficiente de película y la carga térmica son altos, la diferencia de temperaturas es

$$300 - 200 = 100°F$$

pero a la temperatura final, donde los coeficientes de película y carga térmica son bajos, la diferencia de temperatura es únicamente de 300 − 250 = 50°F. Ambas condiciones deben probarse para U y Δt para determinar cuál requiere mayor superficie.

Los factores que afectan el condensador son diferentes. Usualmente el gasto de agua es constante. Al principio de la destilación la temperatura de los vapores al condensador puede ser cerca de 200°F y el agua, con un rango de 85 a 120°F, provee un MLDT de 96.2°F. Al final de la destilación los vapores al condensador pueden estar cerca de 250°F, correspondiendo a una diferencia de temperatura de 150°F o mayor, y la carga térmica y el rango del agua serán menores. El coeficiente de condensación cambiará poco durante la destilación. La condición limitante para el condensador es, por lo tanto, el principio de la destilación, donde usualmente ocurren la mayor carga térmica y la mínima diferencia de temperatura.

Una práctica común para obtener la carga térmica para la caldereta y el condensador sin recurrir a la curva de destilación, es tomar la carga total de calor y dividir por el tiempo de destilación. Esto dará un promedio ficticio de carga térmica por hora, que es mayor al

finalizar el lote pero es menor que la carga térmica inicial. El valor de Q así obtenido se combina con el valor de U y Δt, tanto al iniciarse como al finalizarse el lote, y se usa la superficie más grande calculada más algún factor de seguridad para errores. Si el elemento calefactor se usa también para precalentar la carga, es casi seguro que el precalentamiento sea factor limitante. El tiempo para precalentar puede obtenerse por algunas de las ecuaciones de la sección precedente.

CALENTAMIENTO Y ENFRIAMIENTO DE SOLIDOS

2*a*. MEDIO DE TEMPERATURA CONSTANTE

Introducción. Desde que aparecieron los primeros trabajos de Fourier,[4] la conducción de calor en sólidos ha atraído el interés y atención de renombrados matemáticos y físicos. Sólo es posible presentar algunos de los casos más simples y representativos y sugerir la naturaleza total del estudio. El lector es remitido a los excelentes libros que se citan abajo." Ahí se trata el tema con gran detalle y se dan soluciones para un número específico de problemas, así como para otros muchos de geometría más compleja.

En el tratamiento de la conducción en estado inestable, los problemas de tipo más simple son aquellos en los que la superficie del sólido alcanza súbitamente una nueva temperatura que es mantenida constante. Esto sólo puede suceder cuando el coeficiente de película de la superficie a algún medio de transferencia de calor isotérmico es infinito, y aun cuando no hay muchas aplicaciones prácticas de este tipo es un importante punto de arranque para la solución de numerosos problemas. Ordinariamente, el calentamiento o enfriamiento involucra un coeficiente de película finito o se desarrolla una resistencia de contacto entre el medio y la superficie de manera que ésta nunca alcanza la temperatura del medio. Más aún, la temperatura de la superficie cambia constantemente a medida que

[4] Fourier, J. B.. "Théorie analytique de la chaleur", 1822.

[5] Boelter. L. M. K., V. H. Cherry, H. A. Johnson y R. C. Martinelli, "Heat Transfer Notes". University of California Press, Berkeley, 1946. Carslaw, H. S., y J. C. Jaeger. "Conduction of Heat in Solids", Oxford University Press, New York, 1947. Grober, H., "Einfuhrung in die Lehre von der Warmeubertragung", Verlag Julius Springer, Berlin, 1928. Ingersoll, L. R., 0. J. Zobel y A. C. Ingersoll, "Heat Conduction with Engineering and Geological Applications", McGraw-Hill Book Company Inc., New York, 1948. McAdams, W. H., "Heat Transmission", 2a. Ed.. McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1942. Schack, A., "Der industrielle Warmeubergang", Verlag Atahleisen, Dusseldorf, 1929: English translation by H. Gddschmidt and E. P. Partridge, "Industrial Heat Transfer", John Wiley & Sons, Inc., New York, 1933. Sherwood, T. K., y C. E. Reed, "Applied Mathematics in Chemical Engineering", McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1939. For a review of more recent methods sea Dusinberre, G. M., "Numerical Analysis of Heat Flow", McGraw-Hill Book Company. Inc., New York, 1949, y Jakob, M.. "Heat Transfer", Vol. 1, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1949.

el sólido se calienta aun cuando la temperatura del medio permanezca constante. Es también posible que la temperatura del medio varíe, pero este tipo de problemas se tratarán separadamente en la siguiente sección. Los casos tratados en esta sección incluyen aquellos con coeficientes de película finitos o resistencias de contacto y aquello con coeficientes infinitos.
Se consideran los siguientes:

Cambio súbito de Ea temperatura de la superficie (coeficiente infinito)

Pared de espesor infinito calentada por un lado
Pared de espesor finito calentada por un lado
Pared de espesor finito calentada por ambos lados (slab)

Barra cuadrada, cubo, cilindro de longitud infinita, cilindro con longitud igual a su diámetro, esfera.

Cambios *debidos al medio que tiene resistencias de contacto*

Pared de espesor finito
Cilindro de longitud infinita, esfera, sólido semiinfinito
Método de Newman para formas comunes y compuestas
Determinación gráfica de la distribución tiempo-temperatura

Pared de espesor infinito calentada por un lado. Una pared de espesor infinito y a una temperatura original uniforme se sujeta a un medio de temperatura constante T_s. Se supone que no hay resistencia de contacto entre el medio y la superficie que hace contacto, de manera que la temperatura de la superficie de la pared es también T_s. Esto difiere también del enfriamiento rápido ordinario (quenching) en el que hay una resistencia de contacto muy definida. La ecuación general para la conducción está dada por la Ec. (2.13). Para una pared de espesor infinito se reduce a flujo de calor unidireccional dado por la Ec. (2.12). El grupo $k/c\rho$ es la difusividad térmica que consiste únicamente de propiedades del material conductor Llamando a este grupo α, la conducción puede representarse por

$$\frac{\partial t}{\partial \theta} = \alpha \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \tag{2.12}$$

Fourier ha indicado que la relación de tiempo-temperatura-distancia para un cuerpo de temperatura uniforme sujeto repentinamente a una fuente de calor será representada por la función exponencial $e^{-p\theta}e^{qx}$, donde p y q son constantes, θ es el tiempo y x la distancia desde la superficie. Con esto como punto de partida es posible establecer cierto número de ecuaciones que describen la variación de la temperatura con el tiempo y distancia a través de un sólido sujeto

repentinamente a una fuente de calor en una de sus caras. Sin embargo, es un requisito que la ecuación que contiene la función exponencial también cumpla con todas las condiciones de frontera impuestas en el sistema. La ecuación más general de este tipo es

$$t = C_1 + C_2x + C_3e^{-p\theta}e^{qx} \tag{18.40}$$

en la que C_1, C_2 y C_3 son constantes. Una modificación de la Ec. (18.40), que describe el caso en cuestión y cumple con numerosas condiciones de frontera, es dada por Schack como

$$t = C_1 + C_2x + C_3\frac{2}{\sqrt{\pi}}\int_{z=0}^{z=x/2\sqrt{\alpha\theta}} e^{-z^2}\,dz \tag{18.41}$$

donde $\frac{2}{\sqrt{\pi}}\int_0^z e^{-z^2}\,dz$ es fácil reconocerlo como el integral de probabilidad o integral de error de Gauss con valores de 0 a 1.0. Las condiciones de frontera para una pared infinita calentada en un solo lado, son que, cuando $x = x$ y $\theta = 0$. $t = t_0$ y, cuando $x = 0$ y $\theta = 0$, $t = T_s$, donde t_0 es la temperatura inicial del sólido que es uniforme. Cuando $x = 0$ y $\theta = 0$, $t = T_s = C_1$ en la que T_s es la temperatura de la cara de la placa que se pone en contacto directo con el medio a temperatura T_s. Cuando x = x y $\theta = 0$, la temperatura de la placa naturalmente posee su temperatura original t_0,0

$$t_{\theta=0} = \mathrm{Cl} + C_2x + C_3 = t_o \tag{18.42}$$

Esto puede ser válido, sin embargo, únicamente si $C_2 = 0$, de otra manera t,, tendría que variar con x mientras que se supone que es uniforme.

Así.

$$t_o = \mathrm{Cl} + C_3$$

0

$$C_3 = t_0 - T_s$$

Sustituyendo por las constantes en la Ec. (18.41)

$$t = T_s + (t_0 - T_s)\frac{2}{\sqrt{\pi}}\int_0^{x/2\sqrt{\alpha\theta}} e^{-z^2}\,dz$$

o en forma abreviada

$$t = T_s + (t_0 - T_s)f_1\left(\frac{x}{2\sqrt{\alpha\theta}}\right) \tag{18.43}$$

donde $f_1\,(x/2\sqrt{\alpha\theta})$ denota el valor de la integral en términos del grupo adimensional $x/2\sqrt{\alpha\theta}$. Los valores de la integral se grafican en la Fig. 18.7. La Ec. (18.43) puede escribirse convenientemente como

$$Y = \frac{T_s - t}{T_s - t_0} = f_1\left(\frac{x}{2\sqrt{\alpha\theta}}\right) \tag{18.44}$$

La Ec. (18.44) es obviamente el medio por el cual puede determinarse la temperatura t a una distancia x y después de un tiempo θ.

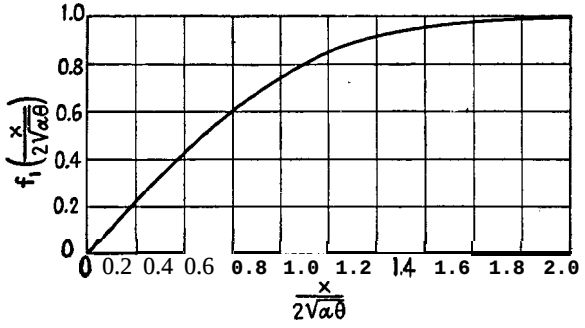


FIG. 18.7. Integral de probabilidad

Un resultado similar puede obtenerse por análisis dimensional. Para unidad de área el flujo de calor puede tomarse de la Ec. (2.5)

$$\frac{dQ}{dA} = k\frac{dt}{dx} \tag{18.45}$$

donde Q es el flujo de calor Btu/h. Para obtener dt/dx de la expresión para t en la Ec. (18.44) la derivada de la integral del error se transforma

$$\frac{\partial}{\partial x}\int_0^{x/2\sqrt{\alpha\theta}} e^{-z^2}\,dz = \frac{e^{-x^2/4\alpha\theta}}{2\sqrt{\alpha\theta}} \tag{18.46}$$

y la Ec. (18.45) se reduce a

$$\frac{Q}{A} = \frac{k(T_s - t_0)}{\sqrt{\pi\alpha\theta}}\,e^{-x^2/4\alpha\theta} \tag{18.47}$$

Valores de la función exponencial se grafican en la Fig. 18.8.

El flujo de calor a través de la superficie se obtiene cuando $x = 0$ o

$$\frac{Q}{A} = \frac{k(T_s - t_0)}{\sqrt{\pi\alpha\theta}} \tag{18.48}$$

y después de θ horas el calor total que ha entrado o salido de la pared será

$$\frac{Q'}{A} = 2k(T_s - t_0)\sqrt{\frac{\theta}{\pi\alpha}} \tag{18.49}$$

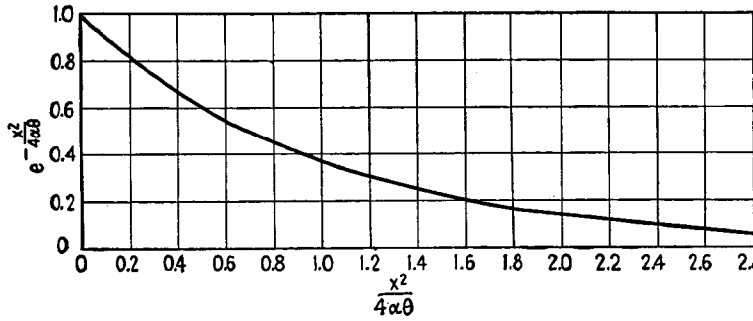


FIG. 18.8. Valores de la función exponencial

donde Q' es el número de Btu.

EJEMPLO 18.2. **Fujo** de calor a través de una pared. Se desea conocer la temperatura de una placa de acero de 4 plg de grueso debajo de su superficie caliente y 4 h después de que su temperatura uniforme de 100°F se **cambió** repentinamente aplicando una temperatura de 1000°F en una de sus caras. **¿Cuánto** calor estará pasando por la pared a ese tiempo, y cuánto habrá pasado durante ese tiempo por la pared?

Solución. Usando la **Ec.** (18.44) :

Propiedades **del acero: Suponga**

$t_{\text{Prom.}} = 500°\text{F}$
$c = 0.12$ Btu/(lb)(°F)
$k = 24.0$ Btu/(h)(pies²)(°F/pie)
$\rho = 488$ lb/pies³
$\alpha = \frac{k}{c\rho} = \frac{24.0}{0.12 \times 488} = 0.41$ pies²/h
$x = \frac{4}{12} = 0.333$ pies
$\theta = 4$

$$-\frac{T_s - t}{T_s - t_0} = f_1\left(\frac{x}{2\sqrt{\alpha\theta}}\right) = f_1\left(\frac{0.333}{2\sqrt{0.41 \times 4}}\right) = f_1(0.130) \qquad (18.44)$$

De la Fig. 18.7, para $x/2\sqrt{\alpha\theta} = 0.130$, $f_1(x/2\sqrt{\alpha\theta}) = 0.142$.

$$t = T_s + (t_0 - T_s) f_1\left(\frac{x}{2\sqrt{\alpha\theta}}\right) \qquad (18.43)$$

$$t = 1000 + (100 - 1000)0.142 = 872°\text{F}$$

El flujo de calor que cruza un plano de 4 plg desde la superficie después de 4 h de aplicar calor está dado por la **Ec.** (18.47).

$$\frac{Q}{A} = \frac{k(T_s - t_0)}{\sqrt{\pi\alpha\theta}} \qquad (18.47)$$

$$\frac{Q}{A} = \frac{24(1000 - 100)}{\sqrt{\pi \times 0.41 \times 4}} = 9525 \text{ Btu/(h)(pies}^2\text{)}$$

El calor total que fluyó a través de un pie cuadrado de superficie en las 4 h está dado por

$$\frac{Q'}{A} = 2k(T_s - t_0)\sqrt{\frac{\theta}{\pi\alpha}} \qquad (18.49)$$

$$= 2 \times 24(1000 - 100)\sqrt{\frac{4}{3\,14 \times 0\,41}} = 76\,000 \text{ Btu/pies}^2$$

Pared de espesor **finito calentada por un lado.** Las ecuaciones desarrolladas en la sección precedente para paredes de espesor infinito pueden también aplicarse con limitaciones a paredes de espesor finito. Si la pared finita es relativamente gruesa, la distribución temperatura-distancia para un periodo corto después de que se ha aplicado calor, será casi la misma que para la pared de espesor infinito. Sin embargo, a medida que se aumenta el tiempo, también aumenta la penetración del calor a través de la pared hacia la cara fría. Schack[6] ha analizado este problema notando que una pared finita puede hacerse que duplique una pared infinita. Esto ocurrirá si el mismo flujo de calor se remueve de la cara más alejada de la pared finita en la forma que ordinariamente fluirá a través de un plano en una pared infinita localizada a la misma distancia de la superficie caliente. Si t_0 es la temperatura en la cara más remota de una pared finita de l pies de grueso, el flujo de calor por pie cuadrado desde la cara remota será

$$Q = h(t - t_0) \qquad (18.50a)$$

Y esto es igual al flujo de calor en una pared infinita a una distancia $x = l$ desde la cara caliente.

$$Q = k(T_s - t_0)\frac{e^{-x^2/4\alpha\theta}}{\sqrt{\pi\alpha\theta}} \qquad (18.505)$$

Igualando las dos ecuaciones la velocidad de remoción de calor requerida para reproducir la distribución de una pared infinita será

$$h = \frac{k(T_s - t_0)e^{-x^2/4\alpha\theta}}{(t - t_0)\sqrt{\pi\alpha\theta}} \qquad (18.51)$$

Si el valor de $l/2\sqrt{\alpha\theta}$ es casi 1.0, el aumento de temperatura en la pared más alejada será muy pequeño. Si el valor de $l/2\sqrt{\alpha\theta}$ excede a 0.6, será posible para muchas aplicaciones industriales usar la Ec. (18.44) directamente a una pared finita.

Pared de espesor **finito calentada por ambos lados.** En un estudio de la distribución de tiempo-temperatura durante el templado de vidrio óptico, Williamson y Adams [7] desarrollaron ecuaciones para

[6] Schack, *obra citada.*
[7] Williamson, E. D., y L. H. Adams, *Phys. Rev.* 14, 94114 (1919).

obtener la temperatura de centro, línea de centro, o plano central de cierto número de formas cuyas superficies fueron expuestas repentinamente a una fuente de calor con un coeficiente de película infinito. Incluidos dentro de éstas se encuentran la placa de ancho infinito, la barra cuadrada, el cubo, el cilindro con longitud infinita, el cilindro con longitud igual al diámetro y la esfera. Ya que solamente en la placa el flujo de calor se presenta a lo largo de un solo eje, se puede esperar que las ecuaciones para las otras formas sean más complejas. Donde el flujo de calor es simétrico, es considerablemente más conveniente usar la línea de centro o plano central como una distancia de referencia. Las condiciones de superficie corresponderán entonces a $\pm l/2$, y la línea 0 plano central a $l/2 = 0$. Williamson y Adams obtuvieron ecuaciones en términos de series de Fourier. Para la placa infinita la ecuación es

$$Y = \frac{T_s - t}{T_s - t_0} = \frac{4}{\pi}\left[e^{-\left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \frac{4\alpha\theta}{l^2}} \operatorname{sen} \pi \frac{x}{l} + \frac{1}{3} e^{-9\left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \frac{4\alpha\theta}{l^2}} \operatorname{sen} \frac{3\pi x}{l} + \frac{1}{5} e^{-25\left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \frac{4\alpha\theta}{l^2}} \operatorname{sen} \frac{5\pi x}{l} + \cdots \right]_1$$

A medida que $4\alpha\theta/l^2$ aumenta, la serie converge más rápidamente hasta que $4\alpha\theta/l^2 = 0.6$ únicamente el primer término es importante. Las soluciones para todas las formas anteriores pueden expresarse mediante términos de series. Williamson y Adams han presentado sus cálculos en la forma simplificada

$$Y = \frac{T_s - t}{T_s - t_0} = f_2\left(\frac{4\alpha\theta}{l^2}\right) \tag{18.52}$$

o

$$t = T_s + (t_0 - T_s) f_2\left(\frac{4\alpha\theta}{l^2}\right) \tag{18.52a}$$

La serie se representa por $f_2(4\alpha\theta/l^2)$, en la que l es la profundidad o diámetro principal y t es la temperatura en el centro, línea central o plano central. Para diversas formas y sus ecuaciones finales respectivas, los valores de $f_2(4\alpha\theta/l^2)$ fueron tabulados por Williamson y Adams y han sido graficados en la Fig. 18.9.

EJEMPLO **18.3. Temperatura en la línea de centro de una flecha.** Calcule la temperatura en la línea del centro de una flecha de acero de 12 plg de diámetro inicialmente a 100°F, 15 min después de que la temperatura de su superficie se cambió bruscamente a 1000°F. Como antes, α puede tomarse como 0.41 pies²/h.

$$\frac{4\alpha\theta}{l^2} = \frac{4 \times 0.41 \times \frac{15}{60}}{(1\frac{2}{12})^2} = 0\ 41$$

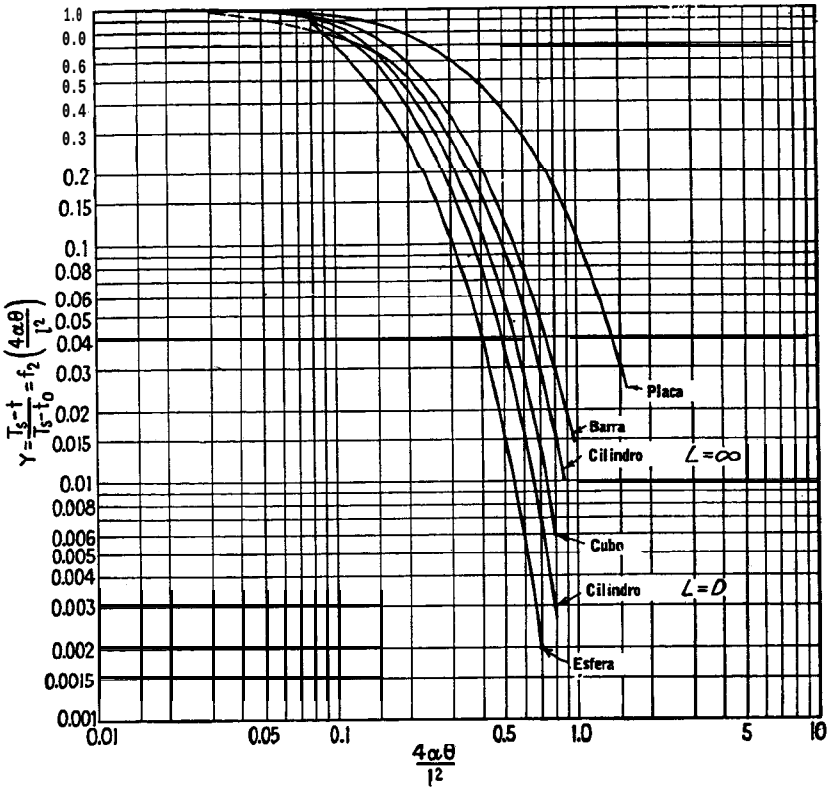


FIG. 18.9. **Gráfica de $f_2(4\alpha\theta/l^2)$ para varias formas**

De la Fig. 18.9 donde $L = \infty$,

$$f_2\left(\frac{4\alpha\theta}{l^2}\right) = 0.155$$

De la Ec. (18.52)

$$t = 1060 + (100 - 1000) \times 0.155 = 860°F$$

Pared de **espesor** finito calentada por un fluido con resistencia de contacto. Esta condición práctica ha sido tratada por Grober[8] junto con la evaluación de las funciones contenidas en las ecuaciones finales. Esto corresponde a un enfriamiento súbito (quenching) en que se considera una resistencia de contacto entre el medio calefactor o enfriador y la cara de la pared o ambas caras en el caso de una placa de ancho infinito de espesor finito. El recíproco de la resistencia de contacto es el coeficiente de transferencia de calor entre el lí-

[8] Grober, *obra citada.*

quido y el sólido, y como ya dijimos, ocasiona que la temperatura de la superficie varíe aun cuando la temperatura del medio calefactor permanezca constante. El método de evaluar el coeficiente de película puede seleccionarse aproximadamente de los métodos establecidos en capítulos anteriores o los del Cap. 20. En muchos casos es difícil obtener un mecanismo análogo para computar 'la transferencia de calor durante la operación de quenching. En un recipiente grande a temperatura casi constante, tal como los que se emplean para el enfriamiento rápido del acero (quenching), el coeficiente limitante entre el aceite y el metal es la convección libre, y varía continuamente con el tiempo a medida que la diferencia de temperatura entre el metal y el aceite disminuye. Considere una placa con una temperatura inicial t_0 que repentinamente se sumerge en un gas o un líquido a temperatura constante T_s. La temperatura de la superficie estará dada por

$$t_{x=0} = T_s + (t_0 - T_s) f_3\left(\frac{4\alpha\theta}{l^2}, \frac{hl}{2k}\right) \tag{18.53}$$

$$Y = \frac{T_s - t}{T_s - t_0} = f_3\left(\frac{4\alpha\theta}{l^2}, \frac{hl}{2k}\right) \tag{18.53a}$$

La temperatura en el plano central será

$$t_{l/2} = T_s + (t_0 - T_s) f_4\left(\frac{\alpha\theta}{l^2}, \frac{hl}{2k}\right) \tag{18.54}$$

0

$$Y = \frac{T_s - t_{l/2}}{T_s - to} = f_4\left(\frac{4\alpha\theta}{l^2}, \frac{hl}{2k}\right) \tag{18.54a}$$

Grober ha evaluado gráficamente- las funciones

$$f_3\left(\frac{4\alpha\theta}{l^2}, \frac{hl}{2k}\right) \qquad \text{y} \qquad f_4\left(\frac{4\alpha\theta}{l^2}, \frac{hl}{2k}\right)$$

que han sido graficadas por Schack como se muestra en las Figs 18.10 y 18.11 para la superficie y centros de formas rectangulares. Cuando se presentan en esta forma se llaman gráficas de Schack.

EJEMPLO 18.4. **Enfriamiento** rápido (Quenching): la gráfica de **Schack.** Molduras de hierro en forma de placas de 10 plg de grueso se mantienen al rojo (1100°F) antes de colgarse verticalmente al aire a 70°F para enfriarse. Se desea iniciar operaciones posteriores después de que han pasado 4 h.

(a) ¿Cuál será la temperatura de superficie después de 4 h?
(b) ¿Cuál será la temperatura en el plano central después de 4 h?

Solución: Para obtener el coeficiente promedio de la placa al aire por radiación y convección, debe hacerse una suposición de la temperatura en la superficie después de 4 h.

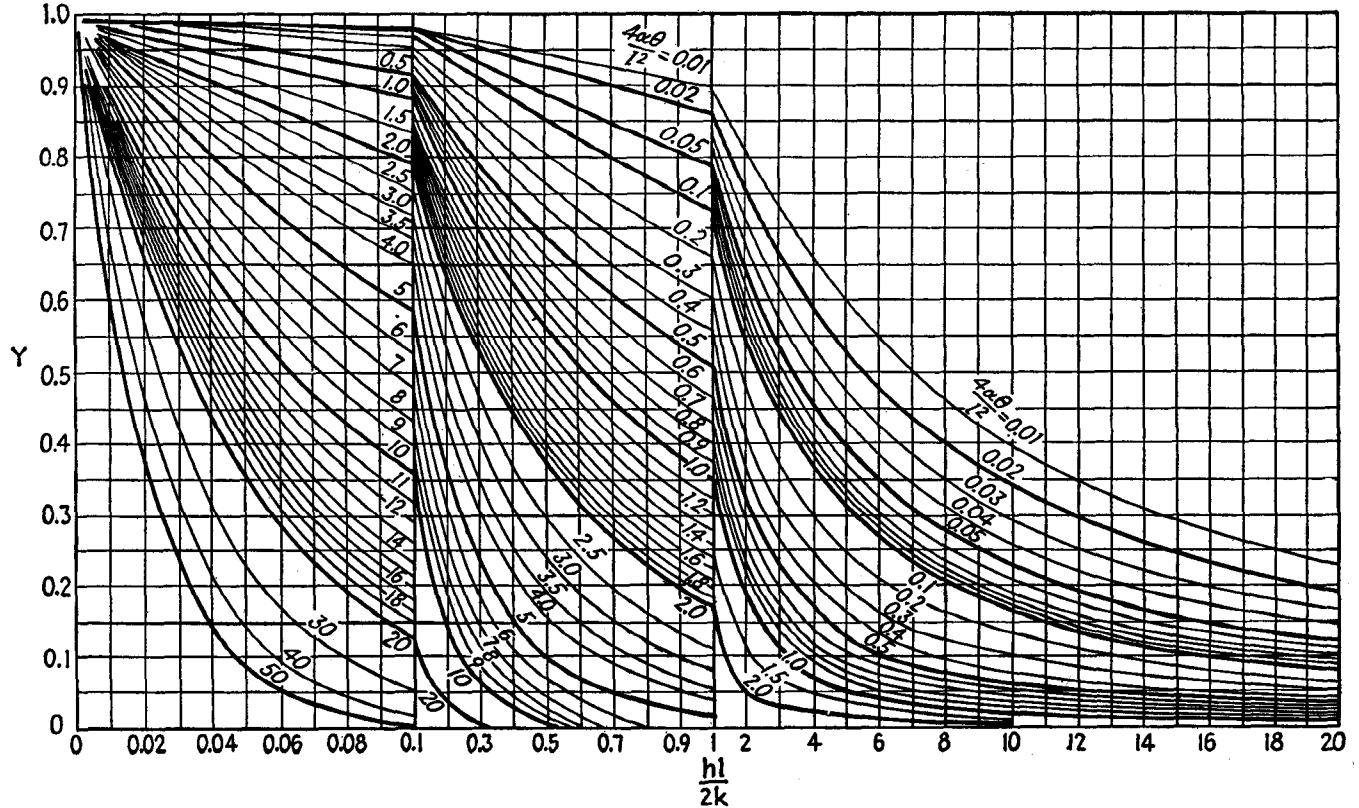


FIG. 18.10. Gráfica para determinar la historia de temperatura en las superficies de formas rectangulares. (*Newman,* ***Industrial*** *Engineering* ***Chemistry,*** *Según Schack)*

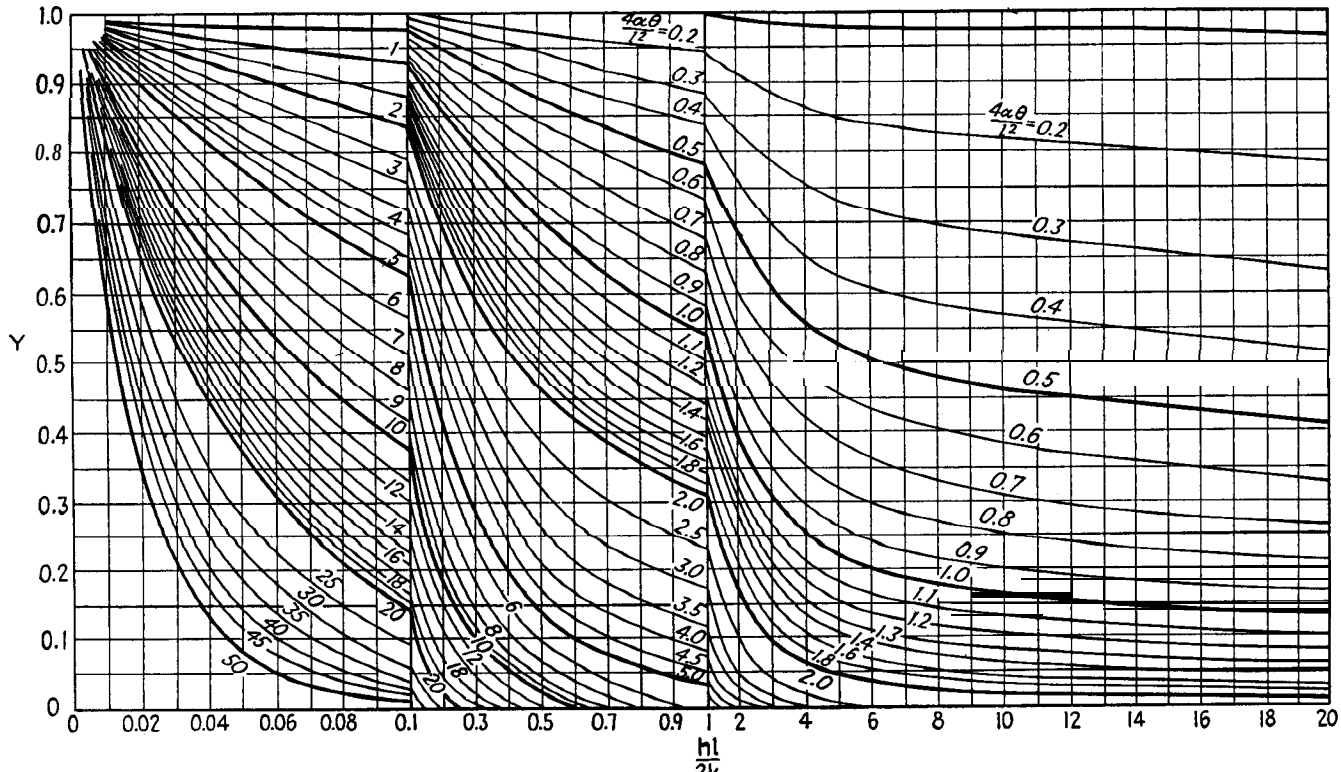


FIG. 18.11. Gráfica para determinar la historia de temperatura de puntos en el centro de formas rectangulares. ***(Newman, Industrial Enyineering Chemistry, Según Schack)***

(a) Suponga que la temperatura después de 4 h es 500°F. El coeficiente de la placa al aire es la suma de los coeficientes de radiación y convección. De las Ecs. (4.32) y (4.33)

$$h_r = \frac{\epsilon\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{T_1 - T_2}$$

donde la temperatura es en °R.

Para el coeficiente inicial a 1100°F,

$$h_r = \frac{0.70 \times 0.173 \times 10^{-8}(1560^4 - 530^4)}{1100 - 70} = 6.9 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)(°F)}$$

De la Ec. (10.10)

$$h_c = 0.3(\Delta t)^{1/4}$$
$$= 0.3(1100 - 70)^{1/4} = 1.7 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)(°F)}$$

Coeficiente inicial total = 6.9 + 1.7 = 8.6 Btu/(h)(pie²)(°F)

Para el coeficiente a las 4 h a 500°F

$$h_r = 2.2$$
$$h_c = 1.35$$

El coeficiente total después de 4 h = 2.2 + 1.35 = 3.55 Btu/(h)(pie²)(°F)

El coeficiente promedio es algo menor que la media de los coeficientes iniciales y finales, puesto que el coeficiente de radiación disminuye rápidamente a medida que la temperatura desciende. La media de los coeficientes da una temperatura de superficie algo mayor que la actual.

Medio de los coeficientes, $h = (8.6 + 3.55)/2 = 6.1$ Btu/(h)(pie²)(°F)

Del Apéndice, $k = 27$, c = 0.14, y $\rho = 490$ (aproximadamente)

$$\alpha = \frac{k}{c\rho} = \frac{27}{0.14 \times 490} = 0.394$$

$$\frac{4\alpha\theta}{l^2} = \frac{4 \times 0.394 \times 4}{(10/12)^2} = 9.1$$

$$\frac{hl}{2k} = \frac{6.1 \times (10/12)}{2 \times 27} = 0.094$$

$$t_{x=0} = T_s + (t_0 - T_s) f_3\left(\frac{4\alpha\theta}{l^2}, \frac{hl}{2k}\right)$$
$$= 70 + (1100 - 70) f_3(9.1, 0.094) \qquad (18.53)$$

De la Fig. 18.10, $f_3(9.1, 0.094) = 0.42$

$$t_{x=0} = 70 + (1100 - 70)0.42 = 502°\text{F}$$

(b) La temperatura en el plano central está dada por

$$t_{l/2} = T_s + (t_0 - T_s) f_4\left(\frac{4\alpha\theta}{l^2}, \frac{hl}{2k}\right)$$
$$= 70 + (1100 - 70) f_4(9.1, 0.094) \qquad (18.54)$$

De la Fig. 18.11, $f_4(9.1, 0.094) = 0.43$

$$t_{x=0} = 70 + (1100 - 70)0.43 = 512°\text{F}$$

Formas finitas y semiinfinitas calentadas por un fluido con resistencia de contacto. Refiriéndose a las Ecs. (18.52~) o (18.53~) Gurney y Lurie [9] notaron que las relaciones para el calentamiento de varias formas con fluidos que tienen coeficientes de película finitos. o infinitos, podían representarse por cuatro grupos adimensionales $4\alpha\theta/l^2$, $(T_s - t)/(T \cdot \quad t_0)$, $2k/hl$ *y* $2x/l$. Con estos parámetros adimensionales hicieron gráficas para la pared finita (placa), cilindro de longitud infinita, esfera y sólido semiinfinito. Estas gráficas se reproducen en las Figs. 18.12 a 18.15. Las gráficas de Gurney-Lurie son particularmente útiles ya que permiten el cálculo de la temperatura no únicamente en la superficie y centro del objeto, sino que también a punto intermedios. La ordenada Y es idéntica con la de la carta de Schack para la misma forma. Sin embargo, las gráficas de Gurney-Lurie son más difíciles de interpolar que las de Schack. El caso de sólido semiinfinito es idéntico con el de la placa para el breve periodo inicial antes de que **el** flujo de calor haya alcanzado el centro de la placa. El uso de estas gráficas se demuestra por la 'solución de un problema ilustrativo.

EJEMPLO **18.5. Gráfica de Gumey-Lurie. Flechas de acero** circulares de 8 plg de diámetro y 12 pies de longitud, inicialmente a **400°F**, se enfrían en aceite antes de maquinarse. El aceite se mantiene a temperatura constante de 200°F mediante un enfriador. El coeficiente promedio para convección libre desde un tubo de 8 plg a un aceite **con** las propiedades del que aquí se usa, es de 50 **Btu/(h)(pie²)(°F).**

¿Cuál es **la** temperatura a 2 plg, debajo de la superficie después de 15 **min?**

Solución. Esto corresponde a un cilindro de largo infinito, y se usará la Fig. 18.13. α se evaluará a la temperatura media de 300°F.

$$k = 25 \qquad c = 0.12 \qquad \rho = 490$$

$$\alpha = \frac{k}{c\rho} = \frac{25}{0.12 \times 490} = 0.425$$

$$\frac{4\alpha\theta}{l^2} = \frac{4 \times 0.45 \times 15/60}{(8/12)^2} = 1.01$$

$$\frac{2x}{l} = \frac{4}{8} = 0.5$$

$$\frac{1}{Nu} = \frac{2k}{hl} = \frac{2 \times 25}{50 \times 8/12} = 1.5$$

De la Fig. 18.13

$$y = 0.31 = \frac{T_s - t}{T_s - t_0}$$

$$t_{x=2\,\text{plg}} = 400 + 0.31(200 - 400) = 338°F$$

Método de Newman para formas comunes y compuestas. Muchos **de** los objetos que, por lo regular, se someten a enfriamiento rápido (quenching) no corresponden a las formas simples a que se ha hecho

[9] Gurney, H. P.. y J. Lurie, *Ind. Eng. Chem.*, *15.* 1170 (1923).

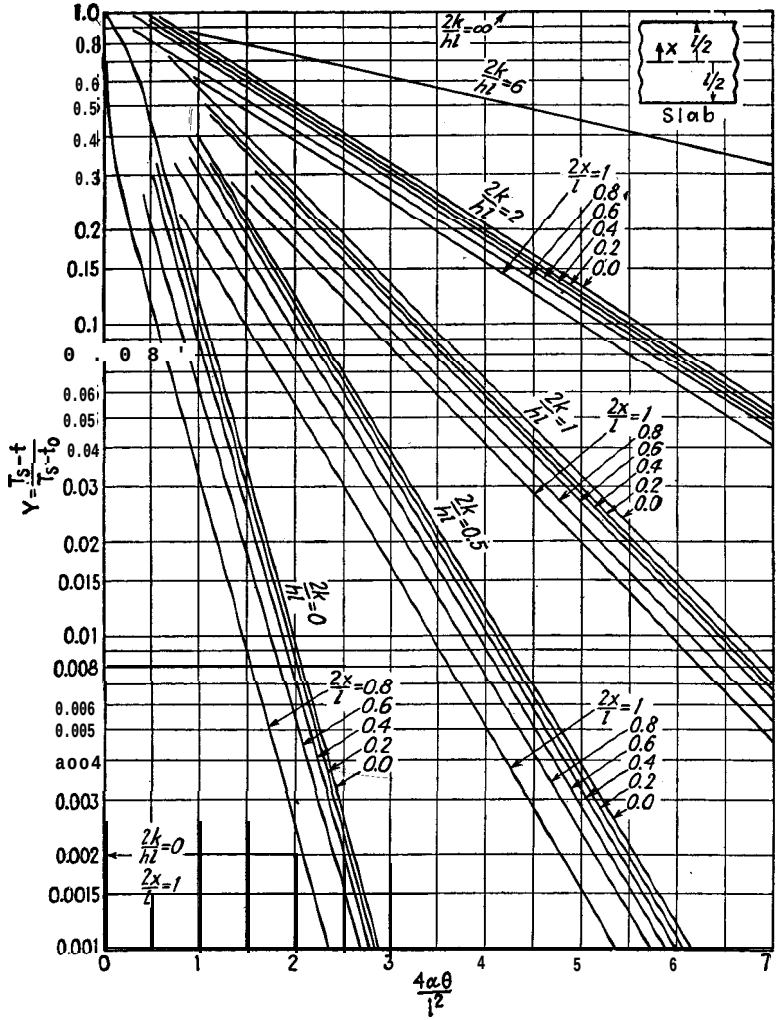


FIG. **18.12. Gráfica de Gurney-Lurie para placa**

referencia. **Dentro** de las formas **comunes** están la barra rectangular, ladrillo (paralelepípedo rectangular) y el cilindro corto de longitud finita. Para el flujo de calor a lo largo del ejex solamente, la temperatura del objeto se define por Y o $Y_x = (T_s - t)/(T_s - t_0)$, donde el suscrito x indica la dirección del flujo de calor. El centro del objeto se toma como punto de referencia. En una barra rectangular larga cuya sección transversal se estima en las direcciones x y y, Newman [10] ha probado que la temperatura en cualquier punto de la

[10] **Newman, A. B.,** *Trans. AIChE, 27. 203* **(1931).**

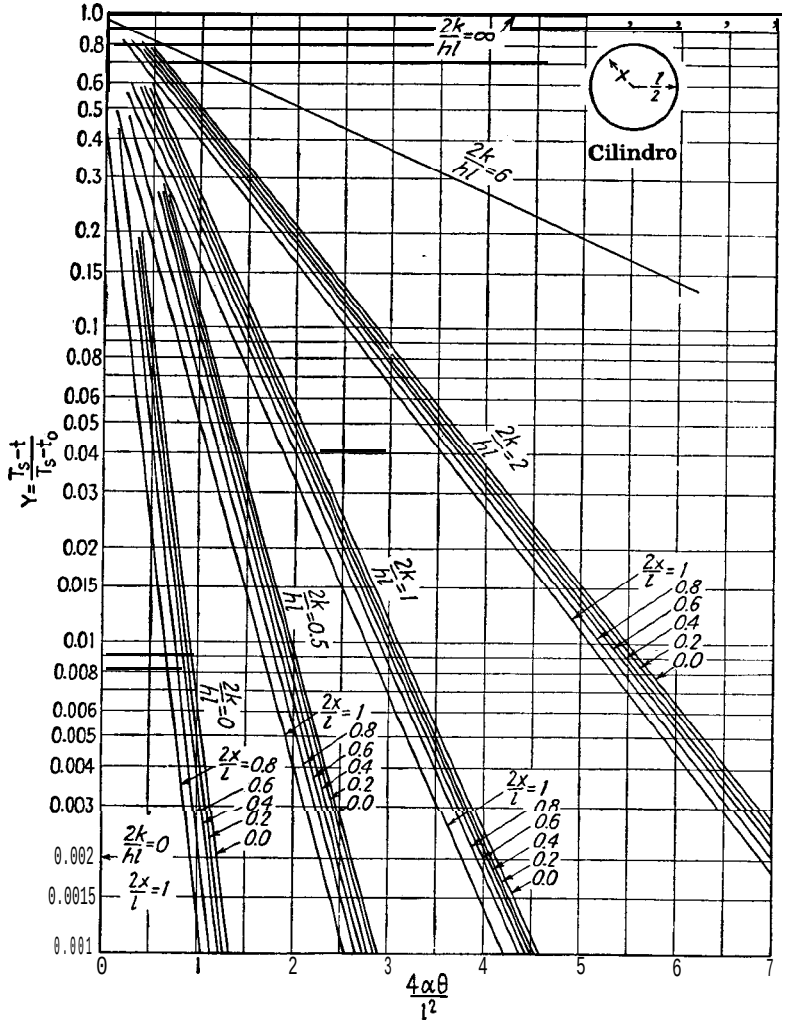


FIG. **18.13. Gráfica de Gumey-Lurie para cilindros**

sección transversal está dada por $(T_s - t)/(T_s - t_0) = Y_x Y_y$, donde tanto Y_x como Y_y han sido calculados para el flujo de calor a través de una placa finita. Similarmente, para un ladrillo cuya sección transversal se estima por x y y, la temperatura en cualquier punto puede ser definida por $(T_s - t)/(T_s - t_0) = Y_x Y_y Y_z$, donde el valor de Y_z ha sido determinado para la dimensión más grande del ladrilllo como una placa con flujo de calor en dirección z. Para un cilindre de longitud finita, si la longitud es l_x y el diámetro es l_z, la temperatura puede definirse por

$$\frac{T_s - t}{T_s - t_0} = Y_x Y_z.$$

En objetos de longitud finita, si uno de los planos de las caras se aísla en contra del flujo de calor, el cálculo se trata como se indicó anteriormente, excepto en que el eje cero o punto de referencia se mueve hacia la pared aislada en lugar del centro y la distancia perpendicular a la cara aislada se dobla (l en lugar de $l/2$). Si se aíslan un par de caras paralelas, de manera que no haya flujo neto de calor en la dirección x, y o z, la dirección completa se omite. Si-

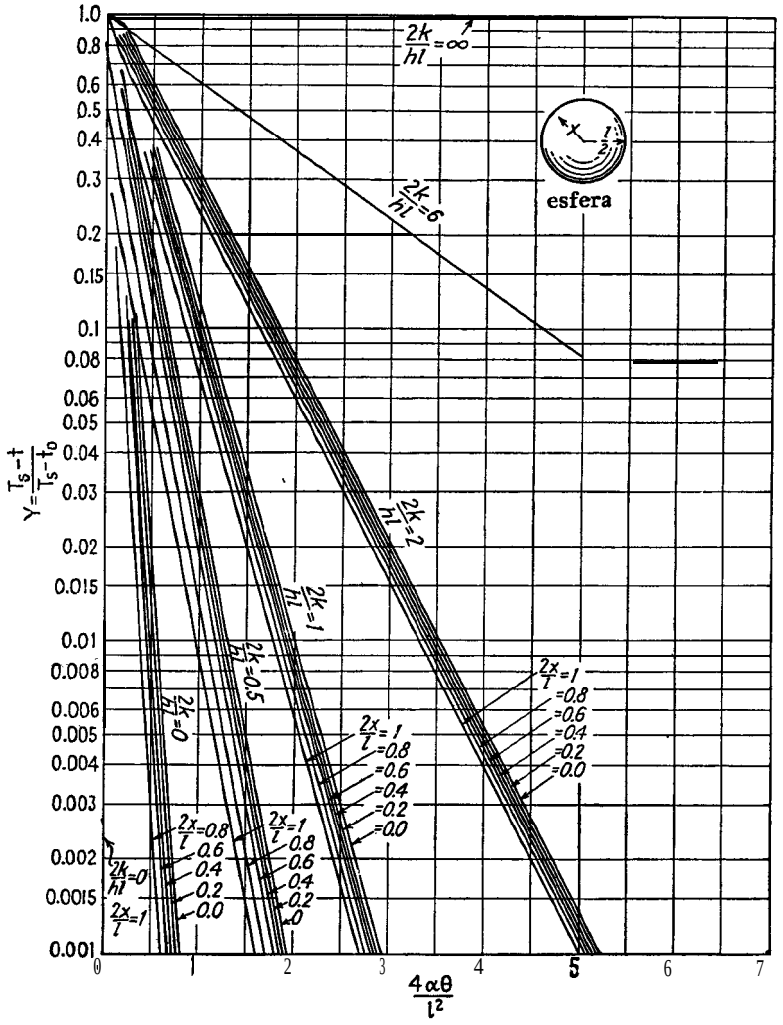


FIG. 18.14. Gráfica de Gurney-Lurie para esferas

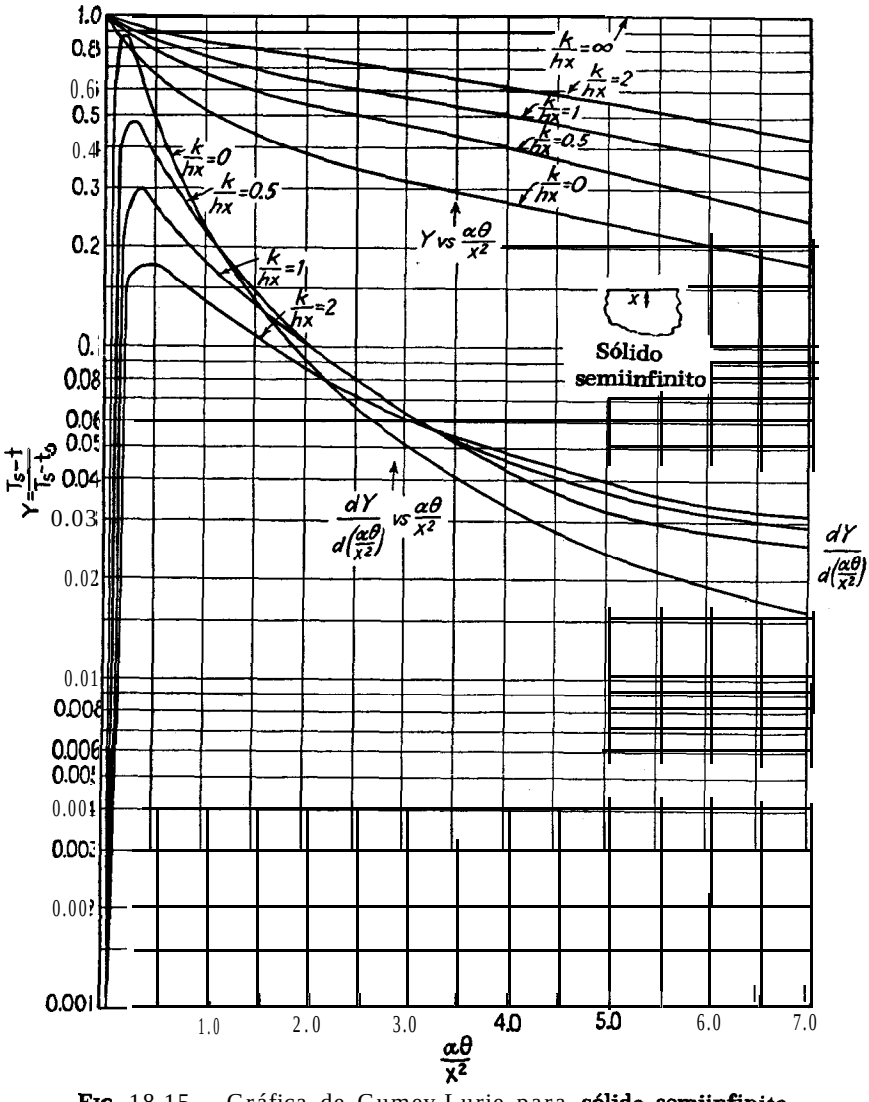


FIG. 18.15. Gráfica de Gumey-Lurie para **sólido semiinfinito**

milarmente, es posible que el coeficiente de película a las diferentes caras de un objeto pueda no ser idéntico en todos lados, puesto que el flujo del fluido puede ser paralelo en algunas superficies y perpendicular en otras. Esto no interferirá con la solución del problema para objetos que tienen caras paralelas en cuanto a que el coeficiente de cualesquiera dos caras paralelas es el mismo y se mantiene la simetría de flujo de calor con respecto al centro. Los valores de Y

para estas formas se pueden obtener de las gráficas de Schack o Gurney-Lurie para placa finita o cilindro infinito, de las que las formas complejas se pueden derivar. Una gráfica de Schack para cilindros infinitos ha sido preparada por Newman. [11]

Para ilustrar este método, considere un ladrillo que tiene las dimensiones de l_x, l_y y l_z en las direcciones x, y, y z respectivamente. Las distancias extremas de las caras del ladrillo estimadas desde el centro son $l_x/2$, $l_y/2$ y $l_z/2$. En el centro es claro que $l_z/2 = 0$, $l_y/2 = 0$ y $l_z/2 = 0$. Para el cilindro, -las dimensiones en la circunferencia son $l_x/2$ y las terminales paralelas $l_z/2$.

EJEMPLO **18.6. Aplicación del método de Newman al calentamiento de un** ladrillo. Este problema hace uso de los datos de un ejemplo de Newman con valores numéricos obtenidos de las gráficas de Gumey-Lurie.

Un ladrillo refractario de 9 × 4.5 × 2.5 plg inicialmente a 70°F se suspende en una chimenea por la cual salen gases de combustión a 300°F a una velocidad tal que el coeficiente de película resultante para todas las caras es 4.1 Btu/(h)(pie²)(°F). Estime las temperaturas en los siguientes puntos al finalizar 1 h: (a) centro del ladrillo, (b) cualquier esquina del ladrillo, (c) el centro de la cara de 9 × 4.5 plg, (d) el centro de la cara de 9 × 2.5 plg, (e) el centro de la cara de 4.5 × 2.5 plg, (f) el centro de los ejes mayores.

Se dan los siguientes datos:

$k = 0.3$ Btu/(h)(pies²)(°F/pie)
$\rho = 103$ lb/pie³
$c = 0.25$ Btu/(lb)(°F)

Solución.

$$\alpha = \frac{k}{c\rho} = \frac{0.3}{0.25} \times 10.3 = 0.01164 \text{ pies}^2/\text{h}$$

$$\frac{4\alpha\theta}{l_x^2} = \frac{4 \times 0.01164 \times 1.0}{(9/12)^2} = 0.0828 \qquad \frac{2k}{hl_x} = \frac{2 \times 0.3}{4.1 \times 9/12} = 0.195$$

$$\frac{4\alpha\theta}{l_y^2} = \frac{4 \times 0.01164 \times 1.0}{} = 0.3313 \qquad \frac{2k}{hl_y} = \frac{2 \times 0.3}{4.1 \times} = 0.390$$

$$\frac{4\alpha\theta}{l_z^2} = \frac{4 \times (4.5/12)^2 \times 1.0}{(2.5/12)^2} = 1.073 \qquad \frac{2k}{hl_z} = \frac{2 \times 4.5/12 \; 0.3}{.1 \times 2.5/12} = 0.702$$

De la Fig. 18.12

Al centro	A la superficie
$\frac{2x}{l} = 0$	$\frac{2x}{l} = 1.0$
$Y_x = 0.98$*	$Y_x = 0.325$'
$Y_y = 0.75$	$Y_y = 0.29$
$Y_z = 0.43$	$Y_z = 0.245$

Para todos los casos,

$$Y = \frac{T_r - t}{T_g - t_0} = \frac{300 - t}{300 - 70} = \frac{300 - t}{230}$$

[11] Newman, A. B.. *Ind. Eng. Chem., 28. 545-548 (1936).*

* Estos valores se leen más fácilmente en las gráficas de Schack.

(a) Centro del ladrillo ($l_x = 0$; $l_y = o$; $l_z = 0$):

$$\frac{300 - t}{230} = 0.98 \times 0.75 \times 0.43 = 0.316$$

$t = 227.4°F$

(b) Esquina del ladrillo ($l_x/2, l_y/2, l_z/2$) :

$$\frac{300 - t}{230} = 0.325 \times 0.29 \times 0.245 = 0.023$$

$t = 294.7°F$

(c) Centro de la cara 9 × 4.5 plg ($l_x/2 = 0$, $l_y/2 = 0$, $l_z/2$):

$$\frac{300 - t}{230} = 0.98 \times 0.75 \times 0.245 = 0.18$$

$t = 258.5°F$

(d) Centro de **la** cara **de 9 X 2.5 plg** ($l_x/2 = 0$, $l_y/2$, $l_z/2 = 0$):

$$\frac{300 - t}{230} = 0.98 \times 0.29 \times 0.43 = 0.122$$

$t = 272°F$

(e) Centro de la cara 4.5 X 2.5 plg ($l_x/2$, $l_y/2 = 0$, $l_z/2 = 0$):

$$\frac{300 - t}{230} = 0.325 \times 0.75 \times 0.43 = 0.105$$

$t = 275.8°F$

(f) Centro de los ejes mayores ($l_x/2 = 0$, $l_y/2$, $l_z/2$):

$$\frac{300 - t}{230} = 0.98 \times 0.29 \times 0.245 = 0.0695$$

$t = 284°F$

Determinación gráfica de la distribución tiempo-temperatura. La distribución tiempo-temperatura para muchos problemas prácticos no ha aparecido en la literatura debido a que sus soluciones son te diosas o la matemática extremadamente compleja. Un método con-*ciso* y útil para tratar tales casos gráficamente ha sido desarrollado por E. Schmidt.[12] Considere una placa de ancho infinito y espesor finito en la que el calor fluye únicamente en el sentido del espesor. Como antes, la correlación tiempo-temperatura puede obtenerse por solución de la ecuación básica de la conducción

$$\frac{dt}{d\theta} = \alpha \frac{d^2t}{dx^2} \tag{2.12}$$

La temperatura en la placa en cualquier punto es una función del tiempo y la distancia. Divide la placa en un cierto número de incrementos de distancia Δx pies cada uno, y considere un incremento del tiempo $\Delta\theta$. A una distancia constante x de una de las caras de la placa, el incremento del cambio de temperatura durante un tiempo finito $\Delta\theta$ puede indicarse por At,. Para un valor constante de θ

[12] E. Schmidt. "Foppls Festschrift" Págs. 179-189, Verlag Julius Springer, Berlín. 1924. Véase particularmente, Sherwood y Roed, obra citada. Págs. 241-255.

la variación de la temperatura con x puede indicarse por Δt_x. La Ec. (2.12) puede escribirse

$$\frac{Ate}{\Delta\theta} = \alpha \frac{\Delta^2 t_x}{\Delta x^2} \tag{18.55}$$

o reacomodando

$$\Delta t_\theta = \alpha \frac{\Delta\theta}{\Delta x^2} \Delta^2 t_x \tag{18.56}$$

Refiriéndonos a la Fig. 18.16 en la que la placa se divide en incrementos de distancia Ax, sea $t_{n,m}$ la temperatura a un incremento de distancia n del origen $n\Delta x$ después de m incrementos de tiempo,

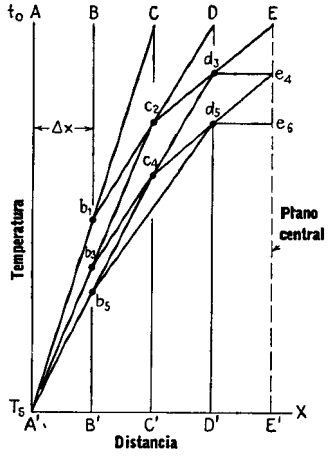


FIG. 18.16. Gráfica del método de Schmidt

$m\Delta\theta$. Cuando x es constante, el cambio de temperatura con el tiempo en el plano $m\Delta x$ desde la superficie es

$$\Delta t_\theta = t_{n,m+1} - t_{n,m} \tag{18.57}$$

Cuando θ es una constante, la variación de la temperatura con la distancia es

$$\text{At,} = t_{n+1,m} - t_{n,m} \tag{18.58}$$

y para el segundo cambio o diferencia entre dos diferencias

$$\Delta^2 t_x = \Delta(\Delta t_x) = (t_{n+1,m} - t_{n,m}) - (t_{n,m} - t_{n-1,m}) \tag{18.59}$$

Sustituyendo éstas en la Ec. (18.56),

$$t_{n,m+1} - t_{n,m} = \alpha \frac{\Delta\theta}{\Delta x^2} [(t_{n+1,m} - t_{n,m}) - (t_{n,m} - t_{n-1,m})] \tag{18.60}$$

Si los incrementos de distancia y tiempo se toman de manera que

$$\alpha \frac{\Delta\theta}{\Delta x^2} = \frac{1}{2} \tag{18.61}$$

La Ec. (18.60) se reduce a

$$t_{n,m+1} = \tfrac{1}{2}(t_{n+1,m} + t_{n-1,m}) \tag{18.62}$$

La Ec. (18.62) es la base del método gráfico. Implica que la temperatura en cualquier y a cualquier tiempo es el medio aritmético de las dos temperaturas a + y − Ax durante el incremento de tiempo precedente AB. Una línea recta trazada a través de los valores de las temperaturas a $(n - 1)$ AX y $(n + 1)$ Ax intersecta la mediana vertical en el medio aritmético donde las temperaturas a $(n - 1)\Delta x$ y $(n + 1)\Delta x$ fueron las dos temperaturas previas.

El método completo está ilustrado en la Fig. 18.16. Considere un objeto simétrico tal como una placa infinita a la temperatura 'inicial t_0 sujeta repentinamente por ambas caras a un medio enfriante con una resistencia de contacto cero y temperatura T_s. El flujo de calor es a lo largo del eje x. Puesto que la distribución de temperatura respecto al plano central es simétrica, solamente se necesita considerar la mitad de la placa y esta porción bajo consideración es la que se divide en incrementos de distancia mostrados por las líneas verticales. Si la temperatura inicial después del contacto es T_s a 0 y la temperatura es t_0 a C, entonces en el incremento Posterior de tiempo $\Delta\theta$ la temperatura en el plano B-B' será el medio aritmético de t_0 y T_s, b_1. Los puntos C, D y E permanecen sin cambiar durante el primer incremento. Durante el segundo incremento de tiempo la temperatura a C en el plano C-c" baja a c_2, D y E permanecen los mismos. Durante el tercer incremento de tiempo, la temperatura b_1 baja a b_3 y la temperatura en D baja a d_3. Durante este incremento la temperatura en el plano central no cambia, puesto que es la media de los valores a $\pm\Delta x$ del plano central, que están aún a t_0. Durante el cuarto incremento la temperatura en C baja de c_2 a c_4, pero la temperatura en el plano central e_4 es la media de dos valores idénticos de d_3 a $\pm\Delta x$ del plano central y, por lo tanto, está situada en una línea horizontal. El procedimiento puede continuarse indefinidamente con cada linea horizontal a través del plano central representando dos incrementos de tiempo.

EJEMPLO 18.7. Determinación gráfica de la distribución de tiempo-temperatura. Una placa de acero de 20 plg de espesor y a una temperatura inicial de 500°F se sujeta repentinamente a una temperatura de 100°F en ambos lados. ¿Cuál es la distribución de temperatura después de 20 min?

Solución Por simplicidad tome $\alpha = 0.40$ pies²/h. Tome incrementos de distancia Δx de 2 plg.

$$\Delta x = 2/12 = 0.167 \text{ pies}$$

De las condiciones de la Ec. (18.61) tome los incrementos de tiempo tales que $\alpha(\Delta\theta/\Delta x^2) = \frac{1}{2}$.

$$\Delta\theta = \frac{0.1672}{2 \times 0.40} = 0.035 \text{ h } 0 \text{ 2.1 min}$$

Número de pasos requeridos = 20/2.1 = 9.5.

En la Fig. 18.17 la mitad de la placa se divide en incrementos de distancia de 2 plg y los intervalos de tiempo se trazan consecuentemente. Después de 9 incrementos de tiempo correspondientes a $9 \times 2.1 = 18.9$ min, la temperatura en el plano central es de 413°F. Después de ll incrementos o 23.1 min es de 383°F. El valor a 20 min puede obtenerse graficando una curva tiempo-temperatura para el plano central solamente de la que se obtiene un valor de 406°F.

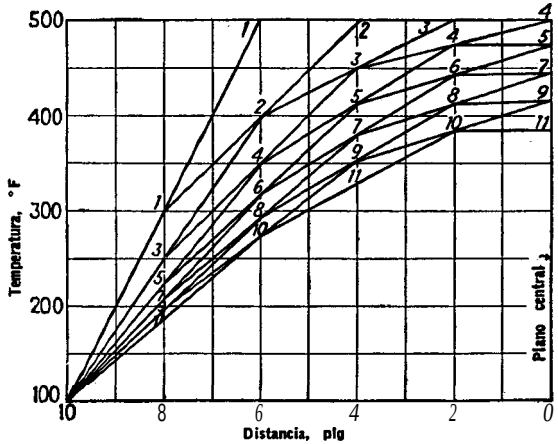


FIG. 18.17. Solución del Ej. 18.7 por el método de Schmidt

Distribuición del tiempo-temperatura con resistencia de contacto. Los ejemplos en los que la fuente de calor se aplica con resistencia de contacto despreciable son extremadamente raros. Schmidt desarrolló un método gráfico para una placa cuando el coeficiente de película en ella fue finito. Sherwood y Reed [13] dan una presentación excelente de este método. La presencia de un coeficiente de película finito o resistencia de contacto, indica que tiene lugar una caída de temperatura entre la temperatura en el cuerpo del medio a T_s y la temperatura de la placa t_f. El balance de calor a través de la superficie es dado por

$$k \left(\frac{dt}{dx}\right)_{x=0} = h(T_s - t_f) \tag{18.63}$$

[13] Sherwood y Reed, *obra citada*.

donde T_s es de nuevo la temperatura del medio y t_f es la temperatura de superficie. De acuerdo con esto, el gradiente de temperatura a través de la superficie es dado por

$$\left(\frac{dt}{dx}\right)_{x=0} = \frac{T_s - t_f}{k/h} \tag{18.64}$$

Cualquier línea que corte la superficie de la placa en coordenadas t vs. x tal como en la Fig. 18.16, debe tener, consecuentemente, una pendiente numérica de $(T, - t_f)/(k/h)$. Refiriéndonos a la Fig. 18.18, una placa se divide en incrementos de distancia AX, excepto que ellos se marcaron desfasados, de manera que la superficie de la placa corresponde a la mitad de un incremento de distancia. La razón de esto se hará evidente a medida que progresa la construcción.

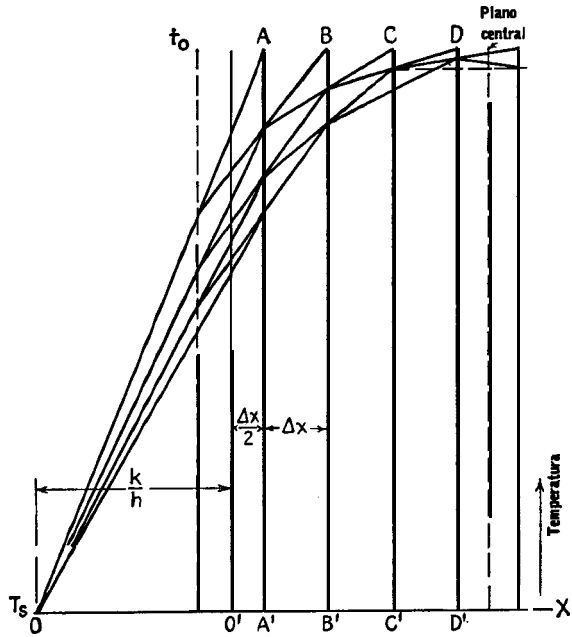


FIG. 18.18. Método de Schmidt con resistencia de contacto

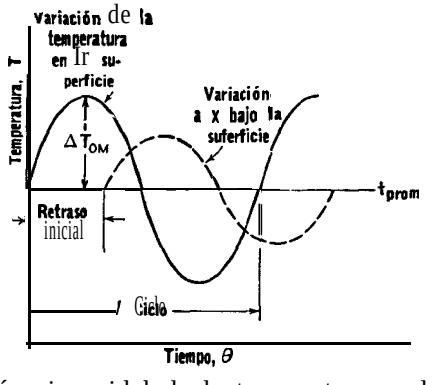
En seguida, el origen 0 se desplaza a una distancia k/h pies a la izquierda de la superficie y a la temperatura T_s. La pendiente de la línea trazada desde el origen 0 a través del plano superficial tiene entonces una pendiente $(T, - t_f/)(k/h)$. Construyendo la vertical a $\Delta x/2$ a la izquierda de la superficie, puede aplicarse la regla de Schmidt y cada incremento de tiempo alternado se representa por una línea que cruza la superficie con la pendiente apropiada. La su-

perficie es entonces el lugar geométrico de los valores de t_f. La construcción se efectúa aplicando el método de Schmidt hasta que el plano central se haya pasado por una línea trazada a $\Delta x/2$ a la derecha del plano central. Puesto que los incrementos de distancia están desplazados una distancia $\Delta x/2$, el plano a $\Delta x/2$ a la derecha del plano central es la imagen al espejo de esa $\Delta x/2$ a la izquierda con las temperaturas trazadas a los puntos correspondientes en el plano de la derecha. Así, para incrementos alternados de tiempo, las pendientes de las lineas bajan y suben.

Los casos de flujo de calor no simétrico pueden estudiarse por este método aproximado cuando las derivaciones matemáticas conducen a expresiones complicadas. Tal condición se presenta cuando una cara de la placa se expone a un coeficiente de película finito mientras que la otra se expone a resistencia despreciable. Otra condición común es aquella en la que las caras están a dos temperaturas diferentes o en las que las temperaturas presentan variaciones cíclicas. Para este último caso se requieren varias soluciones repetidas, pero provee de resultados que de otra manera serían inobtenibles. Schmidt ha dado también solución gráfica a problemas complejos tales como el flujo de calor a través de capas de materiales con propiedades distintas.

2b. VARIACION PERIODICA DE LA TEMPERATURA

Variación periódica de la temperatura en la superficie. Hay buen número de casos en los que la temperatura del medio calefactor no es constante. En algunos, el medio y la temperatura de la superficie varían armónicamente. Ejemplos típicos de este último caso son la temperatura de la superficie de la tierra o el cilindro de combustión interna, aun cuando no hay muchas aplicaciones prácticas. La Fig. 18.19 muestra la variación a una distancia x en una pared cuya



CIA DE CALOR

lera que

(18.61:

FIG. 18.19. Variación sinusoidal de la temperatura en la superficie y a un punto x pies debajo

temperatura de superficie varía como función del seno con el tiempo. Ya que el calor debe desplazarse desde la superficie hasta el centro del material y la difusividad térmica es finita, hay un retraso antes de que las variaciones tiempo-temperatura en la superficie se reproduzcan a una distancia x. Naturalmente, la máxima amplitud a x es menor que en la superficie y es menor aún a mayores distancias. Deberá notarse que la Fig. 18.19 es una gráfica de tiempo contra temperatura y no de distancia contra temperatura, de manera que no se indica la declinación de la amplitud con la distancia. Si f es el número de cambios periódicos completos por hora, el tiempo requerido para que un punto dentro del cuerpo responda a la variación en la superficie está dado evidentemente por

$$\theta = \frac{x}{2}\sqrt{\frac{1}{\alpha\pi f}} \tag{18.65}$$

donde x es la distancia en pies desde la superficie al punto. Si la variación de la temperatura es armónica simple, la temperatura de la superficie puede definirse en términos de su máxima temperatura por

$$\Delta t_{x=0} = \Delta t_{OM} \operatorname{sen} 2\pi f\theta \tag{18.66}$$

donde t_{OM} es la máxima temperatura en la superficie donde x = 0. A la distancia x la temperatura tiene el mismo periodo pero está retrasada por $(x/2)\sqrt{1/\alpha\pi f}$ h, con respecto al tiempo inicial requerido para desplazarse de la superficie hasta x. La máxima temperatura a x está dada por

$$\Delta t_{x=x,\text{máx}} = \Delta t_{OM} e^{-x\sqrt{\pi f/\alpha}} \tag{18.67}$$

La ecuación para la variación de la temperatura a cualquier distancia en un problema típico, requiere la solución de una serie de Fourier que está fuera de los límites de espacio impuestos aquí. Si la variación a la distancia x en cualquier tiempo e puede expresarse como una función del seno, está dada por

$$\Delta t_x = \Delta t_{OM} e^{-x\sqrt{\pi f/\alpha}} \operatorname{sen}\left(2\pi f\theta - x\sqrt{\frac{\pi f}{\alpha}}\right) \tag{18.68}$$

Si la variación puede expresarse por una función de coseno en lugar de seno, la temperatura a cualquier punto x está dada por

$$\Delta t_x = \Delta t_{OM} e^{-x\sqrt{\pi f/\alpha}} \cos\left(2\pi f\theta - x\sqrt{\frac{\pi f}{\alpha}}\right) \tag{18.69}$$

El flujo de calor a través de una pared plana en el periodo medio puede ser determinado a partir de la ecuación básica de la conducción

$$dQ' = kA_0 \frac{dt}{dx}_{x=0} de$$

diferenciando la Ec. (18.68) o (18.69) con respecto a x, de la que se obtiene la siguiente para Q en el periodo medio.

$$Q = kA\,\Delta t_{oM}\sqrt{\frac{2}{\alpha\pi f}} \tag{18.70}$$

EJEMPLO 18.8. **Cálculos para una pared con variación periódica de la temperatura.** La superficie de una pared gruesa de ladrillo se sujeta a temperaturas diarias que varían de 60 a 120°F. Se supone que la variación sigue la ley del coseno. Se supone que el cemento tiene las mismas propiedades que el ladrillo, que son $k = 0.2$ Btu/(h)(pie²)(°F/pie j, $\rho = 103$ lb/pie³, $c = 0.25$ Btu/(lb)(°F) y $\alpha = k/c\rho = 0.01164$ pies²/h.

(a) ¿Cuál es el retraso de la temperatura a 6 plg de la superficie?
(b) ¿Cuál es la amplitud a esta profundidad?
(c) ¿Cuál es la desviación de la temperatura de la media después de 2 h?
(d) ¿Cuál es el flujo de calor durante el periodo medio?

Solución

(a) Retraso de la temperatura a 6 plg de la superficie:

$$\theta = \frac{x}{2}\sqrt{\frac{1}{\alpha\pi f}} = \frac{6/12}{2}\sqrt{\frac{1}{0.01164\pi 1/24}} = 6.45 \text{ h} \tag{18.65}$$

(b) **Amplitud:**

$$\Delta t_{oM} = \frac{120 - 60}{2} = 30°\text{F}$$

$$\text{At}_{x=x} = \Delta t_{oM} e^{-x\sqrt{\pi f/\alpha}} = 30.e^{-0.5\sqrt{\pi/24\times 0.01164}} = 58°\text{F}$$

(c) Desviación de la temperatura después de 2 h :

$$\Delta t_x = \Delta t_{oM} e^{-x\sqrt{\pi f/\alpha}} \cos\left(2\pi f\theta - x\sqrt{\frac{\pi f}{\alpha}}\right) \tag{18.69}$$

$$= 5.8 \cos (2 \text{ X } \pi \text{ X } 1/24 \text{ X } 2 - 1.635)$$
$$= 5.8 \cos 1.10 = 2.6°\text{F}$$

(d) Flujo de calor durante el periodo medio:

$$\frac{Q}{A} = k\,\Delta t_{oM}\sqrt{\frac{2}{\alpha\pi f}} \tag{18.70}$$

$$= 0.3 \text{ x } 30\sqrt{\frac{2}{0.01164\pi 1/24}} = 326 \text{ Btu/h(pie}^2\text{)}$$

2c -REGENERADORES

Introducción. Un regenerador es un aparato en el que el calor se almacena y se remueve alternadamente. Las principales aplicaciones

de la regeneración han sido en los altos hornos y en los hornos Siemens-Martin (hogar abierto) en la industria del acero. Recientemente las aplicaciones de la regeneración han sido extendidas al "intercambiador reversible" para plantas separadoras de aire en gran escala relacionadas con el proceso de Fischer-Tropsch y otros procesos de síntesis. Un tipo de intercambiador reversible que fue muy popular en Alemania empleó el empaque Fränkl, que consiste de listones metálicos corrugados a un ángulo de 45". Tales listones o tiras do metal se enrollan en espirales y entonces se apilan uno sobre el otro. Las historias de temperatura y coeficientes han sido reportadas por Lund y Dodge.[14] Algunos de los diseños propuestos para los intercsmbiadores reversibles incluyeron el almacenaje de calor por medio de superficies extendidas. Schack [15] presenta una excelente recopilación de la literatura sobre regeneradores, así como su propio trabajo, la que se recomienda al lector que esté emprendiendo un estudio completo del diseño de regeneradores. Como se trata aquí, el regenerador se cita como otro aspecto del estado inestable y se citan los métodos generales de almacenamiento de calor en los procesos. Los regeneradores reales requieren refinamientos adicionales en las suposiciones y prácticas.

Variación de la temperatura en los regeneradores. Los hornos de hogar abierto se cargan con hierro de lingotes fundido y desperdicio (scrap) para suministrar los requerimientos de oxígeno para la oxidación de las impurezas. Una mezcla de gas natural caliente y aire se quema sobre la superficie del metal frío, manteniendo así, la temperatura y eliminando las impurezas que llegan a la superficie. Los productos de combustión y de oxidación son *gases de desperdicio* que contienen considerable calor que puede ser recuperado con ganancia precalentando la mezcla gas-combustible-aire. Cuando los gases de desperdicio salen del horno, se pasan a través de un panal de ladrillo frío (checker) al cual ceden gran parte de su calor. En cosa de pocos minutos los ladrillos se calientan mucho, y a cierta temperatura superficial óptima el flujo de los gases calientes se reemplaza por el paso de la mezcla fría aire-gas; esto se manda después al horno. Esta mezcla se calienta enfriando los ladrillos del checker hasta una temperatura baja. Entre tanto, el flujo de los gases calientes de desperdicio continúa por otro panal o checker para ser interrumpido por el flujo de más mezcla aire-gas. Empleando un número suficiente de estos panales o checkers, es posible operar en base continua con la mezcla gas-aire alternándolos con los gases de desperdicio en la transferencia de calor.

[14] Lund, G., y B. F. Dodge, *Ind. Eng. Crem.*, 40, 1019.1032 (1948).

[15] Schack, *obra citada.*

Se puede ver que la temperatura de entrada ya sea de los gases de desperdicio o de la mezcla gas-aire hacia el panal o checker es sustancialmente constante pero la temperatura de salida varia. Esto difiere de las correlaciones tiempo-temperatura que hemos presentado. La operación cíclica de un regenerador consiste de dos periodos separados. Durante el periodo de calentamiento los ladrillos absorben calor y durante el periodo de enfriamiento el calor es removido, aun cuando los periodos son usualmente desiguales en duración. Para simplificar la terminología en los regeneradores, seguiremos las convenciones de Schack y otros. En éstas, el gas se refiere al medio caliente (gas de desperdicio) y aire al medio frío. Heilgenstadt [16] ha mostrado que la transferencia de calor en un generador puede representarse por una forma modificada de la ecuación de Fourier para un pie cuadrado de superficie por

$$\frac{dq'}{dA} = H(T - t) \quad \text{Btu/periodo(pies}^2\text{)} \tag{18.71}$$

donde q' es el calor transferido durante el periodo del gas al aire cuyas temperaturas medias son T y t respectivamente. H es el coeficiente total de transferencia de calor para el *periodo* Btu/(periodo) (pie^2) (°F), y difiere de U en la unidad de tiempo. Integrando, puesto que $A = 1$, la Ec. (18.71) se transforma

$$q' = H(T - t) \text{ Btu/(periodo)(pies}^2\text{)} \tag{18.72}$$

Usando θ_H y θ_C para indicar la duración de los periodos medios del gas y del aire en horas, respectivamente, el calor transferido durante los periodos medios es

$$q' = h_H(T - t_s)\theta_H = h_C(t_s - t)\theta_C \tag{18.73}$$

donde t_s es la temperatura media del panal de ladrillo, que se supone idéntica para los dos periodos medios en un regenerador ideal y h_H y h_C son los coeficientes de película para el gas y el aire, Btu/(h) (pie^2) (°F). Resolviendo para un regenerador ideal,

$$t_s = \frac{h_H T\theta_H + h_C t\theta_C}{h_H\theta_H + h_C\theta_C} \tag{18.74}$$

De las Ecs. (18.72) y (18.73)

$$H(T - t) = h_H T\theta_H - h_C t\theta_C \tag{18.75}$$

El valor de H en la Ec. (18.72) es entonces el valor para el regenerador ideal o H_{id}. Sustituyendo en la Ec. (18.73),

$$H_{id} = \frac{1}{1/h_H\theta_H + 1/h_C\theta_C} \tag{18.76}$$

[16] Heilgenstadt. W., *Mitt. Warmestelle* Ver. *deut. Eisenh.* 73, (1925).

En un regenerador real la temperatura del gas disminuye varias veces más rápidamente que lo que tarda el aire en calentarse. Si T_s es la media de la temperatura en la superficie durante el enfriamiento únicamente y t_s es la media durante el calentamiento, la soluciónde la Ec. (18.73) da

$$H = H_{id}\left(1 - \frac{t_s - T_s}{T - t}\right) \tag{18.77}$$

La Ec. (18.71) puede también expresarse en términos de la temperatura media del panal

$$dq' = h_H(T - t_s)\,dA \text{ de } \quad \text{Btu/(periodo)(pies}^2\text{)} \tag{18.78}$$

Considerando el ladrillo como una placa de grueso finito cuya temperatura varía periódicamente en ambos lados, Grober ha definido un factor γ para el almacenamiento de calor que es el cociente del calor actualmente almacenado en la pared al que podria haber sido almacenado si la conductividad de la pared fuera infinita o

$$q' = q'_{máx}\gamma$$

donde γ es $f_5(4\alpha\theta/l^2)$. En la Fig. 18.20 se grafican valores de $f_5(4\alpha\theta/l^2)$. En términos del material de los ladrillos, el peso del panal para 1 pie^2 de superficie de transferencia de calor es M/A, donde la profundidad es un medio del espesor del ladrillo. Si c_s es el calor específico del sólido el calor absorbido por el panal es entonces,

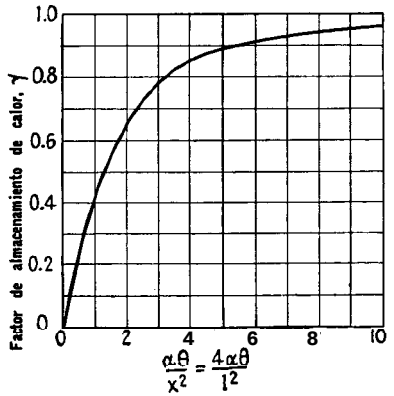


FIG. 18.20. Factor de almacenamiento de calor

$$dq' = Mc_s\gamma\,dt_s\,dA \quad \text{Btu/ (periodo) (pies}^2\text{)} \tag{18.79}$$

Igualando las Ecs. (18.78) y (18.79),

$$Mc_s\gamma\,dt_s = h_H(T - t_s) \text{ de} \tag{18.80}$$

o reacomodando

$$\frac{dt_s}{d\theta} = \frac{h_H}{Mc_s\gamma}(T - t_s)$$

Diferenciando con respecto a θ,

$$\frac{d^2t_s}{d\theta^2} = \frac{h_H}{Mc_s\gamma}\frac{dT}{d\theta} - \frac{h_H}{Mc_s\gamma}\frac{dt.}{d\theta} \qquad (18.81)$$

Resolviendo para $dT/d\theta$,

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{dt_s}{d\theta} + \frac{Mc_s\gamma}{h_H}\left(\frac{d^2t_s}{d\theta^2}\right)$$

de lo que se verá que la temperatura del gas no depende únicamente de la temperatura de la pared sino de la relación de cambio con respecto al tiempo. De la Ec. (18.73) y basado en 1 pie² de superficie,

$$q = h_H(T - t_s) \text{ Btu/h}$$

en la que q es la cantidad de calor absorbido por hora bajo la diferencia de potencial $T - t_s$. Diferenciando con respecto a θ y sustituyendo en la Ec. (18.81),

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{h_H}{Mc_s\gamma}(T - t,) + \frac{d(T - t_s)}{d\theta} \qquad (18.82)$$

Integrando para un periodo finito de calentamiento θ,

$$\Delta T = \frac{q_{prom}\theta}{Mc_s\gamma} + \frac{1}{h_H}(q_\theta - q_0) \qquad (18.83)$$

donde q_0 es el numero de Btu transferido por hora al empezar el periodo, y q_θ representa la transferencia después del tiempo θ. Si $T_{2,\theta=0}$ es la temperatura del gas de desperdicio a la salida al empezar el periodo (el tiempo para desplazarse de la entrada a la salida es despreciable) y $T_{2,\theta=\theta}$ es la temperatura del gas a la salida a un tiempo finito después que el periodo ha empezado, al principio

$$q_0 = \frac{WC}{A}(T_1 - T_{2,\theta=0}) \text{ Btu/(h)(pies²)} \qquad (18.84)$$

y después de θ h

$$q_\theta = \frac{WC}{A}(T_1 - T_{2,\theta=\theta}) \qquad (18.85)$$

donde la temperatura del gas a la entrada es constante T_1.

$$q_\theta - q_0 = \frac{WC}{A}(T_{2,\theta=0} - T_{2,\theta=\theta}) \text{ Btu/(h)(pies²)} \qquad (18.86)$$

Sustituyendo en la Ec. (18.83),

$$\Delta T' = \frac{q_{\text{prom}}\theta}{Mc_s\gamma\left(1 - \frac{WC}{h_H A}\right)} \tag{18.87}$$

Aun cuando se dispone de datos para los coeficientes de transferencia de calor en regeneradores reales, pueden enfrentarse como primera aproximación de la Fig. 24 para superficies lisas usando el diámetro equivalente definido por la Ec. (6.3) en lugar de D.

2d. TRANSFERENCIA DE CALOR A LECHOS DE MATERIALES GRANULARES

Este caso es de particular interés en procesos que emplean catalíticos de lecho móvil y lecho fijo. También puede usarse para obtener coeficientes para combinaciones con ecuaciones de regeneradores usando materiales granulares. Un compendio excelente de la literatura sobre este tema ha sido dado por Lof y Hawley.[17] Posiblemente la aportación más original y ambiciosa en este campo es debida a Schumann,[18] quien formuló y resolvió las ecuaciones para el caso de un fluido incompresible fluyendo a través de un lecho de sólidos de conductividad térmica infinita. Schumann supuso que (1) podría considerarse que cualquier partícula alcanza una temperatura uniforme a través de cualquier instante dado, (2) la resistencia a la conducción en el sólido mismo es despreciable, (3) la velocidad de transferencia de calor del fluido al sólido en cualquier punto será proporcional a la diferencia de temperatura entre los dos en ese punto, (4) los cambios de volúmenes del fluido y del sólido con los cambios en la temperatura fueron despreciables, y (5) las propiedades térmicas fueron independientes de la temperatura durante el ciclo de cambio en temperatura. Schumann calculó curvas de temperatura-tiempo en término de los grupos

$$\frac{T - t_0}{T_1 - t_0} \quad \frac{h'x}{C'v} = \frac{hx}{C'G} \quad \frac{h'\theta}{c'_s}(1 - f')$$

donde

T = temperatura del gas en cualquier tiempo, °F
T_1 = temperatura del gas a la entrada, °F
t = temperatura del sólido en cualquier tiempo, °F
t_0 = temperatura inicial del lecho de sólidos, °F
C' = calor específico del volumen unitario de gas a presión constante, Btu/(pie³)(°F)

[17] Lof. G. 0.. y R. W. Hawley. *Ind.* Eng. *Chrem.*, 40, 1061.1070 (1948).
[18] Schumann. T. E. W.. *J. Franklin Inst. 208,* 405, (1929).

c'_s = calor específico del volumen unitario de sólidos, Btu/(pie³)(°F)
f' = fracción de espacios libres en el lecho de sólidos (porosidad)
G = masa velocidad del fluido, lb/(h)(piel)
h' = coeficiente volumétrico de transferencia de calor, Btu/(h)(pie³)(°F)
v = gasto volumétrico promedio del fluido a través del lecho, pies³/(h)(pie² de sección de lecho)
x = longitud del lecho, pies

Las curvas de Schumann fueron extendidas por Fumas, [19] y los datos de ambos están dados en la Fig. 18.21. Con una curva tiempo-

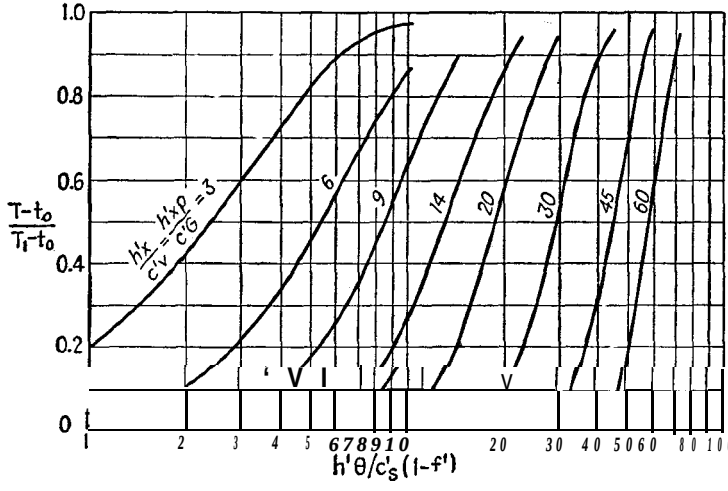


FIG. 18.21. Curvas de Schumann. *(Lof and Hawley, Industrial Engineering Chemistry)*

temperatura de esta forma. Fumas desarrolló experimentalmente la ecuación para el coeficiente volumétrico de transferencia de calor.

$$h' = \frac{A'G^{0.7}T'4^{0.3}10^{0.68-3.56f'^2}}{D'^{0.9}_e} \tag{18.88}$$

donde T' = promedio de la temperatura del aire a la entrada y temperatura inicial del lecho, °F
A' = constante
D'_e = diámetro esférico equivalente definido por la Ec. (18.89), pies

[19] Furnas, C. C., *Trans. AIChE*, 24, 142 (1930); U. S. *Bur. Mines Bull.* 361, (1932).

$$D'e = \left(\frac{6 \times \text{volumen neto de partículas}}{\pi \times \text{número de partículas}} \right)^{1/3} \qquad (18.89)$$

Lof y Hawley llevaron a efecto experimentos con grava granítica que varió en tamaño desde 4 mallas a 1.5 plg y el gasto de aire de 12 a 66 pies cúbicos estándar de aire por minuto por pie cuadrado de área transversal. La altura del lecho fue de 36 plg. Obtuvieron la siguiente ecuación dimensional

$$h' = 0.79 \left(\frac{G}{D'_e} \right)^{0.7} \qquad (18.90)$$

Debido a que el coeficiente volumétrico de transferencia de calor no se había introducido antes, la Tabla 18.1 computada por Lof y Hawley, se incluye para partículas de 0.934 plg de diámetro y un gasto de aire de 50 pies cúbicos estándar por minuto por pie cuadrado, tempera-

TABLA 18.1. COEFICIENTES DE LECHOS SOLIDOS

Material	h', Btu/h(pie³)(°F)
Minerales de hierro	406–1200
Calisa	460
Coque	347
Carga de alto horno	260
Carbón	400
Ladrillo refractario	534
Bolla de hierro	668
Grava	399

tura de entrada de 200°F, y porosidad normal. Los autores sugieren que la Ec. (18.90) puede extrapolarse con seguridad a mayores temperaturas donde el coeficiente aumenta por radiación.

El siguiente problema ha sido adaptado por Lof y Hawley.

EJEMPLO 18.9. Cálculo de la longitud de un lecho. Un lecho de grava de tipo granítico que consiste de partículas de 1.0 plg tiene una porosidad de 45% e inicialmente está a una temperatura uniforme de 50°F. 60 lb/(h)(pie²) de sección transversal de aire caliente a 200°F son disponibles por periodos de 6 h. Se considera un desperdicio desde el punto de vista de la recuperación de calor permitir que el aire deje el lecho a una temperatura mayor de 90°F. ¿De qué tamaño es el lecho que puede calentarse por el aire?

Datos :

Calor especifico de la grava, 0.25 Btu/(lb)(°F) o 41.3 Btu/(pie³)(°F)
Densidad real de la grava 165 lb/pie³
Calor específico del aire 0.0191 Btu/(pie³)(°F)

Solución:

$$h' = 0.79\left(\frac{G}{D_e'}\right)^{0.7} = 0.79\left(\frac{60}{\frac{1}{12}}\right)^{0.7} = 79.4$$

$$\frac{h'}{c_s'(1-f')} = \frac{79.4 \times 6}{41.3 \times 0.55} = 21.0$$

$$T_1 = \frac{t_1 - t_{10}}{t_{20} - t_{10}} = \frac{90 - 50}{200 - 50} = 0.267$$

De la Fig. 18.21,

$$\frac{hx\rho}{c'G} = 24.5 \qquad \rho = 0.0807 \text{ lb/pies}^3 \text{ aire}$$

$$x = 24.5 \times \frac{0.0191 \times 60}{79.4 \times 0.0807} = 4.4 \text{ pies}$$

PROBLEMAS

18.1. 6 000 gal de tolueno líquido deben enfriarse de 300 a 150°F usando agua de 85 a 126°F. Una bomba en el tanque es capaz de recircular 30 000 lb/h de tolueno a través de un intercambiador externo. Se dispone para el servicio de un intercambiadox de calor de 400 pies² de superficie de varios tipos, todos aproximadamente con el mismo coeficiente total de transmisión de 75 Btu/(h)(pie²)(°F/pie).

(*a*) ¿Cuánto tiempo tardará en enfriarse un lote agitado usando, respectivamente, un iuntercambiador de doble tubo uno del tipo 1-2, y otro del tipo 2-4?

(b) ¿Cuánto tiempo tardará en enfriarse un lote no agitado con los mismos intercambiadores que (a)?

(c) Si el lote se enfría 120°F, ¿cuánto tardará en (*a*) y cuánto en (b)?

(*d*) Si la capacidad de bombeo se aumenta a 40 000 lb/h y el coeficiente aumenta a 90, ¿cuánto tardará en (*a*) y cuánto en (b)?

18.2. 6000 gal de anilina líquida deben enfriarse de 300 a 150°F usando agua de 85 a 120°F. La bomba del tanque es capaz de recircular 30 000 lb/h de anilina a través de un intercambiador externo. El coeficiente total limpio es 40 Btu/(h)(pie²)(°F).

(a) ¿Qué superficie se requiere para esta operación, en 2 h usando un intercambiador de doble tubo, del tipo 1-2 y otro del tipo 2-4, con lotes agitados y no agitados?

(b) ¿Qué superficie se requiere para (a) si el tiempo se reduce a 1 h?

18.3. Ciertos objetos cilíndricos de acero de 4 plg de largo y 6 plg de diámetro a 1000°F deben enfriarse sumergiéndolos en un tanque por el que circula agua a 100°F. El coeficiente total promedio en todas las caras será cerca de 75.

(a) ¿Cuánto tiempo tardará el centro del cilindro en alcanzar la temperatura de 125°F?

(*b*) ¿Cuánto tiempo tardará la superficie a 1 plg de profundidad a lo largo del eje mayor para alcanzar una temperatura de 500°F?

18.4. Una línea de agua a 50°F pasa a través de una masa de concreto a la misma temperatura y ambas están expuestas a la atmósfera. El tubo de la línea de agua está localizado a 24 plg debajo de la superficie de concreto.

Si la temperatura bajara a 0°F. ¿cuánto tiempo tardaría en estar el tubo en peligro de congelarse? Use $k = 0.65$ Btu/(h)(pie²)(°F), c = 0.20 y $\rho = 140$ lb/pie³.

18.5. Una placa de acero de 30 plg de grueso y a una temperatura inicial de 100°F repentinamente se somete a una corriente de aire con temperatura de 300° F por ambos lados, y el coeficiente del acero es de 5.0. ¿Cuál es la distribución de temperatura después de ½ h?

18.6. El rango de temperaturas diarias sobre un techo de concreto es de 80 y 40°F. Suponga que el techo tiene 12 plg de grueso y que se aplican los datos del Ej. 16.4.

(a) ¿Qué variaciones ocurren a 6 plg debajo de la superficie?

(b) ¿Cuál es el tiempo de atraso?

(c) ¿Cuál es la temperatura 4 h después de que la máxima se ha alcanzado?

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO 18

A	Superficie de transferencia de calor, pies²
C_0	Color específico del fluido caliente añadido al lote, Btu/(lb) (°F)
C	Calor específico del fluido caliente, Btu/(lb)(°F)
C_1, C_2, C_3	Constantes
c	Calor específico del fluido frío, Btu/(lb)(°F)
c_0	Calor específico del fluido frío añadido al lote, Btu/(lb)(°F)
c_s	Calor específico del solido, Btu/ (lb) (°F)
C	Calores específicos del volumen unitario de gas, Btu/(pie³)(°F)
c'_s	Calor específico del volumen unitario de sólidos, Btu/(pie³)(°F)
f	Número de cambios de temperatura periódicos completos por hora, 1/h
f'	Fracción de espacios vacíos en sólidos, adimensional
f_1, f_2, etc.	Abreviación de varias funciones con las que se expresa Y
H	Coeficiente total de transferencia de calor por periodo, Btu/(periodo)(pie²)(°F)
h	Coeficiente de transferencia de calor, Btu/(h)(pie²) (°F)
h	Coeficiente volumétrico de transferencia de calor, Btu/ (h) (pie³) (°)
h_H, h_C	Coeficientes de transferencia de calor durante calentamiento y enfriamiento de periodos medios, respectivamente, Btu/(h)(pie²)(°F)
h_c, h_r	Coeficiente de transferencia de calor por convección y radiación, respectivamente, Btu/(h)(pie²)(°F)
K_1, K_2, etc.	Constantes en las ecuaciones de calentamiento y enfriamiento, adimensional
k	Conductividad térmica, Btu/(h)(pie²)(°F/pie)
L_0	Gasto de adición del líquido al lote, lb/h
L_1, L_2	Carga y cantidades residuales de líquido a una destilación por lotes, moles
l	Longitud o espesor de un objeto o diámetro de un cilindro, pies
M	Peso de un lote de líquido, lb; peso de solido, lb
m	Número de incrementos de tiempo, $\Delta\theta$

N	Número de circulaciones
n	Incrementos de distancia, Δx
Nu	Número de Nusselt, $hl/2k$
Q	Flujo de calor, Btu/h
Q'	Calor, Btu
q	Flujo de calor durante el periodo de calentamiento o enfriamiento, Btu/(h)(pie² de superficie de regenerador)
q'	Flujo de calor durante el periodo de calentamiento o enfriamiento, Btu/(periodo) (pie² de superficie de regenerador)
R	Grupo de temperatura $wc/WC = (T, - T_2)/(t_2 - t_1)$, adimensional
S	Grupo de temperatura $(t_2 - t_1)/(T_1 - t_1)$, adimensional
T	Temperatura del fluido caliente o lote a cualquier temperatura o tiempo, °F
T_0	Temperatura del fluido caliente añadido constantemente al lote, °F
T_s	Temperatura del medio circundante, °F
T_1, T_2	Temperatura inicial y final del fluido caliente, °F
t	Temperatura del fluido frío, lote o sólido, °F
t_f	Temperatura de la superficie del sólido en el método de Schmidt °F
t_s	Temperatura del panal de ladrillos en un regenerador, °F
t_n, t_m	Temperatura del sólido después de una distancia n y m incrementos de tiempo, °F
t_0	Temperatura original del sólido, °F
t_{OM}	Máxima temperatura de la superficie, °F
Δt	Diferencia verdadera de temperatura, °F
$\Delta t_\theta, \Delta t_x$	Diferencia de temperatura después de tiempo θ v distancia x respectivamente, °F
$\Delta t_{n,m}$	Diferencia de temperatura después de distancia n y m incrementos de tiempo, °F
U	Coeficientes totales de transferencia de calor, Btu/(h)(pie²)("F)
v	Gasto volumétrico promedio a través del lecho, pies³/(h) /pie2 de sección transversal del lecho
W	Peso del flujo del fluido caliente, lb/h
w	Peso del flujo del fluido frío, lb/h
x	Fracción mol del componente volátil en el líquido, adimensional, distancia pies
x_1, x_2	Fracciones mol iniciales y finales del componente volátil en el liquido, sin dimensiones
Y	Grupo de temperatura $(T_s - t)/(T_s - t_0)$, adimensional
Y_x, Y_y, Y_z	Grupo de temperatura Y en las direcciones x, y y z, respectivamente sin dimensiones
y	Fracción mol del componente volátil en el vapor, sin dimensiones; distancia, pies
z	Función en la integral de probabilidad; distancia, pies
α	Difusividad térmica, $k/c\rho$, pies²/h
γ	Factor de almacenamiento de calor, sin dimensiones
ϵ	Emisividad, sin dimensiones
θ	Tiempo, h

ρ	Densidad, lb/pie^3
σ	Constante de radiación, 0.173×10^{-8} $Btu/(h)(pie^2)(°R^4)$

Suscritos y sobreescritos (excepto **los anotados** arriba)

0	Tiempo o distancia al empezar
p, q	Constantes
x, Y. z	Dirección
θ	A tiempo θ

CAPITULO 19

CALCULO DEBORNOS

Por JOHN B. DWYER [1]

Introducción. Las aplicaciones comerciales mas importantes de la transferencia de calor radiante se encuentran en el calculo y diseño de calderas generadoras de vapor y hornos usados en las refinerías de petróleo. Ya que el arte de la construcción de estas unidades se desarrolló antes que la teoría, el calculo de la transferencia de calor radiante en estos hornos evolucionó a partir de métodos empíricos. La contribución [2] de varios investigadores a la literatura en problemas de transferencia de calor radiante, tanto de tipo específico, como general, especiahnente aquellas de H. C. Hottel, han hecho posible que el diseño de estos hornos se haga a partir de bases más fundamentales. Se cuenta ahora con métodos semiteóricos para el cálculo de las secciones radiantes de transferencia de calor. A menudo estos métodos pueden adaptarse a la solución rápida de problemas que se encuentran en otra clase de hornos, así come otros equipos en los que la transferencia de calor radiante es de importancia.

El propósito de este capítulo es presentar algunos métodos empíricos y semiteóricos para el calculo de las secciones radiantes de los hornos, datos para su uso y ejemplos de su aplicación. Se indican las limitaciones de estos métodos y se señala la adaptabilidad a otro tipo de problemas de transferencia de calor. Se incluye una breve descripción de varios tipos de calderas y calentadores de aceite en uso corriente. Se presenta una discusión de los aspectos teóricos de la radiación de gases no luminosos para ilustrar el enfoque general del problema, y también se señalan las simplificaciones y suposiciones hechas para reducir las teorías a la práctica.

Si bien es necesario calcular el flujo de la transferencia de calor

[1] The M. W. Kellogg Co. Se agradecen las sugestiones y supervisión del Sr. W. E. Lobo. de la misma compañía.

[2] Perry J. H. "Chemical Engineers' Handbook", 3d ed.. Pág. 483498. McGraw Hill Book Company, Inc. New York, 1950. McAdams, W. H., Head Transmission, Cap. 3. by H. C. Hottel, McGraw-Hill Book Co Inc., New York. 1942. Para referencias adicionales ver McAdams, op. *cit.*, Pág. 430.

radiante para diseñar el horno, muchos otros factores influyen a menudo la disposición de los hornos, tales como el flujo permisible bajo varias condiciones y la cantidad y naturaleza de las cenizas en la eficiencia de la superficie. Las precauciones que deben tomarse para evitar la deposición de coque en los hornos calentadores de petróleo tienen efecto pronunciado en el diseño real de estas unidades en las refinerías. De hecho, el arte del diseño de los hornos, a menudo excede en importancia a *los cálculos.*

Calderas generadoras de vapor. Hay dos tipos generales de calderas generadoras de vapor. La caldera de tubos de humo y la caldera de tubos *de* agua. El primer tipo consiste de recipientes cilíndricos que tienen tubos que pasan a lo largo de ellos y que se rolan a los cabezales del recipiente. El haz de tubos, generalmente es horizontal, y la parte superior del recipiente no tiene tubos. Los gases de combustión pasan a través de los tubos y en el recipiente se mantiene cierto nivel de agua para tener los tubos completamente sumergidos en ella, pero al mismo tiempo se dispone de espacio para permitir la separación del vapor y las gotas de agua. Cuando se usan tubos verticales en calderas de este tipo, los tubos deben sumergirse en agua hasta una altura suficiente para reducir la temperatura de los gases suficientemente y evitar un sobrecalentamiento de la parte superior de los tubos que no está enfriada por el agua. Algunas de las partes enfriadas por agua, tales como la coraza o los espejos, pueden sujetarse a radiación de los gases de combustión, puesto que estas partes son una porción de la cámara de combustión. El principal mecanismo de la transferencia de calor de los gases de combustión a los tubos es convección. Las calderas de tubos de humo raras veces exceden a los 8 pies en diámetro, y la presión de vapor generalmente se limita de 100 a 150 lb/plg²g. Las calderas de tubos de humo se usan para demandas de baja capacidad, generalmente de 15 000 a 20 000 lb/h de vapor para uso industrial, doméstico o de proceso y para generación de potencia en pequeña escala como en las locomotoras, etc. Como combustibles puede emplearse carbón, petróleo o gas, y en algunos casos, combustibles tales como, la madera, lodos secos, etc.

Las calderas de tubos de agua, como lo indica su nombre, tienen agua dentro de los tubos. La combustión en el "stoker" o carbón pulverizado y coque, o gas o petróleo, proveen la radiación para los tubos, además de transferencia de calor que se efectúa mediante arreglo del flujo de gases calientes para lograr transferencia de calor por convección. Hay tres clasificaciones importantes de calderas de tubos de agua: tambor longitudinal, tambor cruzado con tubos rectos, y tambor cruzado con tubos encorvados. El último es

el más importante de los tres, y lo discutiremos brevemente. Información adicional sobre los otros tipos puede encontrarse en la obra de Gaffert.[3]

La Fig. 19.1 muestra una caldera típica de baja presión diseñada para generar 200 000 lb/h de vapor a 235 lb/plg²g y 500°F. Puesto que la temperatura de saturación a esta presión es únicamente de

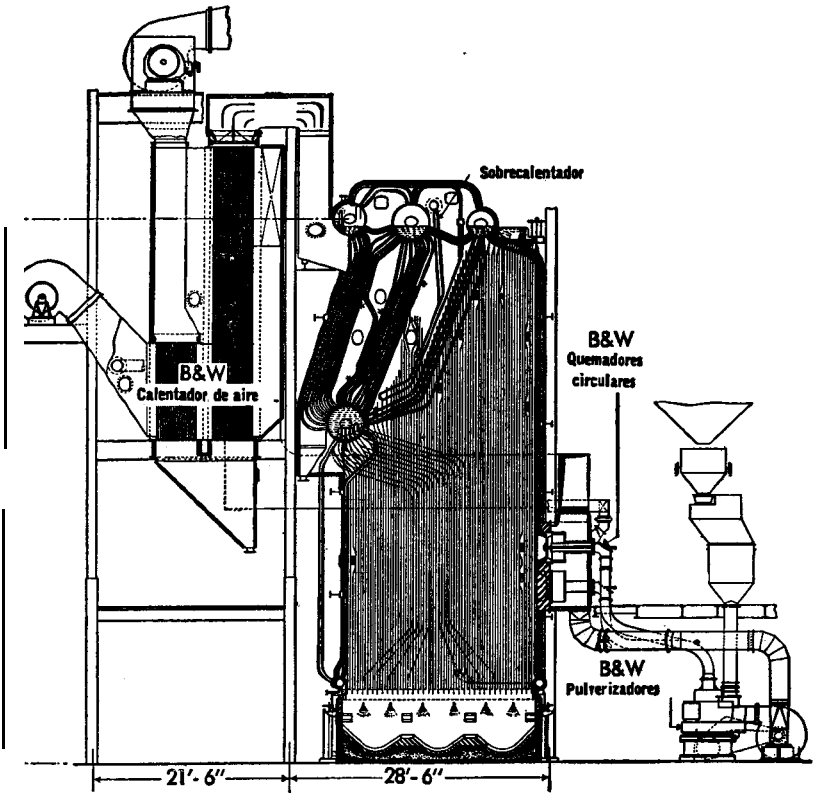


FIG. 19.1. Caldera de baja presión para quemar carbón pulverizado (Babcock & Wilcox Company)

401°F, se requieren 99°F de sobrecalentamiento. Debido a que la carga total de sobrecalentamiento es solamente alrededor de 5% de la carga total de la caldera, sólo se hace necesario un sobrecalentador pequeño. Los tubos radiantes de la caldera cubren toda la pared y techo formando una "pared de agua" mediante la cual la temperatura de la pared del refractario se mantiene baja disminuyendo

[3] Gaffert, G. A. "Steam Power Stations", 3d ed., McGraw-Hill Book Co., Inc., New York, 1946.

su mantenimiento. A menudo los tubos de agua están incrustados parcialmente en las paredes. La sección radiante de las paredes a veces se protege de sobrecalentamiento circulando aire frío por la parte exterior. En la caldera mostrada, el agua se alimenta por gravedad de los tambores superiores a los calentadores en el fondo de la pared de agua en los cuatro lados. La circulación es hacia arriba a través de estos tubos, y el vapor se separa del agua en los tambores superiores pasando después a través de un separador de vapor antes de sobrecalentarse. En las calderas de baja presión, los tubos de convección reducen la temperatura de los gases de combustión lo suficiente para que éstos pasen directamente al precalentador de aire evitándose la necesidad de un economizador (precalentador de agua de alimentación). Estos tubos de convección son los tubos curvados que van de los tambores superiores a los inferiores. La circulación en esos tubos es, en general, hacia abajo en el banco izquierdo (enfriador) y hacia arriba en el banco caliente.

En la Fig. 19.2 se muestra una caldera generadora de vapor para planta de fuerza. Tiene una capacidad de 450 000 lb/h de vapor a 900 lb/plg²g y 875°F. Puesto que la temperatura de saturación a 900 lb/plg²g es 532°F, se requiere un grado considerable de sobrecalentamiento. Entre la caldera radiante y el sobrecalentador sólo se puede poner una superficie de convección muy pequeña ya que los gases de combustión a alta temperatura, deben usarse para alcanzar la temperatura de sobrecalentamiento requerida con una superficie razonable en el sobrecalentador. Puesto que el agua de alimentación debe tenerse esencialmente a la temperatura de saturación antes de ser admitida en los tambores, se absorbe considerable cantidad de calor en la sección del economizador en donde se precalienta el agua, y la eficiencia térmica de la unidad se incrementa un poco más precalentando el aire de combustión con los gases antes de que éstos pasen a la chimenea.

Hornos para la industria petrolera. En las operaciones de destilación atmosférica y al vacío de crudos, "cracking térmico", y los modernos procesos de gas a alta temperatura, los hornos tubulares de calentamiento directo son factor primario en las unidades de refinación Los hornos también se usan ampliamente en operaciones de calentamiento, tratamiento y vaporización. En las refinerías se requieren hornos para manejar fluidos a temperaturas hasta de 1 500°F y combinaciones tan severas como temperaturas de 1 100°F y 1 600 lb/plg²g.

En estos hornos se usa como combustible exclusivamente petróleo o gas, aunque en un futuro próximo pueden desarrollarse para quemar subproductos del petróleo como de coque. En general, la

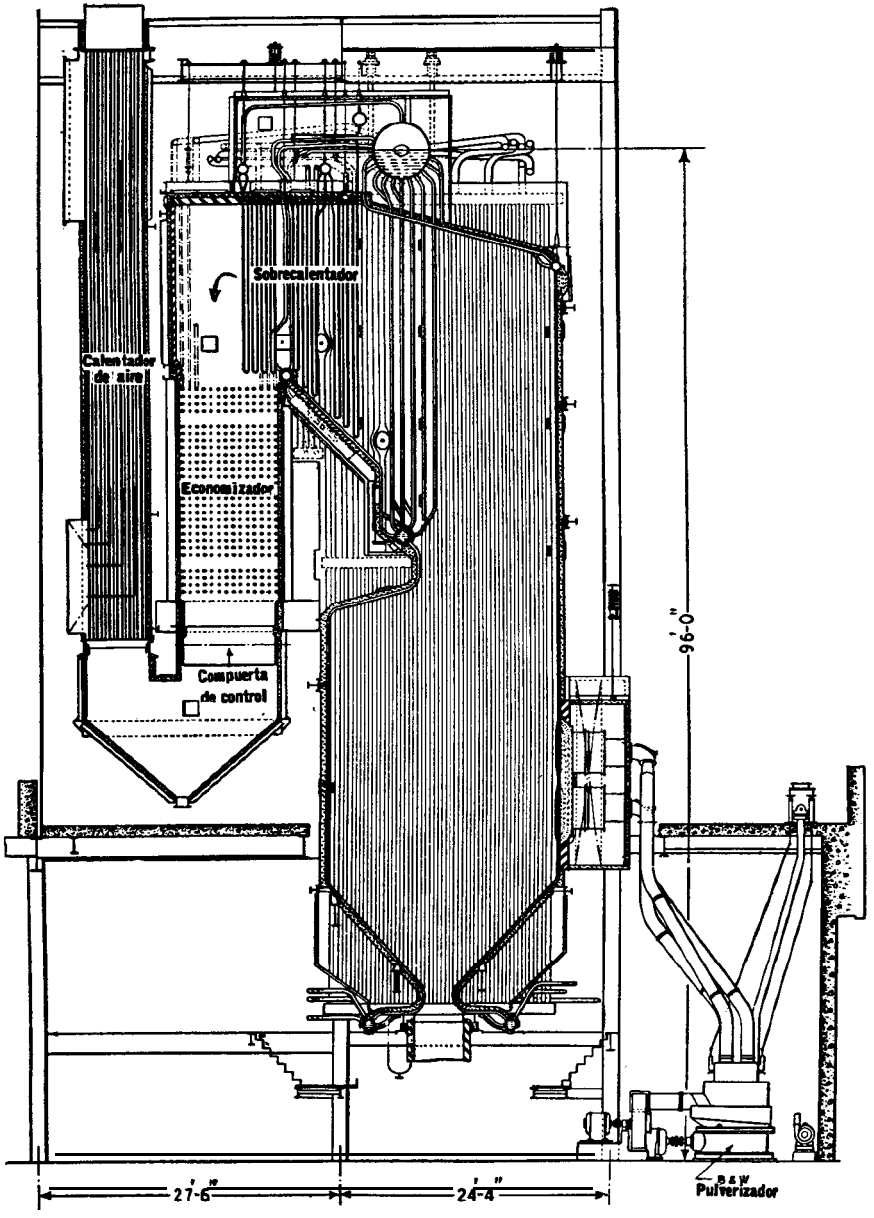


FIG. 19.2. Caldera radiante para generación de potencia, para quemar carbón pulverizado. (*Babcock & Wilcox Company*)

eficiencia térmica de los hornos de las refinerías es considerablemente menor que la de las calderas de gran tamaño productoras de vapor, ya que en muchos casos el combustible tiene poco valor en la refinería. Con la tendencia hacia la mayor utilización del petróleo crudo producido, el combustible empieza a escasear y al mismo tiempo es más valioso, por lo que las refinerías reconocen la necesidad de mayores eficiencias térmicas. Se espera que el rango de las eficiencias térmicas aumentará de 65 a 70% del empleado anteriormente, hasta 75 u 80% en el futuro.

Como en las calderas, los hornos de refinerías usualmente contienen superficie radiante y de transferencia de calor por convección. Ocasionalmente para los hornos de baja capacidad se emplea solamente superficie radiante y sus capacidades ordinarias llegan a los 5 000 000 de Btu/h. Los precalentadores de aire casi no han sido usados debido a la relativa falta de importancia de la economía de combustible; sin embargo, aun con combustibles de precio moderado, generalmente se puede demostrar que son económicos.

En la Fig. 19.3 se muestra un horno de tipo caja calentado por la parte inferior de la sección radiante. Los hornos de este tipo pueden tener capacidades que varían de 25 a 100 millones de Btu/h. Los tubos radiantes cubren las paredes laterales, techo, y sección del puente (porción entre las secciones radiantes y de convección). El petróleo se precalienta en la parte inferior e hileras superiores del banco de convección, pasando luego a los tubos radiantes. Después de alcanzar una temperatura elevada (900 a 1 000°F) se pasa a través de un gran número de tubos de la sección de convección donde se mantiene a alta temperatura por tiempo suficiente para efectuar el grado deseado de cracking. Estos tubos de convección se llaman sección de empape. El tipo particular de horno de la Fig. 19.3 emplea recirculación de los gases de combustión, lo que sirve para aumentar la capacidad de la sección de convección y reduce la carga de la sección radiante. La cantidad de gases de combustión recirculados se controla por dos factores, (1) limitación del flujo de calor de la sección radiante para prevenir sobrecalentamientos en los tubos y depósitos de coque dentro de ellos, (2) controlar el gradiente de temperatura en la sección de empape. Entre más constante se mantenga la temperatura del petróleo para cierta temperatura de salida del horno, mayor será el "factor de empape" y el cracking correspondiente. Esto supone, por supuesto, que la temperatura de salida es la temperatura más alta del petróleo. El calor de la reacción endotérmica del cracking puede resultar en una condición en la que la temperatura del petróleo disminuya de la entrada a la salida de la sección de empape. Una disminución de la temperatura es indeseable,

particularmente en el cracking en fase vapor, ya que los polímeros que forman en la fase vapor, pueden condensar en las paredes del tubo y crackizarse luego para producir coque.

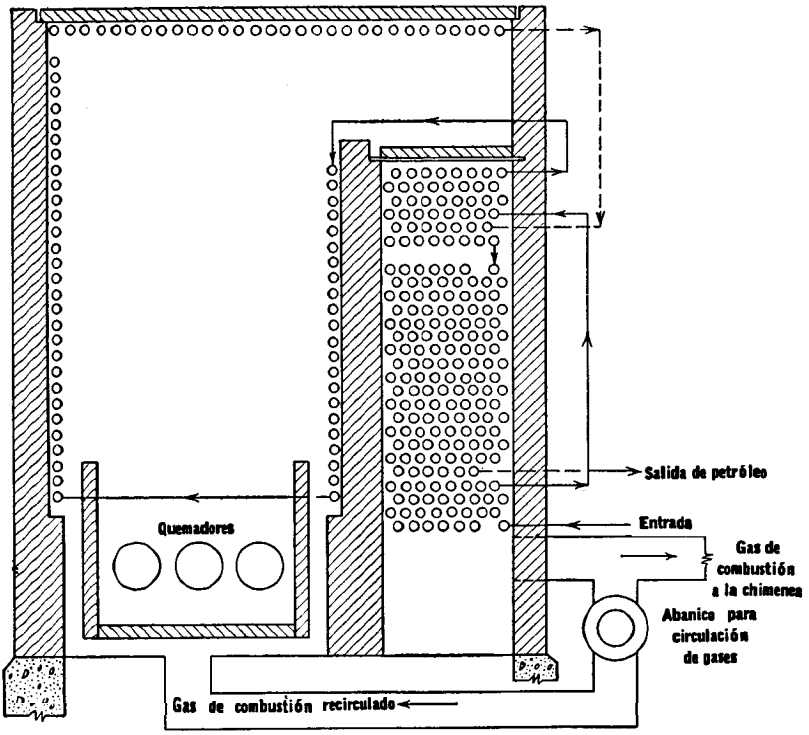


FIG. 19.3. Horno tipo caja. *(Lobo and Evans, Transactions AIChE)*

La Fig. 19.4 muestra el horno tipo De Florez que tiene sección transversal circular y emplea tubos verticales. Todos los tubos radiantes están equidistantes de los quemadores, asegurando una buena distribución circunferencial del calor, pero el flujo de calor puede variar considerablemente de la parte inferior de los tubos a la superior. Este horno se enciende por la parte inferior y tiene tan poca superficie de convección que para mejorar la eficiencia térmica se emplea precalentador de aire.

La Fig. 19.5 muestra un horno tipo caja de sección radiante doble. Los tubos de la sección de convección y los de una sección radiante se emplean para un solo servicio, mientras que la otra sección radiante se controla independientemente para efectuar otro servicio. La Fig. 19.6 muestra un horno con banco de convección superior y del tipo de caja, la chimenea está localizada en la parte superior del

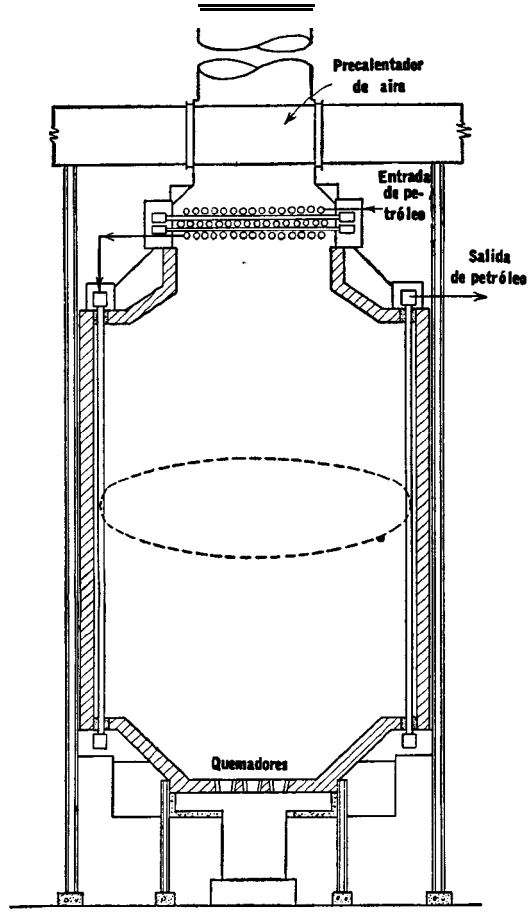


FIG. 19.4. Horno circular De Florez. (Lobo *and Evans, Transactions AIChE*)

banco de convección. Una disposición de este tipo permite ahorros en la obra del ducto y chimenea para gases de combustión en comparación con los arreglos de flujo de "tiro invertido" que tienen los bancos de convección en las Figs. 19.3 y 19.5. La Fig. 19.7 muestra un horno algo similar al anterior, que emplea esqueleto tipo "A" en su construcción, utilizando acero estructural rígido para reducir los costos de construcción.

La Fig. 19.8 presenta un horno moderno de sección radiante múltiple. El banco de convección se usa para calentar dos corrientes de petróleo separadas. Cada una de estas corrientes se calienta idénticamente en una de las secciones exteriores radiantes "calentadoras", v se les permite empaparse en una de las secciones de radiación

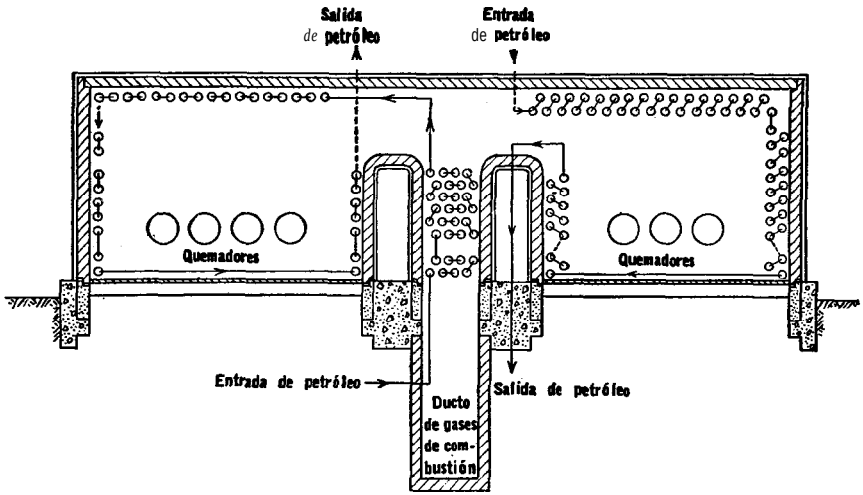


FIG. 19.5. Horno tipo caja de sección radiante doble. (Lobo *and Evans, Transactions AIChE*)

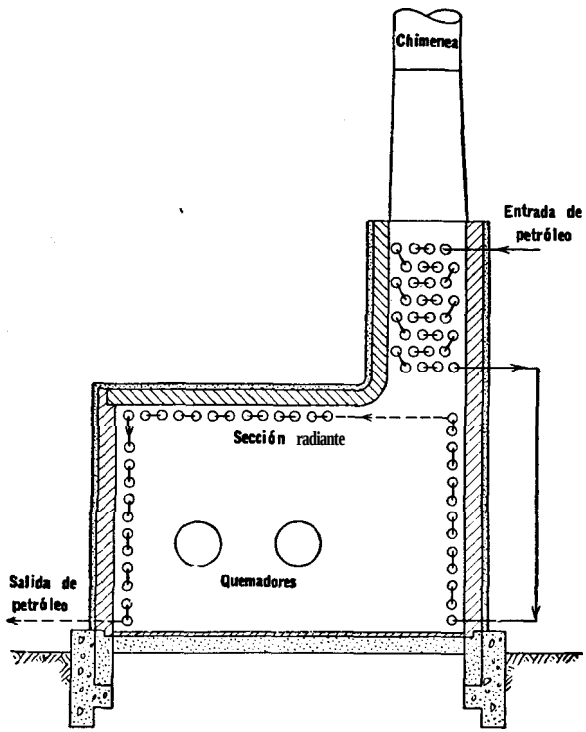


FIG. 19.6. Horno simple con banco de convección superior. (*M.* W. *Kellogg* Co.)

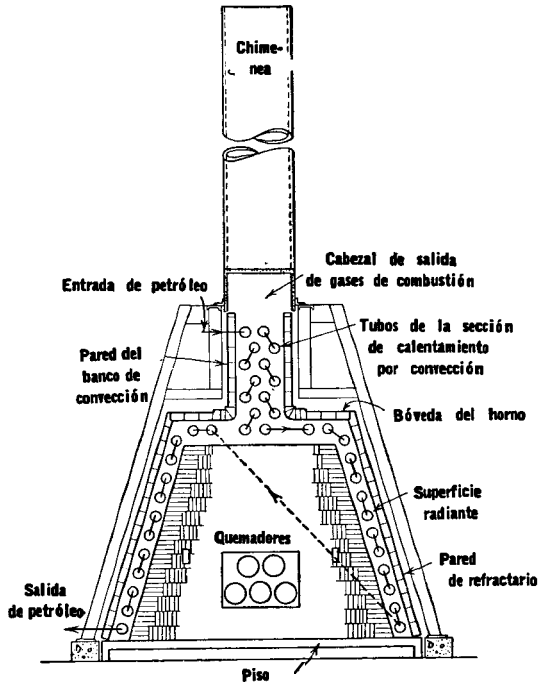


FIG. 19.7. Horno tipo "A" para calentamiento de petróleo. (M. W. *Kellogg* Co.)

"empapadora". Los empapadores radiantes se prefieren a los de convección debido a que pueden ser controlados mejor en cuanto al calor que se suministra. Además, puesto que los tubos pueden verse durante la operación, cualquier deformación en ellos puede notarse evitándose fallas en los tubos con el consiguiente incendio. El encendido del horno en su piso permite el uso de gran número de pequeños quemadores distribuidos a lo largo de la longitud de los tubos, asegurando una distribución uniforme de flujo térmico. Los pequeños quemadores pueden localizarse cerca de la pared o de los tubos en la bóveda, sin peligro de que la flama de los quemadores golpee directamente en los tubos. Como resultado, las dimensiones de la sección transversal de este horno pueden reducirse y los tubos pueden ser más largos que en un horno que se calienta por la parte inferior de la pared con quemadores grandes. Además, se puede lograr un ahorro considerable de tubos doblados exprofeso o "cabezales" que por lo general son caros.

Factores en la transferencia de calor radiante. Como se indicó al final del Cap. 4, la ecuación general para la transferencia de calor puede representarse por

$$Q = F_A F_e A\sigma(T_1^4 - T_2^4) \qquad (4.42)$$
$$= \mathcal{F}\sigma A'(T_1^4 - T_2^4) \qquad (19.1)$$

donde Q = flujo de calor por radiación solamente hacia A', Btu/h
T_1 = temperatura de la fuente, °R
T_2 = temperatura de la superficie receptora, °R
$\mathcal{F}$ = factor que toma en cuenta la geometría del sistema y las emisividades de cuerpo gris de los cuerpos calientes y fríos, sin dimensiones
A' = superficie efectiva de transferencia de calor del cuerpo receptor 0 frío, pies²
σ = Constante de Stefan-Boltzmann, 0.173 $\times$ 10^{-8} Btu/(h)(pie²)(°R⁴)

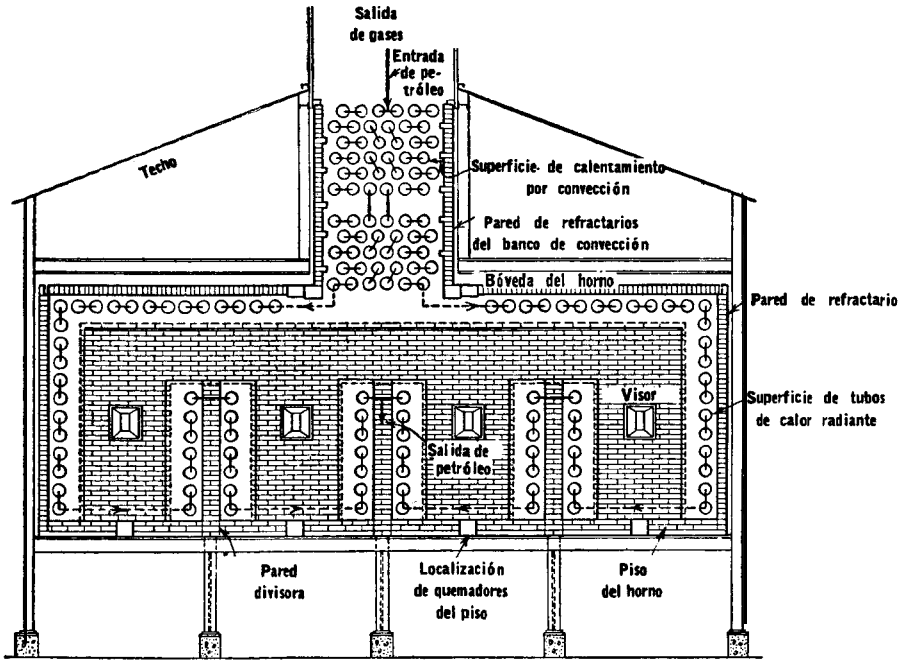


FIG. 19.8. Horno para calentamiento de petróleo con banco de convección superior provisto con secciones radiantes de encendido independiente. (M. W. Kellogg Co.)

Es obvio que la aplicación de esta ecuación a los problemas prácticos de la ingeniería debe incorporar simplificaciones y suposiciones. Será provechoso desarrollar las bases de estas. amplificaciones e indicar las suposiciones.

En general, el horno consiste de un receptor de calor o sumidero, una *fuente* de calor, y superficies *que los contienen (la* última está formada en parte por el sumidero y/o por la fuente). Si bien hay una interacción compleja entre estas tres partes esenciales, pueden evaluarse mejor en el orden dado.

Receptor de calor. El receptor usual de calor para los hornos industriales se compone de múltiples tubos dispuestos sobre las paredes, techo y piso del horno o localizados centralmente en la cámara de combustión. El caso más común es aquel en que los tubos lisos se arreglan en una hilera simple frente a una pared de refractario. Aun cuando hay muchas formas arbitrarias de evaluar la superficie efectiva de transferencia de calor para tales arreglos, Hottel[4] ha propuesto un desarrollo racional que ahora se usa casi exclusivamente. Ya se dijo que los elementos del horno se manejan mejor

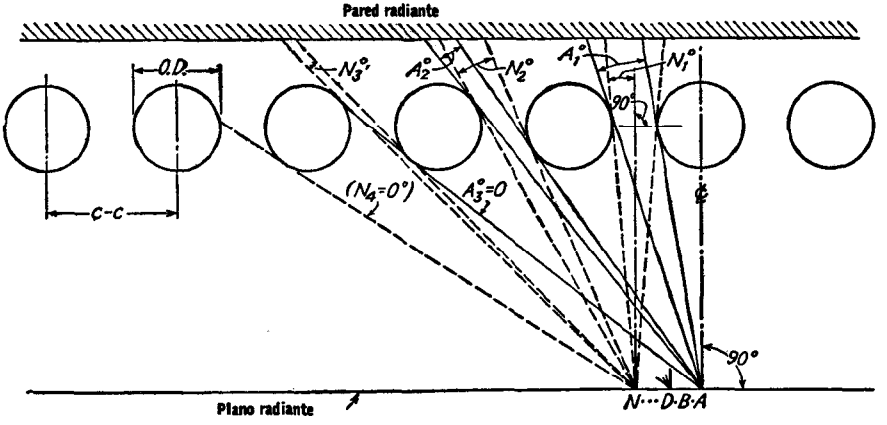


FIG. 19.9. Evaluación del factor de efectividad α

$$\alpha_{A,\text{directo}} = \frac{90° - A_1° - A_2° - A_3°}{90°}$$

$$\alpha_{N,\text{directo}} = \frac{90° - N_1° - N_2° - N_3° - N_4°}{90°}$$

$$\alpha_{\text{directo}} = \frac{\alpha_{A,\text{directo}} + \alpha_{B,\text{directo}} + \cdots \alpha_{N,\text{directo}}}{N}$$

$$\alpha_{\text{total}} = \alpha_{\text{directo}} + \alpha_{\text{directo}}(1.00 - \alpha_{\text{directo}})$$

Nótese que α_A directo, α_B directo, etc., se aproximan a la igualdad a medida que las distancias entre el plano radiante y la hilera de tubos aumenta.

individualmente y al evaluar la superficie efectiva o "expuesta" de las hileras de tubos, se hace la suposición de que la fuente de calor es un plano radiante paralelo a la hilera de tubos. Los efectos de esquina como los descritos en el Cap. 4, se eliminan suponiendo

[4] **Hottel, H. C., *Trans. ASME*, 53, 265 (1931).**

que tanto el plano de los tubos y de la superficie radiante son infinitos, Se supone que todas las superficies son cuerpos negros.

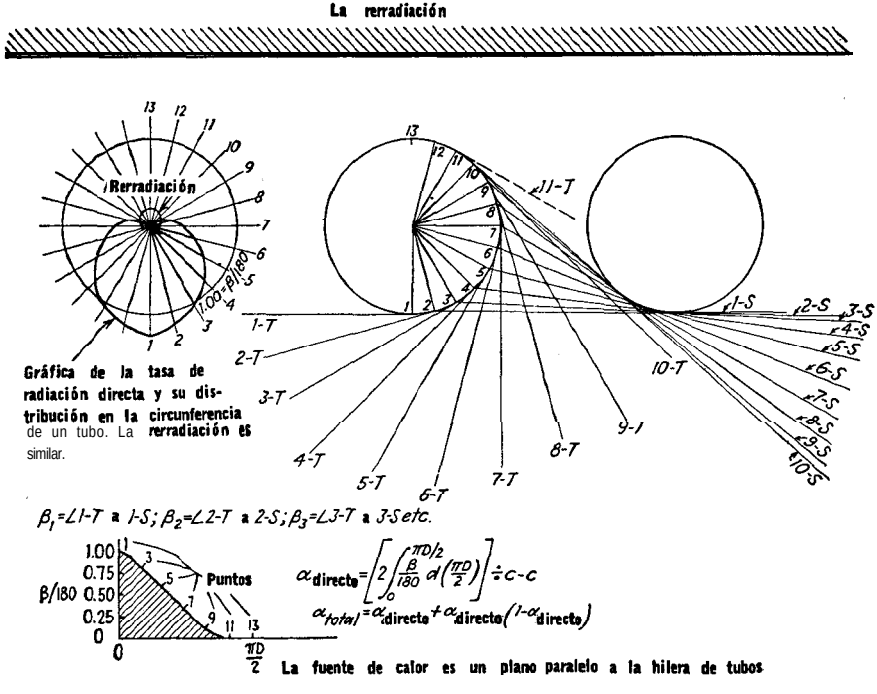
En la Fig. 19.9 se muestra un método para evaluar el *factor de* efectividad α por el cual la superficie de un plano que reemplace la hilera de tubos con emisividad supuesta de 1.0 debe multiplicarse para obtener un plano de superficie equivalente (frío). El plano que reemplaza los tubos A_{cp} es igual al número de tubos por su longitud por el espaciado centro a centro. El primer método mostrado es el sugerido por Hottel[5] que es simple y rápido. Se supone que cualquier pérdida de calor a través del refractario es igual al calor transferido por el refractario por convección; por lo que toda la radiación que incide en la pared se rerradia. Se puede ver que, a medida que los tubos se separan más, la fracción de la radiación que se origina en un punto de la fuente y que sería interceptada por los tubos disminuirá, por lo tanto, α disminuirá. Al mismo tiempo A_{cp} aumenta por tubo. El efecto neto es un aumento en la superficie efectiva por tubo, pero una disminución en la superficie efectiva por unidad de superficie de la pared del horno. La efectividad del tubo aumenta debido a que una mayor porción de su área lateral se irradia. La radiación que no se intercepta por los tubos alcanza el refractario del cual vuelve a radiarse. Se supone que el refractario está a temperatura uniforme (no necesariamente cierto), la radiación que se origina en los refractarios será interceptada en la misma medida que lo fue la radiación de la fuente. Entonces, la radiación total absorbida por la hilera de tubos será la fracción $[\alpha_{\text{directo}} + \alpha_{\text{directo}}(1 - \alpha_{\text{directo}})]$ de la radiación de la fuente. La ilustración muestra que deben investigarse vanos puntos en el plano radiante (cubriendo únicamente la mitad de la distancia centro a centro de los tubos debido a la simetría del sistema) para obtener el promedio de la fracción de intercepción. También por simetría, únicamente el ángulo entre 90 y 180 necesita ser investigado en cada punto.

Una mejor comprensión de la distribución de la tasa de radiación en la circunferencia del tubo, se obtiene de la Fig. 19.10 en la que los valores se desarrollan desde el punto de vista de la superfice del tubo. El punto de un tubo que está localizado en el diámetro perpendicular al plano radiante y en el lado del tubo frente al plano radiante, recibe radiación en un ángulo de 180°, y por lo tanto, el valor de α en este punto es 1.00. Otros puntos en la circunferencia pueden "ver" a través de ángulos más y más pequeños a medida que avanza hacia la parte trasera del tubo, hasta llegar a un punto en que no se recibe radiación directa desde el plano. Se evalúa la efectividad de cada incremento de área de la superficie *circunferencial A* del tubo, y la su-

[5] Hottel, H. C., Comunicación personal.

ma de estas áreas efectivas debe dividirse por A_{cp} para obtener α. De nuevo, por simetría, sólo se necesita investigar la mitad de la circunferencia de un tubo, y es evidente que la parte frontal de éste absorbe comparativamente más cantidad de calor que otros puntos en su circunferencia.

La intercepción de la rerradiación se puede evaluar de la misma forma, haciendo hincapié en que la intensidad de la rerradiación es $(1 - \alpha_{directo})$ por la intensidad de la fuente. La radiación directa total más la rerradiación pueden ser indicadas en una gráfica de coordenadas polares para mostrar la distribución actual de calor. Es importante notar la deficiencia entre el cociente del valor promedio de α y su máximo para varios puntos de la circunferencia. Para un espaciado normal de tubos de cerca de 1.8 veces su diámetro exterior en los hornos de las refinerías de petróleo, la razón es de cerca de 2.0, indicando que, a un flujo promedio de 10 000 Btu/(h)(pie²) en la superficie total de los tubos A. el punto de máximo flujo (sin considerar factores que afecten la distribución de calor que no sean α) será de 20 000 Btu/(h)(pie²) en la parte frontal de los tubos. Entre mayor sea la razón de la distancia centro a centro al



$$\alpha_{directo} = \left[2\int_0^{\beta/180} d\left(\frac{\pi D}{2}\right)\right] \div c\text{-}c$$

$$\alpha_{total} = \alpha_{directo} + \alpha_{directo}(1 - \alpha_{directo})$$

FIG. 19.10. Evaluación de α mostrando la distribución de flujo de calor en la circunferencia de los tubos

diámetro exterior, menor será la razón de la tasa máxima a la promedio, y puesta que $\alpha_{máx}$ en todos los casos es 1.00, se puede ver fácilmente de este desarrollo de α que la superficie efectiva de los tubos aumenta. Excepto en casos especiales, sin embargo, el horno más barato resulta cuando los tubos se espacian tan cerca como lo permitan las limitaciones mecánicas de la construcción.

En el caso de doble hilera de tubos, la hilera de atrás recibe cerca de un cuarto del calor total transferido. Nuevamente es importante notar que la razón del flujo máximo al promedio (circunferencia) para las dos hileras. de tubos resulta peor que para una sola hilera. La razón puede obtenerse dividiendo la superficie circunferencial total para las dos hileras por el producto total αA_{cp} de las mismas. En la realidad la emisividad de tubo no es 1.00 como se supuso y habrá algo de reflexión de un tubo a otro. El efecto neto es aumentar la emisividad efectiva de la hilera en un 2 o 3% que se desprecia en la práctica.

La Fig. 19.11 representa valores de α, directos y totales, para hileras de tubos simples y dobles con refractarios en su parte posterior. De los valores de $\alpha_{directo}$ en la primera y segunda hilera, puede verse que un conjunto de tubos de más de dos hileras de profundidad puede suponerse que tiene un valor de α_{total} igual a 1.0. Para bancos de convección cuyos tubos se radian directamente de] horno A_{cp} es en realidad el ancho por la longitud de la abertura.

En las calderas los tubos a menudo están empotrados por mitad en el refractario, a veces aleteados, y ocasionalmente se equipan con bloques especiales de refractario. Para desarrollos más detallados de los valores de α para arreglos de esta naturaleza, consúltese a Hottel.[6] Otra complicación seria en las calderas se origina por la adherencia de la escoria en los tubos.

Mullikin[7] ha presentado un método para evaluar la superficie efectiva de transferencia de calor radiante para varios tipos de tubos de calderas. Para tubos con escorias de cualquier tipo, la superficie efectiva es

$$(\alpha A_{cp})_e = A_{cp}\alpha F_c F_s F_\epsilon \qquad (19.2)$$

donde A_{cp} y α son como hasta ahora con los suscritos que indican la condición de escoria y

donde F_c = factor de conductividad, adimensional
F_s = factor de escoria, adimensional
F_ϵ = factor de emisividad, adimensional

[6] Hottel, *loc. cit.*
[7] Mullikin, H. F., *Trans. ASME*, 57, 519 (1935)

Nótese que la emisividad del tubo se introduce en la evalución de la superficie efectiva en este caso, mientras que previamente la emisividad se consideró en el factor de intercambio $\mathcal{F}$. En realidad, no habrá confusión, puesto que en el único método discutido aquí en el que se emplea (αA_{cp}) se supone que F_ε es la unidad. Los valores prácticos de F_c son **1.00** para tubos lisos y aleteados, 0.70 para placas de metal ancladas en los tubos, y 0.33 para bloques de metal anclados en refractarios. El factor de escoria variará desde 0.6 a 0.9 o 1.0 para calderas bien operadas. Cuando los tubos están limpios, F_s es, por supuesto, 1.0. De una recopilación de pruebas en calderas, el factor de escoria parece que ordinariamente es 0.8 a 0.9. Es imposible hacer una generalización acerca del problema del escoriado, que puede presentarse con diferentes carbones (y con algunos petróleos) y a diferentes temperaturas del horno, el factor de escoria es en tales casos estimado a partir de información comparable. Una caldera en servicio intermitente tiende a limpiarse a sí misma, mientras que en un servicio continuo llega a un estado de equilibrio (estático o cíclico) en el cual los efectos de la escoria no varían apreciablemente. Aparentemente hay una diferencia considerable entre la reducción en la absorción de calor debida a la ceniza seca depositada en los tubos y la que resulta cuando la escoria está fundida o fluye. Un cambio en las condiciones de operación, puede cambiar las condiciones de la escoria originando variaciones en la exactitud de cualquier ecuación que considere los principos de transferencia térmica sin factores prácticos.

Fuente de calor. 'El calor de un horno se provee primariamente por una reacción de combustión y por el calor sensible del aire de combustión si éste ha sido precalentado. Los combustibles gaseosos generalmente generan llamas no luminosas. Los combustibles de petróleo pueden quemarse de manera que generen flamas de luminosidad variable, dependiendo del diseño del quemador, grado de atomización y porcentaje de aire en exceso. Los quemadores de carbón pulverizado producen una flama que contiene partículas incandescentes y un alto grado de luminosidad sobre el mínimo obtenible en quemadores de petróleo. Los stokers proveen un lecho de combustible incandescente.

Las diferencias en las características de las flamas o patrones de calor producidas en el quemado convencional de varios combustibles, han dado por resultado el desarrollo de métodos de cálculo de la transmisión de calor radiante que se aplican, por una parte, a los hornos calentados por gas o petróleo de las refinerías, y por otra, a las unidades calentadas con carbón (ya sea pulverizado o en stoker). No hay un método simple, universalmente aplicable, para calcular

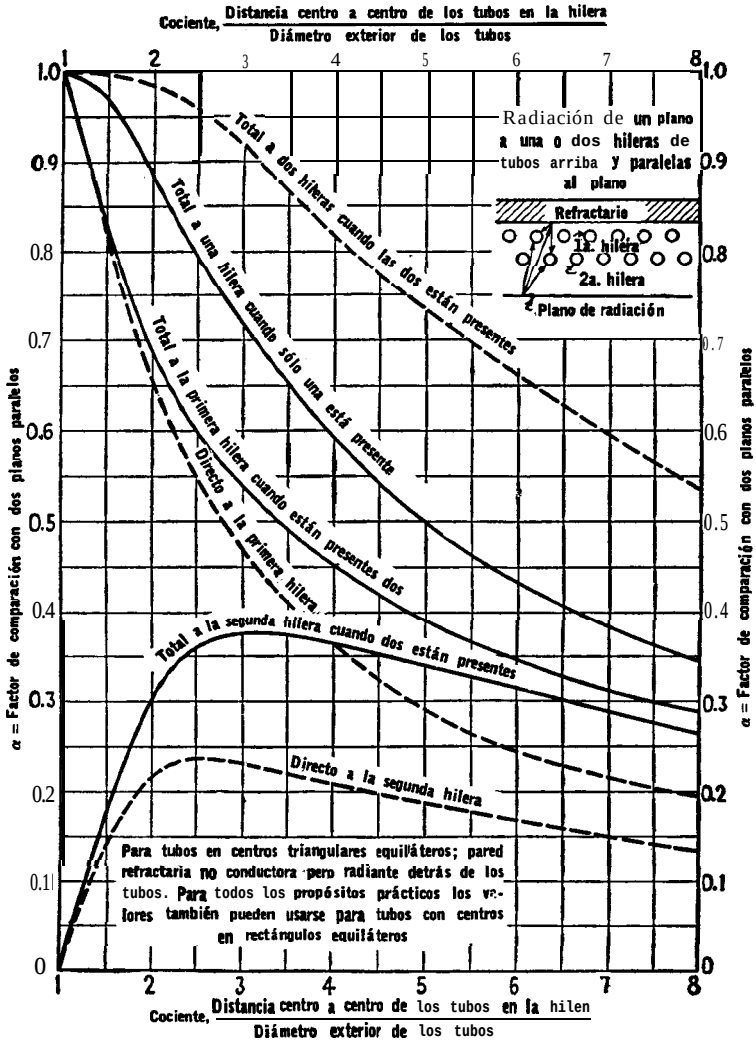


FIG. 19.11. Radiación entre un plano y una o más hileras de tubos paralelas al plano. (*Cortesía* de *Hottel*)

la absorción de calor en cualquier tipo de horno. Al principio, entonces, los cálculos deben diferenciarse entre hornos calentados con gas o petróleo y aquellos a los que se alimentan combustibles sólidos. Es justificable decir que los métodos para calcular la absorción de calor en los hornos de refinerías están más avanzados que aquellos para calderas. Indudablemente esto se debe, cuando menos en parte, a la mayor complejidad de las fuentes de calor y receptoras

en las calderas. Si bien se presentaran métodos de cáculo para hornos alimentados con carbón, la discusión de la fuente de calor se limitará principalmente a los hornos cuyas cámaras de combustión estén llenas principalmente con gases no luminosos y en los que las superficies delimitantes no formen parte de la fuente calórica -en oposición al caso de un horno alimentado con stoker. Los cálculos para flamas luminosas requieren información obtenida ya sea de experimentos o de la experiencia, y algunos datos han sido reportados por Hottel.[8]

Considere por el momento un horno en el cual se quema un combustible gaseoso mediante quemadores que producen flamas no luminosas. Además, considere que la trayectoria de los productos de combustión a través del horno es muy corta comparada con las dimensiones del plano perpendicular a la trayectoria. En este horno, equipado conmuchos quemadores pequeños para dar una buena distribución de la combustión, uno podría esperar una variación pequeña o ninguna en la temperatura de los gases de un punto a otro en el horno. No hay flamas luminosas que radien a los tubos o al refractario. Las únicas fuentes primarias de radiación son los productos de combustión y éstos se supone que tienen temperatura uniforme. Hay gran diferencia en la emisividad de varios gases a la misma temperatura. Los gases diatómicos tales como el O_2, N_2, y H_2 tienen emisividades muy bajas, tanto que pueden ser consideradas cero en el trabajo de diseño de los hornos. Por otra parte, H_2O, CO, y SO, tienen buenas emisividades (aunque menores que muchos materiales sólidos), y el CO' tiene una emisividad de tipo medio. Las fuentes de radiación pueden referirse específicamente como a constituyentes radiantes en los productos de combustión. Ordinariamente el H_2O y el CO_2 son los únicos constituyentes radiantes que necesitan considerarse, puesto que las pequeñas cantidades de azufre de muchos combustibles es despreciable, y los hornos generalmente se operan con suficiente exceso de aire para eliminar el CO.

La radiación total de una masa de gas que contiene CO, y H_2O dependerá de la temperatura del gas y el número presente de moléculas radiantes. El volumen del gas y la concentración moléculas radiantes por unidad de volumen son, por lo tanto, una medida de la radiación que puede anticiparse a una temperatura dada. Actualmente la forma geométrica del gas debe también considerarse debido al factor de ángulo involucrado en la radiación.

La ***longitud de la trayectoria media, L*** pies, es la profundidad promedio de la capa de gases de combustión en todas direcciones

[8] Perry, J. H . . "Chemical Engineers' Handbook", 3d ed., Págs. 493495, McGraw-Hill Book Co. Inc., New York, 1950.

para cada uno de los puntos de la superficie circundante del horno y se usa en lugar de la medida cúbica del volumen. La concentración de las moléculas radiantes se mide por su presión parcial. La emisividad de la masa de gas en un horno es una función del producto pL atm-pies, donde p es la presión parcial del constituyente radiante. Si se encuentra presente más de un constituyente radiante las emisividades son aditivas, aun cuando se debe hacer una pequeña corrección por la interferencia de un tipo de moléculas con la radiación de otras. Al calcular la emisividad de una masa de gas, se debe tomar en cuenta las temperaturas tanto de la fuente como del receptor. Para la transferencia de calor a un cuerpo negro, uno usaría la ecuación

$$Q_b = 0.173 F_{bA} \left[\epsilon_G \left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - a_G \left(\frac{T_b}{100} \right)^4 \right] A'_b \qquad (19.3)$$

donde Q_b = carga o transferencia de calor al cuerpo negro por radiación del gas, Btu/h
A'_b = área efectiva de transferencia de calor del cuerpo negro, pies²
a_G = absorsividad del gas a T_b, adimensional
F_{bA} = factor para considerar la geometría del sistema con un cuerpo negro receptor, adimensional
T_G = temperatura del gas, °R
T_b = temperatura del cuerpo negro, °R
ϵ_G = emisividad del gas a T_G, adimensional

Prácticamente, a_G puede reemplazarse por ε_G evaluada a T_b. Cuando están presentes dos constituyentes radiantes, H_2O y CO_2, la ecuación puede escribirse entonces (despreciando el factor de corrección para interferencia entre moléculas disímiles :

$$Q_b = 0.173 \mathfrak{F}_b \left[(\epsilon_C + \epsilon_W)_{T_G} \left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - (\epsilon_C + \epsilon_W)_{T_b} \left(\frac{T_b}{100} \right)^4 \right] A'_b \qquad (19.4)$$

donde $(\epsilon_C + \epsilon_W)_{T_G}$ = emisividad del gas a T_G
ϵ_C = emisividad del CO, a $p_{CO_2} L$ y T_G
ϵ_W = emisividad del H_2O a $p_{H_2O} L$ y T_G
$(\epsilon_C + \epsilon_W)_{T_b}$ = emisividad (sustituida por absorsividad)
ϵ_C = emisividad del CO, a $p_{CO_2} L$ y T_b
ϵ_W = emisividad del H_2O a $p_{H_2O} \cdot L$ y T_b

Se notará que además del factor de corrección que debería introducirse para tomar en cuenta la interferencia; Egbert[9] ha encon-

[9] Egbert, R. B. Sc. D. Thesis in *Chem. Eng. MIT*, 1941.

trado que la emisividad del vapor de agua es una función de su presión parcial. Hottei ha determinado valores de L para hornos de diversas formas geométricas, y la Tabla 19.1 presenta un bos-

TABLA 19.1. LONGITUD MEDIA DE LA TRAYECTORIA RADIANTE EN VARIAS FORMAS DE GAS

Relaciones dimensionales * Hornos rectangulares	Longitud media, L, pies
1. l-l-l a l-l-3 1-2-1 a 1-2-4	$\frac{2}{3}\sqrt[3]{\text{volumen del horno, pies}^3}$
2. l-l-4 a 1-1-∞	1.0 × la menor dimensión
3. 1-2-5 a 1-28	1.3 × la menor dimensión
4. 1-3-3 a 1-∞-∞	1.8 × la menor dimensión
Hornos cilíndricos	
5. $d \times d$	$\frac{2}{3}$ diámetro
6. $d \times 2d$ a $d \times \infty d$	1 × diámetro
Banco de tubos	
7. Como en las secciones convencionales	L (pies) = $0.4P_T - 0.567$ DE, plg

* Longitud. ancho y alto en cualquier orden.

quejo útil de estos valores. En el diseño de hornos industriales el término tasa se usa sinónimamente con el término flujo térmico de los capítulos anteriores, y no se consideran coeficientes de película individuales. Es conveniente tener gráficas que den los valores del flujo térmico por radiación de calor q_c y q_w como funciones de pL y T donde

$$q_C = 0.173\epsilon_C \left(\frac{T}{100}\right)^4 \text{ a } p_{CO_2} \cdot L \text{ y } T$$

$$q_W = 0.173\epsilon_W \left(\frac{T}{100}\right)^4 \text{ a } p_{H_2O} \cdot L \text{ y } T$$

$$q_b = 0.173\epsilon_b \left(\frac{T}{100}\right)^4 \text{ y } \epsilon_b = 1.00$$

Tales gráficas se presentan en las Figs. 19.12 y 19.13 proporcionadas por Hottei y Egbert. En el inserto se da la corrección por interferencia en porciento, y la emisividad corregida es igual a

$$\epsilon_G = \left[\frac{(q_C + q_W)_{T_G} - (q_C + q_W)_{T_S}}{(q_b)_{T_G} - (q_b)_{T_S}}\right] \frac{100 - \%}{100} \qquad (19.5)$$

En muchos casos simples de transferencia de calor radiante de gases a cuerpos no negros, no necesitan introducirse complicaciones de factores de ángulo y la tasa de transferencia de calor puede calcularse simplemente por

$$q = \frac{Q}{A} = \epsilon_S[(q_C + q_W)_{T_G} - (q_C + q_W)_{T_S}] \frac{100 - \%}{100} \qquad (19.6)$$

donde el suscrito S se refiere a la superficie fría y la emisividad de esta superficie es ϵ_S. Este es el caso en haz de tubos localizados en hornos con secciones de convección donde la transferencia de calor radiante es a menudo muy importante. En este caso particular, los tubos están rodeados por el gas y no se necesitan factores de ángulo. La superficie usada es la circunferencia1 del tubo. (Para bancos de tubos hay una transferencia adicional de calor radiante de las paredes del refractario lo que se añade a la tasa de transferencia promedio.)

Se pueden sacar algunas conclusiones de la dependencia de la emisividad del gas de pL. Para hornos de las mismas proporciones físicas pero de diferente tamaño, se podría esperar que el más grande tuvierá una razón mayor de transferencia de calor a una temperatura dada del gas (debido al mayor valor de L). El efecto de aumentar el exceso de aire es reducir el valor de p, o sea la emisividad, por lo que la tasa de radiación de un gas dado a cierta temperatura disminuye. Aun cuando no estrictamente relacionado a la discusión de los efectos del exceso 'de aire, se ha encontrado por experiencia que los hornos de refinería no operan en condiciones óptimas debido al uso de excesos de aire. Las condiciones de operación de las calderas por lo general se controlan más rígidamente que los hornos de las refinerías, debido al mayor costo del combustible en las plantas de vapor.

Superficies envolventes. La función que juega la pared de refractario, bóvedas y piso de un horno en la transferencia de calor del gas a la superficie fría, es a menudo difícil de visualizar. La masa del gas radia en todas las direcciones. La emisividad del gas evaluada a partir de p y L, como ya dijimos, es direccional en cuanto a que denota la radiación que incide en cierto punto de la superficie fría en el envolvente del horno. Toda esta radiación se dirige desde varias secciones de la masa de gas ***hacia ese punto en particular.*** Sin embargo, varias secciones de la masa del gas también radian en otras direcciones. Algo de esta radiación puede dirigirse hacia la superficie del refractario (que no está fría), y el refractario a su vez refleja la radiación incidente, parte de la cual se dirige nuevamente

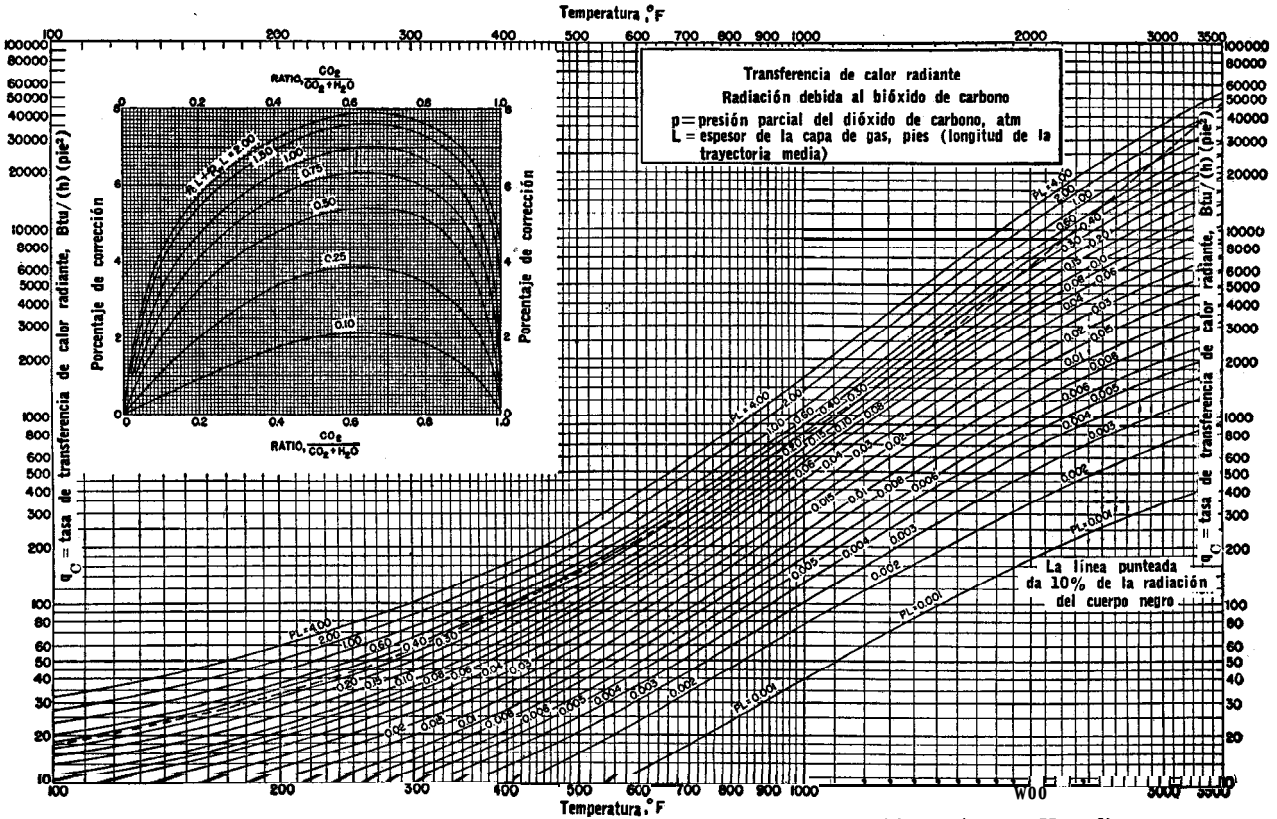


FIG. 19.12. Radiación debida al bióxido de carbono. (*Cortesía* de *Hottel*)

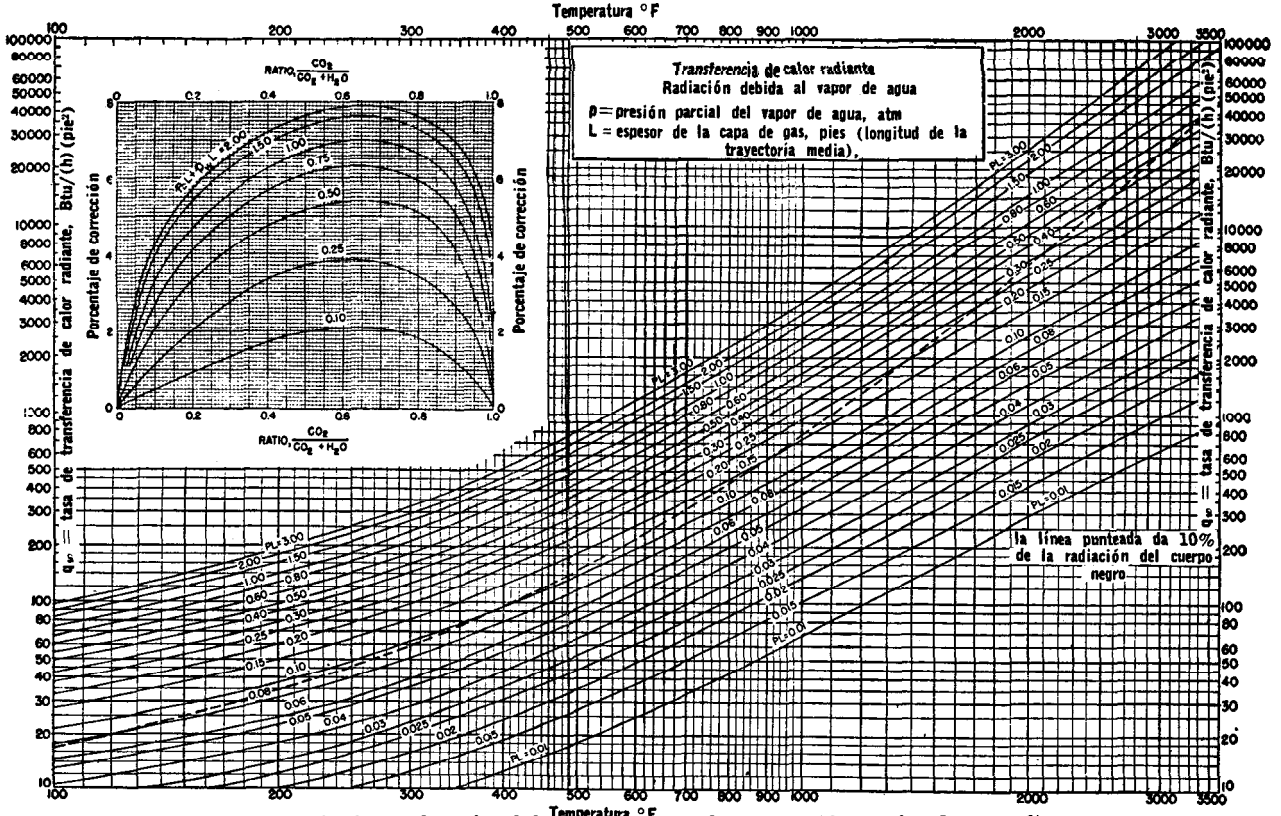


FIG. 19.13. Radiación debida al vapor de agua. (Cortesía *de Hottel*)

hacia el punto considerado inicialmente. La masa de gas es bastante transparente a la rerradiación (aun más que a la reflexión puesto que las características espectrales de la rerradiación dependen de las características de la superficie del refractario); por lo que el punto de la superficie fría recibe más radiación que la que sería evaluada a partir de la emisividad del gas. El refractario se comporta en manera similar a un reflector colocado de una fuente luminosa.

Una manera efectiva de ilustrar el efecto del refractario es empezar con una superficie envolvente que no contenga superficies frías. Este envolvente contiene un gas de cierta emisividad a temperatura dada. Si se practica una pequeña abertura en la envolvente, la radiación que emerja *a* través de la abertura será igual a la proveniente de un cuerpo negro a la temperatura del gas, no importa cuál pueda ser la emisividad del gas siempre y cuando las paredes estén bien aisladas y el sistema haya alcanzado su equilibrio térmico. Ahora, si en lugar de la abertura se coloca una pequeña sección de superficie fría dentro del envolvente, la radiación que incida en ella será igual a la que se originara en alrededores negros a la temperatura del gas. El efecto de un cociente elevado entre la superficie del refractario y la superficie fría, es producir una emisividad del horno de 1.0, aun cuando la emisividad del gas sea baja.

Por otra parte, si la superficie envolvente es fría y negra, cada punto de la superficie recibirá únicamente la radiación iniciahnente dirigida hacia él, puesto que la radiación en otras direcciones es completamente absorbida y la emisividad del horno es igual a la emisividad del gas. Si la emisividad de la superficie fría es menor que 1, se reflejará algo de la radiación, luego el efecto neto de la menor emisividad de la superficie fría será una disminución en la transferencia de calor para una diferencia dada de temperatura, la disminución no será proporcional a la disminución en emisividad. Las reflexiones serán absorbidas por el gas solamente de una manera parcial, y la porción no absorbida se añadirá a la radiación primaria hacia algún otro punto de la superficie fría. A más baja emisividad del gas (absorsıvidad) menor será el efecto de un cambio en la emisividad de la superficie fría. Debe mencionarse que en una caldera con tubos de humo la transferencia de calor radiante puede evaluarse por aplicación de estos principios y que sin duda es seguro suponer que la emisividad de la superficie del tubo es 1.0.

Se ha demostrado cualitativamente que la transmisión neta de calor radiante se aumentará con una emisividad dada de gas, emisividad de la superficie fría y las temperaturas de la superficie fría

y del gas mediante un aumento de la razón de la superficie del refractario a la superficie fría. Sin embargo, la adición de refractario extra (en la forma de arcos de partición o paredes) no proporciona un medio de aumentar el flujo térmico sin aumentar la temperatura de los gases en el horno. Mientras que la razón del refractario a la superficie fría puede aumentarse de esta manera, esto se logra a expensas de disminuir la trayectoria media del horno. En los hornos llamados de doble sección radiante, cada sección se maneja mejor separadamente.

La evaluación cuantitativa rigurosa de los efectos de la superficie del refractario es muy difícil y escapa al rango de practicabilidad en muchos problemas de ingeniería. Hottel ha desarrollado una ecuación para el factor de intercambio total que se incluye en la Ec. (4.26).

$$F_e = \frac{1}{(1/\epsilon_F) + (1/\epsilon_S) - 1} \tag{19.7}$$

en la cual ε_S es la emisividad de la superficie fría, y ε_F, es la emisividad efectiva de la cavidad del horno (la que será mayor que ε_G si cualquier porción del envolvente no está fría). Hottel define después ε_F como una función de la emisividad del gas, la razón de la superficie del refractario a la superficie fría, y un factor de ángulo que considera las correlaciones geométricas entre las varias secciones de las superficies frías y del refractario.

Sumarizando, la superficie del tubo debe evaluarse como una superficie plana equivalente: La emisividad de la masa del gas es una función de su temperatura, la temperatura de la superficie fría, la trayectoria media del horno, y la presión parcial de los constituyentes radiantes. La emisividad efectiva del horno es una función de la emisividad del gas y de la razón (y arreglo relativo) del refractario a la superficie fría. El factor total de intercambio puede obtenerse a partir de las emisividades del horno y de la superficie fría usando una ecuación del tipo Stefan-Boltzmann para calcular la transferencia de calor radiante.

$$Q = 0.173\mathfrak{F}\left[\left(\frac{T_G}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_S}{100}\right)^4\right]\alpha A_{cp} \tag{19.8}$$

Teóricamente, el valor promedio indicado de T_G debe usarse en esta fórmula y el calculo de grandes hornos debe llevarse a cabo de sección en sección. Realmente, a menudo, es satisfactorio considerar la temperatura de los gases que salen de la sección radiante del horno como la temperatura ***promedio,*** siempre y cuando el grado de turbulencia de los gases sea alto. Cuando se emplean flamas

altamente luminosas o se tiene un stoker como alimentador, se requieren datos adicionales. Debe notarse que los métodos para calcular las velocidades *promedio* de transferencia de calor o los flujos en las secciones radiantes no dan una medida de la uniformidad de estas características en los tubos. Para estimar las velocidades específicas se requieren ya sea experiencia o cálculos altamente analíticos.

METODOS DE DISEÑO

Los métodos comunes para el cálculo de absorción de calor en las secciones radiantes de los hornos, se indican adelante. Algunos se ilustran mediante cálculos en las conclusiones.

1. Método de Lobo y Evans.[10] Este método hace uso del factor total de intercambio $\mathcal{F}$ y una ecuación del tipo Stefan-Boltzmann. Tiene una buena base teórica y se usa extensamente en el diseño de hornos para refinerías. También se recomienda para calderas que queman petróleo o gas. La desviación promedio entre la absorción de calor predicha y observada en 85 pruebas en 19 hornos diferentes que variaron ampliamente en características físicas y de operación, fue de 5.3%. La desviación máxima fue 16%. Este método se ilustra en el Ej. 19.1.

2. Método de Wilson, Lobo y Hottel.[11] Este es un método empírico que puede usarse para hornos tipo caja alimentados con petróleo o gas de refinería cuando los flujos de calor se sitúan entre 5 000 y 30 000 Btu/(h)(pie^2) de superficie circunferencial. Otras limitaciones son que el porcentaje de aire en exceso sea de 5 a 80% y que las temperaturas de la superficie de los tubos sea al menos 400°F menor que la temperatura del gas de salida de la sección radiante. La longitud de la trayectoria media no deberá ser menor de 15 pies. Este método se usa ampliamente en la industria y se recomienda bajo las limitaciones anteriores cuando no se necesita la exactitud de la ecuación de Lobo y Evans. Para muchas de las pruebas referidas en el método de Lobo y Evans, la desviación promedio fue 6% y la desviación máxima 33%. Este método se ilustra en el Ej. 19.2

3. Ecuación Orrok-Hudson.[12] Esta es una de las primeras ecuaciones empíricas para calcular la absorción de calor en la sección radiante de una caldera con tubos de agua. Ha sido reemplazada

[10] Lobo. W. E.. and J. E. Evans, *Trans. AIChe*, 35, 743 (1939).
[11] Wilson. D. W., W. E. Lobo, and H. C. Hottel. Ind. Eng. Chem.. 24, 466 (1932).
[12] Orrok, G. A., *Trans. ASME*. 47, 1148 (1925).

por expresiones más exactas y es de valor limitado en el diseño. Puede usarse para estimar los efectos del cambio en la alimentación del quemador, así como las variaciones de la razón aire-combustible para una caldera en operación alimentada con carbón o petróleo si se conoce que no habrá cambios apreciables ya sea en el carácter o cantidad del escoriamiento de los tubos. En tales aplicaciones puede ser necesario ajustar la constante de la ecuación para que cumpla con las condiciones de operación conocidas. El uso de esta ecuación se ilustra en el Ej. 19.3.

4. Método simplificado de Wohlenberg.[13] Este es un método empírico aunque indudablemente más confiable que la ecuación de Orrok-Hudson para calcular la absorción de calor radiante. Sólo se aplica para el quemado de carbón. Se repite nuevamente que es un prerrequisito el conocimiento anticipado del escoriamiento para la aplicación de esta ecuación a la transferencia de calor en una caldera. Las pruebas en siete calderas grandes indicaron una desviación de 10% cuando el factor de escoria se estimó de la apariencia del horno. La máxima desviación fue de cerca de 50% cuando se usó stoker, pero se obtuvo mejor precisión en hornos alimentados con carbón pulverizado.

APLICACIONES

Método de lobo y Evans. La ecuación dada previamente para la transferencia de calor radiante a la superficie fría fue

$$Q = 0.173\mathfrak{F}\left[\left(\frac{T_G}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_S}{100}\right)^4\right]\alpha A_{cp} \qquad (19.8)$$

Además, algo de calor se transferirá por convección, y la transferencia total de calor a la superficie fría es

$$\Sigma Q = 0.173\mathfrak{F}\left[\left(\frac{T_G}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_S}{100}\right)^4\right]\alpha_{cp}A_{cp} + h_c A(T_G - T_S) \qquad (19.9)$$

donde A = superficie total del tubo, pies"
A_{cp} = superficie equivalente del plano frío, pies²
$\mathfrak{F}$ = factor total de intercambio, adimensional
h_c = coeficiente de convección, Btu/(h) (pie²) (°F)
ΣQ = calor total transferido a la superficie fría, Btu/h
T_G = temperatura del gas de combustión a la salida de la sección radiante, °R

[13] Wohlenberg, W. J., and H. F. Mullikin, *Trans. ASME*, *57*. *531* (1935).

T_S = temperatura de la superficie del tubo, °R
α = factor por el cual A_{cp} debe reducirse para obtener la superficie fría real, adimensional

El término de convección puede simplificarse suponiendo que h_c = 2.0 y que para este término sólo A es aproximadamente $2.0\alpha A_{cp}$. Puesto que se desea dividir todos los términos por $\mathcal{F}$, se usará un valor de 0.57 en su lugar cuando se considera el término de convección. Entonces

$$\frac{\Sigma Q}{\alpha A_{cp}\mathcal{F}} = 0.173\left[\left(\frac{T_G}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_S}{100}\right)^4\right] + 7(T_G - T_S) \qquad (19.10)$$

Esta correlación se muestra gráficamente en la Fig. 19.14. Además de la ecuación anterior para el flujo de calor, es necesario un balance térmico para la solución del problema de absorción de calor. El balance térmico es

$$Q = Q_F + Q_A + Q_R + Q_S - Q_W - Q_G \qquad (19.11)$$

donde Q = a la carga total en la sección radiante, Btu/h
Q_A = calor sensible sobre 60°F en el aire de combustión, Btu/h
Q_F = calor liberado por el combustible, Btu/h (valor mínimo)
Q_G = calor de los gases de combustión que salen de la sección radiante, Btu/h
Q_R = calor sensible sobre 60°F en los gases de combustión recirculados, Btu/h
Q_S = calor sensible sobre 60°F en el vapor usado para atomización de combustible, Btu/h
Q_W = pérdida de calor a través de las paredes del horno, Btu/h (de 1 a 10% de Q_F, dependiendo del tamaño temperatura y construcción del horno, 2% es un buen factor de diseño)

Como una simplificación posterior Q_S puede despreciarse, y el calor neto liberado es

$$Q_F + Q_A + Q_R - Q_W = Q_{neto} \qquad (19.12)$$

El calor perdido en los gases de combustión a su temperatura de salida T_G es

$$Q_G = W(1 + G')C_{av}(T_G - 520)$$

donde W = gasto de combustible, lb/h

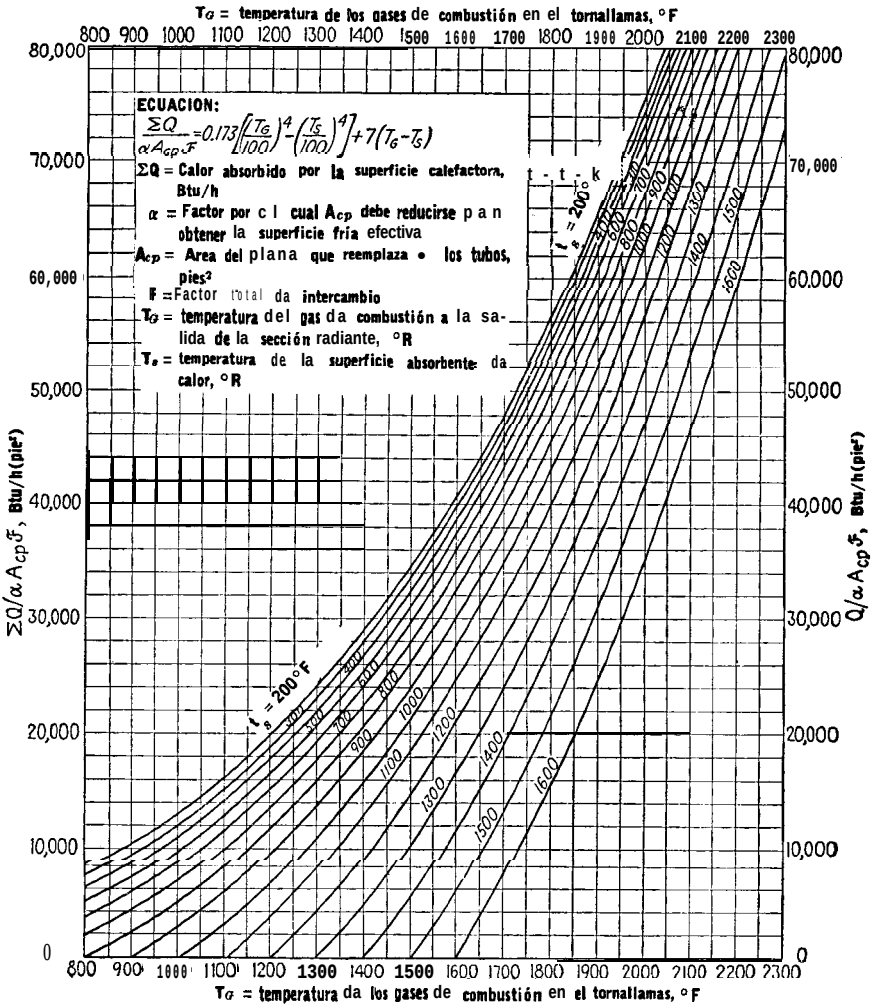


FIG. 19.14. Flujo de calor en la sección radiante

$(1 + G')$ = razón de gases que abandonan la sección radiante a combustible quemado, lb/lb

G' = razón de aire a combustible, lb/lb

C_{prom} = calor específico promedio de los gases de combustión entre T_G°R y 520°R, Btu/(lb)(°F)

Al aplicar las ecuaciones la superficie fría equivalente se evalúa con ayuda de la Fig. 19. ll. Como ya se dijo, A_{cp} es la superficie de un plano que reemplaza la hilera de tubos y corresponde al producto del número de tubos por su longitud expuesta en pies por el espaciado de

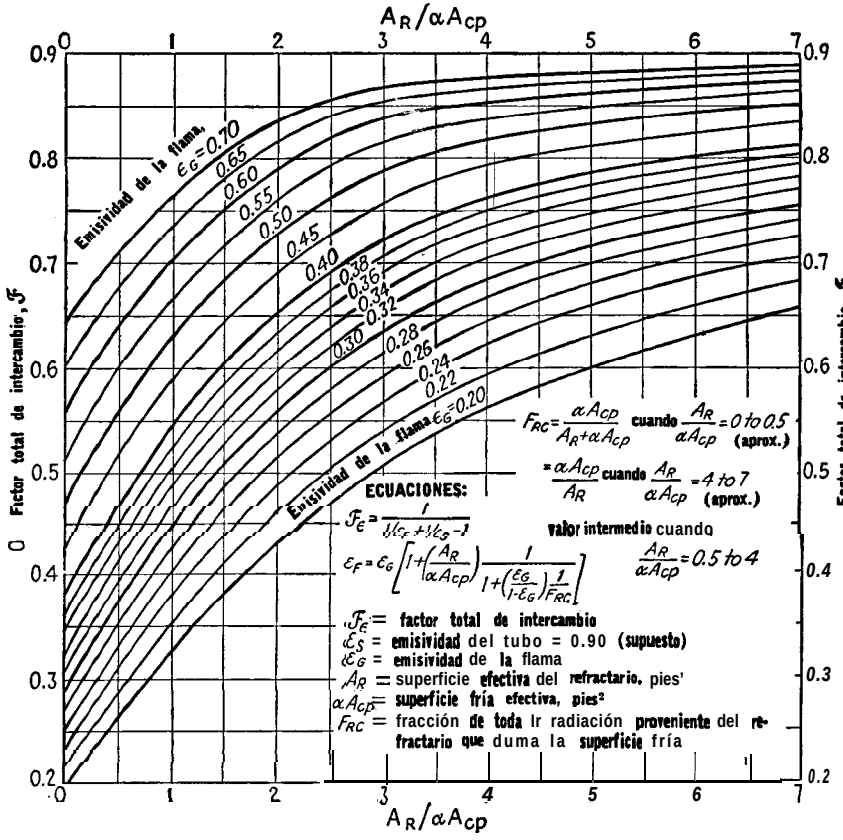


FIG. **19.15. Factor total de intercambio térmico para secciones radiantes**

centro a centro también en pies. Cuando la sección de convección está localizada de tal manera que recibe los beneficios de radiación directa de la sección radiante, ésta deberá incluirse en la superficie plana fría equivalente. Para un conjunto de tubos de más de dos hileras de profundidad, α puede ser tomado como 1.0 y αA_{cp} es simplemente el producto de la longitud por el ancho de las aberturas del banco de convección. Cuando este banco está aislado de la sección radiante, no se incluye en los cálculos de esta sección.

La emisividad del gas se calcula a partir de la longitud de la trayectoria media, presión parcial de los constituyentes radiantes, temperatura de los tubos, y temperatura del gas (que usualmente debe suponerse en el primer cálculo de tanteo). El factor total de intercambio se indica en la Fig. 19.15 como función de la emisividad del gas ("flama") y la razón de la superficie efectiva del refractario A_R, donde

$$A_R = A_T - \alpha A_{cp} \qquad (19.13)$$

donde A_R = superficie efectiva del refractario, pies²
A_T = área total de las superficies del horno, pies²
αA_{cp} = superficie equivalente del plano frío, pies²

La temperatura de los gases a la salida, se obtiene mediante cálculos de prueba y error a menos de que satisfaga la ecuación de transferencia de calor y balance térmico. Para disminuir la cantidad de cálculos requeridos al aplicar el método de Lobo y Evans, la Fig. 19.14 da valores de $\Sigma Q/\alpha A_{cp}\mathfrak{F}$ para varias combinaciones T_G y T_S.

Se recomienda que, en hornos donde la trayectoria del gas sea mayor que 1.5 veces la dimensión mínima de la sección transversal para el flujo de gas, se emplee un calculo por secciones; un caso típico de esto sería el de un horno cilíndrico vertical alimentado en la misma dirección cuya altura sea dos veces su diámetro. Las mitades superior e inferior del horno deberán calcularse como hornos separados, excepto en que los gases de combustión de la mitad. inferior suministrarían su liberación de calor a la otra mitad.

En la práctica la carga total del horno se calcula como primer paso, incluyendo el calor sensible, calor de vaporización y cualquier calor de reacción. La eficiencia del horno e está dada por

$$e = \frac{\Sigma Q}{Q_F} \times 100 \qquad \% \qquad (19.14)$$

Se determina de un balance entre el costo del combustible y el costo inicial del horno (más un precalentador de aire si se usa). La cantidad de aire usada en exceso depende del tipo de combustible, tipo de quemadores, tiro del horno, y temperatura del aire de combustión. Sin embargo, en la práctica, se usan 40% de exceso de aire al diseñar hornos de tiro natural o inducido, y 25% de exceso de aire en aquellos de tiro forzado.

El uso del precalentador de aire está dictado por la temperatura del material más frío que deba calentarse, costo del combustible, costo de la superficie del horno, y en cierta forma, por prácticas convencionales. El uso de precalentadores de aire se justifica fácilmente por el ahorro en costos de combustible, aun cuando complica la operación del horno y requiere mantenimiento adicional.

Cuando la liberación de calor ha sido determinada, el diseño de un horno para petróleo es establecido sobre las bases de la tasa promedio permisible en la sección radiante, como se define en la Tabla 19.2 que aparece en la conclusión de este capítulo. El diámetro del tubo depende de consideraciones sobre el coeficiente de película, caída de presión y tasa de radiación. El espaciado de los

tubos depende de las características de los cabezales o curvaturas de retorno. Se usa el espaciado más cerrado posible, excepto cuando se presentan requerimientos especiales tales como la necesidad de mejorar la uniformidad del flujo en la circunferencia del tubo.

El diseño más económico del horno usa el máximo de longitud de tubo que es compatible con la sección transversal del horno y que provea un espaciado adecuado entre tubos y quemadores. En algunas unidades de refinerías se usan tubos de 60 pies de largo, aun cuando el límite usual son 40 pies. En las calderas la longitud de los tubos puede ser aún mayor.

EJEMPLO 19.1. **Cálculo de un** horno por el método de Lobo **y Evans. Debe** diseñarse un horno para un carga total de 50 000 000 de **Btu/h.** La eficiencia total debe ser 75% (base del valor calorífico menor). Se debe quemar petróleo con un valor calorífico mínimo de 17 130 Btu/lb usando 25% de exceso de aire (correspondiendo a 17.44 **lb** de **aire/lb** de combustible), y el aire se **precalienta** a 400°F. El vapor para atomizar el combustible es 0.3 **lb/lb** de combustible. Los tubos del horno deben ser de 5 plg. DE, centrados, a **8½** plg en una sola hilera. La longitud expuesta de los tubos debe ser 38 pies 6 plg. La temperatura promedio del tubo en la sección radiante se estima en 800°F.

Diseñe la sección radiante del horno de manera que tenga un flujo promedio de 12 000 **Btu/h(pie²).**

Solución. Como en todas las soluciones por prueba y error, debe **suponerse** un punto de partida y luego comprobarse. Con experiencia, el valor seleccionado puede estar muy cerca al requerido para las condiciones. Para propósitos de orientación, uno puede estimar el número de tubos requeridos en la sección radiante suponiendo que

$$\frac{Q}{\alpha A_{cp}} = 2 \times \text{flujo promedio} = 24\ 000\ \textbf{Btu/(h)(pie²)}$$

Si el factor total de intercambio es 0.57, $\Sigma Q/\alpha A_{cp} \mathcal{F} = 24\ 000/0.57 = 42\ 000$; de la Fig. 19.14 se puede ver que con una temperatura de los tubos de **800°F,** se requerirá una temperatura de 1 730°F en los gases de salida para que se efectúe tal flujo de calor. La carga para enfriar los gases del horno a 1 730°F puede calcularse, y de esto determinarse el número de tubos requeridos como primera aproximación en el diseño.

Calor liberado por el combustible, $Q_F = \frac{50600090}{0.75} = 66\ 670\ 000$ **Btu/h**

Cantidad de combustible $= \frac{66\ 670\ 000}{17\ 130} = 3890$ lb/h

Aire requerido $= 3\ 890 \times 17.44 = 67\ 900$ **lb/h**
Vapor de atomización $= 3\ 890 \times 0.3 = 1\ 170$ **lb/h**
Q_F = 66 670 000 **Btu/h**
Q_A = 67 900 × 82 **Btu/lb** a 400°F = 5 560 000 **Btu/h** (sobre 60°F)
Q_S = despreciable (1 170 × 0.5 × 190°F) **Btu/h**
$Q_F + Q_A$ = 72 230 000 **Btu/h**
Q_W = 2% de Q_F = 1330 000 **Btu/h**
$Q_{neto} = Q_F + Q_A - Q_W = 70\ 900\ 000$ **Btu/h**

Calor en los gases de salida a 1 **730°F,** 25% exceso de aire, 476 **Btu/lb** de gas,

$$Q_g = 476\,(3\,890 + 67900 + 1170) = 34500000$$

$$Q = Q_{neto} - Q_g = 70900000 - 34500000 =$$

$$= 36\ 400\ 000\ \text{Btu/h}$$ (primera estimación)

Superficie/tubo, A = 38.5 pies $\times \pi \times 5/12$ SO.4 **pies²**

Número estimado de tubos $N_t = \dfrac{36\,400\,000}{12\,000 \times 50.4} = 60.1$

Suponga 60 tubos.

El esquema de la sección transversal del horno puede ser como en la Fig. 19.16

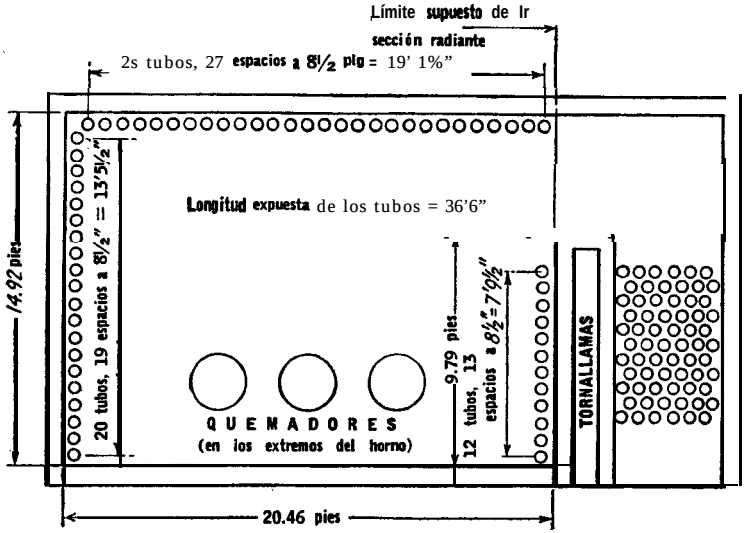


FIG. 19.16. Horno de los Ej. 19.1 **y** 19.2

Equivalente de la superficie plana **fría** A,,:

Distancia centro a centro = **8½** plg

$$A_{cp}\ \textbf{por tubo} = \frac{8\frac{1}{2}}{12}\ \text{plg} \times 38.5 = 25.7\ \textbf{pies}^2$$

Total α para una hilera simple, sostenida por refractarios, de la Fig. 19.11:

Razón de centro a **centro/DE** = **8½/5** = 1.7 α = 0.937 (Fig. 19.11)

αA_{cp}**/tubo** = *25.7* × *0.937* = **25 pies²**

αA_{cp} = 60 X 25 = **1500 pies²**

Superficie del refractario:

Cabezales	= 2 × 20.46 × 14.92 =	611 pies'
Largueros	= 14.92 × 38.5 =	575 **pies²**
Tomallamas	= 9.79 × 38.5 =	377 pies2
Piso y bóveda	= 2 × 20.46 × 38.5 =	1 575 **pies²**
	A_T =	3138 **pies²**

1638 $A_R = A_T - \alpha A_{cp} = 1638$ $\dfrac{A_R}{\alpha A_{cp}} = \dfrac{1638}{1500} = 1.09$

Longitud de la trayectoria media:

Razón de dimensiones $\simeq 38.5 \times 20.46 \times 14.92 \simeq 3:2:1$ (aprox.)

$$L = \tfrac{2}{3}\sqrt[3]{\text{volumen}} = \tfrac{2}{3}\sqrt[3]{38.5 \times 20.46 \times 14.92}$$

$L = 15$ pies

Emisividad del gas: A partir del análisis del combustible, cantidad de vapor y de la suposición de que la humedad del aire es de 50% a **60°F,** las presiones parciales de CO, y H_2O en los gases de combustión con 25% de exceso de aire, son

$p_{CO_2} = 0.1084 \quad p_{H_2O} = 0.1248 \quad p_{CO_2}L = 0.1084 \times 15 = 1.63 \quad p_{H_2O}L = 1.87$

De la Fig. 19.12 y 19.13, se puede evaluar la emisividad del gas.

$$\epsilon_G = \left[\frac{(q_{CO_2} \text{ a } P_{CO_2}L + q_{H_2O} \text{ a } P_{H_2O}L)_{T_G} - (q_{CO_2} \text{ a } P_{CO_2}L + q_{H_2O} \text{ a } p_{H_2O}L)_{T_S}}{(q_b)_{T_G} - (q_b)_{T_S}}\right] \frac{100 - \%}{100} \quad (19.5)$$

$$\%\text{corrección a } \frac{p_{CO_2}}{p_{CO_2} + p_{H_2O}} = \frac{0.1084}{0.2332} = 0.465$$

$p_{CO_2}L + p_{H_2O}L = 3.56$

% corrección = 8 % (estimado)

$$\epsilon_G = \left[\frac{(6500 + 14500) - (650 + 1950)}{39000 - 4400}\right]\left(\frac{100 - 8.0}{100}\right)$$

$\epsilon_G = 0.489$

Factor total de intercambio $\mathcal{F}$:

$$\mathcal{F} \text{ at } \epsilon_G = 0.496 \text{ y } \frac{A_R}{A_{cp}} = 1.69$$

$\mathcal{F} = 0.635$ de la Fig. 19.15

Comprobación de la temperatura requerida del gas para desarrollar la carga en la superficie supuesta:

$\Sigma Q = 36{,}400\,000$ Btu/h supuesto $\quad \alpha A_{cp} = 1500$ pies? supuesto

$$\frac{\Sigma Q}{\alpha A_{cp}\mathcal{F}} = \frac{36\,400\,000}{1500 \times 0.635} = 38\,200$$

T_G requerida (a $T_S \simeq 800$") = 1670°F comparado con 1 730" supuestos en el balance de calor)

Esta prueba indica que se obtendrá un rendimiento de más de 36 400 000 Btu/h, ya que esta carga enfría los gases a 1 **730°F,** mientras que el flujo correspondiente a esta carga podría efectuarse a una temperatura de gas de 1 670°F. Realmente estos dos valores están muy cercanos, y no necesita cambiarse el número de tubos en el horno, ya que el balance final deberá cerrarse alrededor de 1 700°F para el horno supuesto. La carga sería de 37 050000 **Btu/h** a esta temperatura de salida, y suponiendo que $\mathcal{F}$ no cambie (aumentará poco) $\Sigma Q/\alpha A_{cp}\mathcal{F} = 39\,000$, requiriendo un "diferencial" de temperatura de 1 **695°,** lo que es una aproximación suficiente. El flujo circunferencia1 será de 37 050 **000/60** $\times$ 50.4 $\simeq$ 12 280 **Btu/(h)** (pie') comparados con el flujo de 12 000 que se había especificado. La diferencia es despreciable.

En general, si la temperatura requerida del gas para desarrollar la carga establecida en el balance de calor es menor que la temperatura mostrada en el balance de calor, el número supuesto de tubos es reducido o el flujo térmico será mayor que el supuesto.

Método de Wilson, Lobo, y Hottel. Ya se han señalado las limitaciones de este método. En la publicación original se presentaron varias ecuaciones, pero la más útil es la siguiente:

$$\frac{Q}{Q_F} = \frac{1}{1 + (G'/4200)\sqrt{Q_F/\alpha A_{cp}}} \qquad (19.15)$$

donde G' = lb aire/lb combustible y la otra nomenclatura es similar a la dada para el método de Lobo y Evans. Mientras que la superficie fría se evalúa de manera que la ecuación es aplicable a hornos que tengan hileras simples y dobles de tubos, sin embargo, el efecto de la superficie del refractario se desprecia. El efecto de exceso de aire en la eficiencia de la sección radiante se mide únicamente por G', la razón de aire a combustible, y consecuentemente la ecuación no es valida para combustibles que tengan capacidades térmicas muy altas o muy bajas. La ecuación se recomienda para cálculos rápidos (dentro de sus límites) con el fin de predecir los cambios en las condiciones de operación de los hornos.

EJEMPLO **19.2. Cálculo de un horno por el método de *Wilson*, Lobo y Hottel. El horno del Ej. 19.1 debe alimentarse con gas degradado con 40% de aire sin usar precalentamiento de éste. Si la capacidad de los quemadores limita la liberación de calor a 50 000 000 btu/h, ¿cuál será la carga de la sección radiante? (La razón aire-combustible es 22.36 lb aire/lb combustible).**

Solución :

$$Q = 50\,000\,000 \times \frac{1}{1 + (22.36/4200)\sqrt{50\,000\,000/1500}} \qquad (19.15)$$

$$= 25\,300\,000 \text{ Btu/h}$$

El flujo promedio en la sección radiante será 8 350 Btu/(h) (pie"), y la temperatura del gas de combustión a la salida es de 1 540" determinada con balance de calor.

Método simplificado de Wohlenberg. Aunque este método es empírico, su derivación es interesante. Wohlenberg[14] desarrolló un método teórico complejo para evaluar la absorción de calor en los hornos de calderas tomando en cuenta muchas variables ya discutidas y además factores que corresponden únicamente al quemado de carbón. El método simplificado, sin embargo, relaciona la eficiencia de absorción de la sección radiante de cualquier horno de caldera a un diseño base estándar por medio de factores que corrigen para las diferencias en todas las características entre los dos.

[14] Wohlenberg, W. J., and D. G. Morrow, *Trans. ASME*, 47, 177 (1925). Wohlenberg, W. J., and E. L. Lindseth, *Trans. ASME, 48, 949* (1926).

La base del diseño es la siguiente:
Volumen del horno = 8 000 pies³
Liberación de calor = 25 000 Btu/pie³ para quemado de carbón pulverizado
= 40 000 Btu/pie³ para quemado con stoker
Exceso de aire = 20% para quemado de carbón pulverizado
= 40% para quemado con stoker
Carbón = bituminoso de Illinois
Molienda = 75% pasan las 200 mallas
Fracción fría = unidad

La fracción fría se define como la superficie efectiva expuesta de calentamiento radiante en el horno dividida por la superficie total expuesta del horno (excluyendo el alimentador cuando se usa stoker). La evaluación de la superficie calefactora efectiva se efectúa por el método de Mullikin ya discutido. La eficiencia de absorción del horno base de 0.452 para combustible pulverizado y de 0.311 cuando se usa stoker; la eficiencia de absorción e de cualquier horno es la razón del calor absorbido al calor liberado por el combustible (valor calorífico mayor) más el calor del aire de combustión.

La ecuación de Wohlenberg es

$$e = FK_1K_2K_3K_4K_5K_6K_7K_8 + C' \qquad (19.16)$$

donde los factores tienen el siguiente significado: F se escoge de acuerdo con el tipo de alimentación de combustible al horno, carbón pulverizado o stoker, y la influencia de otros factores es

K_1 = volumen del horno
K_2 = liberación de calor, Btu/pie³
K_3 = fracción fría
K_4 = exceso de aire
K_5 = valor calorifico del carbón (valor más alto)
K_6 = finura de molienda
K, = volumen del horno después de K_1
K_8 = liberación de calor después de K_2
C' = precalentamiento de aire

Esta ecuación no se aplica a calderas operadas con gas o con petróleo, aun cuando se pueden usar los métodos propuestos por Mullikin o los de Lobo y Evans. La aplicación de la' ecuación simplificada es directa y da valores que concuerdan cercanamente con el método más complejo de Wohlenberg. Ha sido mencionado en varias ocasiones que la ceniza 0 la escoria presente en las superficies de las calderas presenta problemas distintos a aquellos del cálculo ordinario de transferencia de calor. Así que debe establecer-

se una base para evaluar la influencia de la ceniza o la escoria bajo ías condiciones de operación, antes de que estos métodos puedan aplicarse a un diseño racional.

Ecuación de **Orrok-Hudson.** Esta ecuación es muy similar a la de Wilson, Lobo, y **Hottel,** y como ya se dijo, su mayor uso es en la comparación del rendimiento de **los** hornos bajo diversas condiciones de operación. La absorción fraccionaria de calor es

$$\frac{Q}{Q_F} = \frac{1}{1 + G' \sqrt{C_R/27}} \tag{19.17}$$

donde G', Q, y Q_F ya han sido definidas y C_R son las libras de combustible por hora por pie cuadrado de superficie proyectada en la sección radiante. Para un tubo, C_R = (DE plg/12) X longitud expuesta.

EJEMPLO 19.3. Cálculo **del rendimiento mediante la ecuación de Orrok-Hudson. ¿Qué** porcentaje de aumento de absorción de **calor puede** esperarse en la sección radiante de una caldera cuando el gasto en combustible se aumenta 50% ?

El cociente inicial de absorción a liberación es 0.38, y el exceso de aire se espera que aumente de 25 a 40% a resultas del aumento en la cantidad del combustible quemado.

Solución:

$$\frac{Q_{F2}}{Q_{F1}} = 1.50 \qquad \frac{C_{R2}}{C_{R1}} = 1.5$$

$$\frac{G'_2}{G'_1} = \frac{140}{125}$$

Debe determinarse Q_2/Q_1.

$$\frac{Q_1}{Q_{F1}} = \frac{1}{1 + G' \sqrt{C_R/27}} \quad 0.38$$

$$1 = 0.38 + 0.38 G'_1 \sqrt{C_{R1}/27}$$

$$G'_1 \sqrt{\frac{C_{R1}}{27}} = \frac{0.62}{0.38} = 1.63$$

$$G'_2 \sqrt{\frac{C_{R2}}{27}} = \frac{140}{125} G'_1 \sqrt{\frac{1.5 C_{R1}}{27}} = 1.12 \times 1.223 G'_1 \sqrt{\frac{C_{R1}}{27}}$$

$$G'_2 \sqrt{\frac{C_{R2}}{27}} = 1.37 G'_1 \sqrt{\frac{C_{R1}}{27}} = 1.37 \times 1.63 = 2.23$$

$$Q_2 = \frac{Q_{F2}}{1 + 2.23} = 0.31 Q_{F2}$$

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{0.31 Q_{F2}}{0.38 Q_{F1}} = \frac{0.31 \times 1.5 Q_{F1}}{0.38 Q_{F1}} = 1.22$$

Entonces la absorción de radiación se aumentará únicamente 22% para un aumento de 50% en el calor liberado. En tal caso, deben investigarse los **efec-**

tos de la mayor temperatura de los gases de salida sobre el calentador de tubos.

Aplicaciones diversas. La transferencia de calor radiante es de importancia en otras secciones del horno aparte de la sección radiante propiamente dicha. La transferencia de calor radiante a los tubos del banco de convección de un horno, tal como se muestra en la Fig. 19.16, puede evaluarse por el método de Lobo y Evans. El procedimiento es el mismo que en el caso del cálculo de la sección radiante, con excepción de que la temperatura del gas que se usará es la de los gases que pasan por el tornallamas. Uno podría esperar que la temperatura por usarse sería la del gas después de que el calor se haya perdido en los tubos por causa de la radiación. Sin embargo, en este caso en particular, la temperatura radiante media es muy cercana a la de los gases que entran a la cavidad inmediatamente arriba del banco de tubos. Por lo que no se involucran cálculos de prueba y error en la evaluación de esta transferencia de calor, ya que la temperatura de salida en la sección radiante es conocida. Debe notarse que, puesto que la transferencia de calor por convección al banco de tubos se evaluará independientemente, el valor de $\Sigma Q/aA_{cp}\mathcal{F}$ correspondiente a la temperatura del gas y a la temperatura de los tubos metálicos deberá reducirse por la cantidad $7(T_G - T_S)$.

Una vez que los gases hacen su entrada en las hileras de tubos, continuarán perdiendo calor por radiación, y a pesar de que la longitud de la, trayectoria media es más bien corta, esta radiación puede alcanzar del 5 al 30% del calor total transferido en toda la sección de convección. Esta radiación puede evaluarse por la ecuación

$$Q_{RC} = 0.173 \left[\left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_S}{100} \right)^4 \right] A \frac{1}{(1/\epsilon_G) + (1/\epsilon_S) - 1} \qquad (19.18)$$

donde Q_{RC} = flujo de calor radiante en un punto de la sección de convección en Btu por hora. Otros términos se definieron en el método de Lobo y Evans. Se notará que no se hace corrección para la rerradiación de las paredes del refractario. (Es más conveniente usar en su lugar el método de Monrad[15] para aplicar un factor de corrección al coeficiente combinado de transferencia térmica por convección y radiación.) Con una pérdida despreciable en la exactitud, el último término se puede escribir

$$\frac{1}{(1/\epsilon_G) + (1/\epsilon_S) - 1} = \epsilon_G \epsilon_S \qquad (19.19)$$

[15] Monrad, *C. C., Ind. Eng. Chem., 24, 505* (1932).

y la ecuación se transforma, por sustitución,

$$\frac{Q_{RC}}{A} = \epsilon_s[(q_C + q_W)r_d(q_C + q_W)r_s]\left(\frac{100 - \%}{100}\right) \qquad (19.20)$$

El uso de esta ecuación se ilustra por el Ej. 19.4. Otro tipo de problemas frecuentemente encontrados es en el que una marmita o tanque debe usarse para hervir un líquido y el recipiente se calienta ya sea directamente o mediante gases de combustión que provienen de otra unidad. Esto puede calcularse. aplicando los mismos principios ya ilustrados. El Ej. 19.5 es una de estas aplicaciones.

EJEMPLO 19.4. Cálculo del coeficiente de radiación equivalente. En la sección de convección de un horno de refinería, los tubos son de 5 plg DE centrados a 8½plg, espaciados en arreglo triangular equilátero. Los gases de combustión en la hilera de tubos bajo consideración están a 1 500°F; la temperatura del tubo es de 650°F. Los gases de combustión contienen 10.84% CO, y 12.48% H_2O por volumen. Calcúlese la transferencia de calor radiante entre el gas y los tubos en términos de un coeficiente que pueda aíiadirse al coeficiente de transferencia de calor por convección.

Solución:

$\epsilon_S = 0.90$ (supuesto)

$L = 0.4$ (centro a centro)- 0.567 (DE) (de 7 en Tabla 19.1)

$= 0.4\ (8.5) - 0.567\ (5) = 3.400 - 2.335$

$= 0.565$ pies

$p_{H_2O}L = 0.1248 \times 0.565 = 0.0704$ atm-pies

$p_{CO_2}L = 0.1084 \times 0.565 = 0.0611$ aim-pies

q_{H_2O} a $T_G = 1050$ $\quad q_{H_2O}$ a $T_S = 165$

q_{CO_2} a $Ta = \frac{1700}{2750}$ $\quad q_{CO_2}$ a $T_S = \frac{160}{325}$

$$\frac{Q_{RC}}{A} = 0.9(2750 - 325)$$

$$\frac{P_{CO_2}}{P_{CO_2} + P_{H_2O}} = \frac{0.1084}{0.1084 + 0.1248} = 0.465$$

$P_{CO_2}L + P_{H_2O}L = 0.1315$

% corrección = 2 %

$$\frac{Q_{RC}}{A} = 0.9 \times 2425 \times 0.98 = 2140$$

El coeficiente equivalente de radiación es, entonces,

$$h = \frac{Q_{RC}}{A\,\Delta T} = \frac{2140}{1500 - 650} = 2.51\ \text{Btu/(h)(pies}^2\text{)(°F)}$$

el cual es una parte muy apreciable del coeficiente total. Para corregir el coeficiente total $h_c + h_r$ por radiación de las paredes del banco de convección, se recomienda el uso del método de Monrad ya mencionado.

EJEMPLO 19.5. Cálculo del calentamiento de un recipiente. Diseñe un recipiente simple para concentrar continuamente una solución cuyo punto de ebullición es 480°F. La carga térmica es de 500 000 Btu/h. La fuente de calor disponible son 3 050 lb/h de gas de combustión a 1 500°F. Se dispone de cierta cantidad de tubo de 48 plg DE.

Solución. La unidad requerida debe tener la forma mostrada en la Fig. 19.17. Los gases de combustión fluyen paralelos al eje del recipiente en un

túnel situado debajo de él. Aunque la superficie fría esté segregada de la superficie del refractario en una cantidad mayor que a la que se presenta en la sección radiante de un horno, se puede usar el factor de intercambio de Lobo y Evans sin afectar la **precisión** de la solución e una cantidad mayor que el error que se obtiene no escogiendo la temperatura del gas con suficiente exactitud.

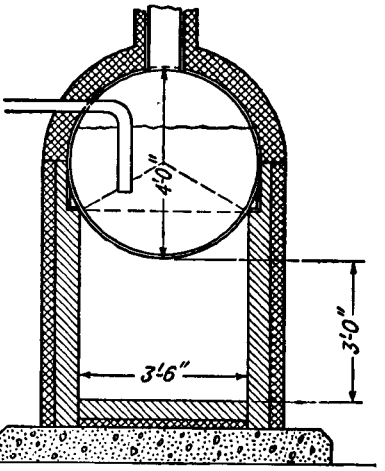


FIG. 19.17. **Concentrador** simple del Ej. 19.5

Puesto que el recipiente será muy largo comparado con la sección transversal de la trayectoria del gas, está indicado un cálculo por pasos a menos de que la temperatura media del gas pueda evaluarse con suficiente exactitud. En el cálculo por pasos el calentador puede dividirse en secciones de longitud variable cada uno de ellos teniendo la misma carga térmica. En cuanto a que la transferencia de calor es predominantemente radiante y la superficie fría está a temperatura constante, la temperatura media puede definirse adecuadamente por

$$T_G = \sqrt[4]{T_{G,\text{Ent.}}^2 T_{G,\text{ Sal.}}^2} \tag{19.21}$$

La solución se obtendrá en esta base. Suponiendo que las pérdidas totales de calor sean iguales al 10% de la carga, la temperatura de los gases a la salida resulta ser de 900°F. Se supone que la superficie fría tiene una **emisividad** de 0.9 a una temperatura de 500°F. Los gases de combustión contienen 7.1% de CO, y 14.3% de H_2O. Se encuentra que la emisividad del gas es de 0.259 en el extremo caliente y 0.27 en el extremo frío, usándose entonces un valor promedio de 0.265. El cálculo de la emisividad del gas se ilustró en el Ej. 19.1. La superficie equivalente por pie de longitud está situada obviamente entre los valores correspondientes al arco y la cuerda de la porción calentada de la circunferencia; entonces

$$\frac{\alpha A_{cp}}{\text{pies}} = \frac{3.5 + \frac{120}{360} \times \pi \times 4.0}{2} = 3.85 \text{ pies/pies}^2$$

$$\frac{AR}{\text{pies}} = 3.0 + 3.6 + 3.0 = 9.6 \text{ pies}^2/\text{pies}$$

Despreciando arbitrariamente los cabezales, así como las paredes laterales de refractario hasta 3'0" sobre el piso,

$$\frac{A_R}{\alpha A_{cp}} = \frac{9.6}{3.85} = 2.49$$

$$\mathfrak{F} = 0.56 \text{ a } \epsilon_G = 0.265 \quad \text{y} \quad \frac{A_R}{\alpha A_{cp}} = 2.49$$

$$\frac{Q}{\alpha A_{cp}\mathfrak{F}} = 15.300 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)} \text{ a } T_G = 1174°\text{F} \quad \text{y} \quad T_S = 500°\text{F}$$

Sin embargo, el coeficiente de convección es pequeño, 1.0 Btu/(h)(pie²)(°F), y $A / \alpha A_{cp}$ no es 2.0 como en las suposiciones de la ecuación de Lobo y Evans.

$$\frac{Q}{\alpha A_{cp}\mathfrak{F}} \text{ (i.e., radiación solamente)} = 15{,}300 - 7(T_G - T_S) = 10{,}610 \text{ Btu/(h)(pies}^2\text{)}$$

$$\frac{Q}{\alpha A_{cp}} = 10{,}610 \times 0.56 = 5940 \text{ Btu/(h)(pies}^2\text{) de } \alpha A_{cp}$$

Base para la tasa de convección, αA_{cp}:

$$\frac{Q_c}{\alpha A_{cp}} = 1.0 \times (1174 - 500) \times \frac{4.2}{3.85} = 640$$

$$\frac{\Sigma Q}{\alpha A_{cp}} = 5940 + 640 = 6580 \text{ Btu/(h)(pies}^2\text{)}$$

$$\alpha A_{cp} \text{ requerida} = \frac{500{,}000}{6580} = 76.0 \text{ pies}^2$$

$$\text{Longitud requerida} = \frac{76.0}{3.85} = 19.7 \text{ Pies}$$

Ya que la cantidad de calor disponible es fija y su nivel de temperatura también, el diseño real deberá emplear un factor liberal de seguridad (digamos 25 pies de longitud) y deben proveerse de condiciones para controlar la transferencia de calor, ya sea por medio de derivaciones del gas de combustión o admitiendo aire a la entrada de la unidad.

Algunos aspectos prácticos de los hornos de refinerías de petróleo. Aun cuando los cálculos de transferencia de calor son muy importantes en el diseño de hornos de refinerías, algunos de los otros factores que entran en el diseño (y operación) requieren mencionarse. El horno debe diseñarse teniendo como base los quemadores. Si el horno se alimenta por el extremo de los cabezales de manera que las flamas se desplacen paralelas a los tubos, la sección transversal del horno debe ser suficientemente grande para proveer un espacio adecuado entre los quemadores y los tubos. Cuando esto no se provee, las flamas al golpear sobre los tubos pueden causar fallas aun cuando se empleen temperaturas y presiones moderadas en los tubos.

Cuando los quemadores se colocan en el piso, paredes laterales, o en la bóveda de un horno tipo caja, deben usarse un número considerable de pequeños quemadores y el espacio entre éstos y los tubos no debe ser muy grande. Puesto que el espacio para la localización de los quemadores aumenta con la longitud de los tubos, la máxi-

ma longitud práctica de los tubos debe usarse para disminuir el número requerido de regresos en los tubos. La longitud de los tubos se limita por la capacidad de las fábricas productoras de este material a menos que se usen tubos con costura. El método de limpieza de los tubos, ya sea con trompo de turbina o mediante vapor y aire, puede ser un factor en la determinación de la longitud del tubo. Ordinariamente el diseño de la sección de convección requiere una velocidad razonable del gas de combustión para tener buen coeficiente de convección determinando la longitud del tubo en donde el espaciado de los quemadores no es controlante. La distribución del flujo del gas de combustión en la sección de convección, se hace más difícil cuando se usan tubos largos, y en hornos con tubos de 50 a 60 pies deben proveerse cuando menos con dos salidas para los gases en la sección de convección. El cuidado y operación de los quemadores y su equipo correlacionado tiene un efecto pronunciado en el costo de operación y mantenimiento del horno. Un horno que tiene una carga de 100 000 000 Btu/h quemará cerca de un cuarto de millón de dólares en costo de combustible por ano, y este horno usará de 5 000 000 a 15 000 000 de lb de vapor/año para atomizar el combustible dependiendo de si la razón vapor-combustible se controla o no cuidadosamente. Los quemadores de petróleo funcionaran adecuadamente cuando atomizan con 0.3 lb de vapor por libra de combustible.

Muchos quemadores requieren cierta cantidad de aire secundario que se admite a través de los registros del quemador. Deberá hacerse notar que, en general, los registros del quemador deberán usarse para controlar la razón aire-combustible (por ciento de exceso de aire), mientras que la compuerta de la chimenea deberá usarse para controlar el tiro en la parte superior del horno. En este punto debe mantenrese un tiro reducido (0.01 a 0.05 plg agua) para que el horno se mantenga a presión negativa y las fugas, ya sean del techo o de las paredes, sean de afuera hacia adentro. Las fugas de gases de combustión dañan el acero estructural, corroen y deforman los visores y las puertas de explosión dañando severamente todo el horno. El horno deberá contar con un manómetro de tiro conectado en el techo del horno para guiar al operador, pero en ausencia de un instrumento de tal naturaleza el aspecto de las juntas en el techo puede ser una guía. Unas líneas negras en las juntas entre los ladrillos indican una infiltración de aire; líneas brillantes indican flujo de gases al exterior.

El uso de aire en exceso superior al necesario a menudo hace imposible mantener un tiro apropiado en el domo del horno. Además, a mayor exceso de aire se requerirá mayor combustible para

una carga térmica dada, de manera que los análisis de Orsat de los gasés de combustión deben formar parte de la rutina de operación para asegurar un rendimiento económico del horno. Exceso de oxígeno en los gases de combustión aumenta la velocidad de oxidación de los tubos y sus soportes. En algunos tipos de horno (dependiendo de la razón de radiante a sección de convección) altos excesos de aire dan por resultado temperaturas mas altas de los gases de combustión que entran a la sección de convección y pueden originar fallas prematuras en los espejos de los tubos en la sección de convección.

A mayor flujo radiante menor costo inicial del horno para una capacidad dada. A flujos térmicos promedios arriba de 15 000 Btu/(h) (pie*), sin embargo, los ahorros disminuyen rápidamente, y los problemas de control y mantenimiento del horno aumentan desproporcionadamente. Sin embargo, entre más grande sea el horno y mayor la razón de refractario a la superficie fría, menor será la temperatura de los gases de combustión en la sección radiante para un flujo radiante determinado. El flujo radiante promedio permisible en un horno depende de las características de la carga, grado de cracking, coeficiente de transferencia térmica dentro del tubo, razón de $A/\alpha A_{cp}$ (que es la razón de la velocidad de transferencia en la superficie del tubo a la velocidad de transferencia circunferencial), y la distribución de flujos térmicos a lo largo de los tubos y para tubos en varias posiciones. Todos estos detalles requieren consideración, y en la Tabla 19.2 se indican algunos valores representativos de las velocidades promedio permisibles.

Debe entenderse que las velocidades promedio permisibles es sólo un índice y que, en la actualidad, la máxima velocidad de punto en un tubo o tubos es el factor básico que deberá prescribirse para condiciones determinadas. De acuerdo con esto, el promedio de velocidad de transferencia de calor puede incrementarse cuando los tubos están espaciados a mayor distancia que la normal, cuando los tubos se calientan por ambos lados o cuando se toma cualquier otra medida específica para mejorar la distribución del flujo. Los tubos generalmente se espacian de uno a uno y medio diámetros de la superficie de la pared a la línea central de los tubos, Desde un punto de vista práctico es preferible un solo diámetro, ya que esto aminora el peso de los apoyos intermedios de los tubos.

Antiguamente, no se usaban precalentadores de aire tan frecuentemente en los hornos de refinería como en los hornos generadores. El empleo de aire precalentado es especialmente deseable cuando es demasiado elevada la entrada de temperatura del aceite que debe quemarse. Cuando se emplea aire precalentado y cuando se tiene que man-

TABLA 19.2. VELOCIDADES RADIANTES PROMEDIO PERMISIBLES

Tipo de horno	Velocidad permisible, Btu/(h)(pies² de superficie circunferencial del tubo)
De crudos,...	10000-16000
Vacío	5000-10000
Reformador de nafta	1000-18000
Cracking de gasoil:	
Calentamiento	10000-15000
Empape	10 000
Fraccionamiento de viscosidad	10 000–12 000

tener la velocidad radiante, se desarrolla una mayor proporción de trabajo del horno que cuando no se calienta previamente el aire.

En los trabajos para probar los hornos, la temperatura de los gases de combustión deberá determinarse con termocoples de alta velocidad, preferiblemente de los del tipo de protección múltiple. Las temperaturas de los tubos pueden medirse mediante un pirómetro óptico o termocoples aplicados a la superficie de los tubos. Deberá notarse que el pirómetro óptico puede indicar temperaturas mayores que la verdadera temperatura de superficie del tubo. Esto es particularmente cierto cuando las superficies del refractario están mucho más calientes que los tubos, en cuyo caso algo de la radiación recibida por el pirómetro consiste de radiación reflejada originándose en los refractarios a alta temperatura.

PROBLEMAS

19.1. Usando la ecuación de Orrok-Hudson, calcúlese la eficiencia del horno radiante de una caldera que quema 1.0 ton/h de carbón a una razón aire/combustible de 16.0 aire/lb combustible. El área circunferencia1 de los tubos de la caldera es de 7 000 pies².

19.2 Calcúlese la máxima tasa de radiación en la circunferencia de un tubo en la segunda hilera de un grupo de tubos en doble hilera frente a la pared del horno. La tasa de radiación circunferencia1 promedio en un tubo en la hilera frontal es de 10 000 Btu/(h)(pie²). Todos los tubos son de 4 plg DE, 7 plg a centros, espaciados en arreglo triangular equilátero.

19.3. Usando la ecuación de Wilson, Lobo y Hottel para calentador de tipo caja, calcúlese la transferencia circunferencia1 promedio de calor en un horno de sección radiante (a) cuando la liberación de calor es 142 000 000 Btu/h, aire en exceso = 30% (20.75 lb aire/lb combustible), $\alpha A_{cp} = 1\,970$ pies*, $A = 4\,710$ pies², (b) como en (a) excepto que se usa 60% de exceso de aire, (c) como en (a) excepto que se añaden tubos para hacer $A = 6\,000$ pies* (igual dimensión externa y C-C), (d) como en (a) excepto que la liberación de calor es 100 000 000 Btu/h

19.4. Usando el método de Lobo y Evans, calcúlese el gasto de combustible (en libras por hora) de un horno que tenga las siguientes características en una sección radiante de flujo promedio de 12 000 Btu/(h)(pie²) de área circunferencial de tubo:

Dimensión de la cámara de combustión . .	15/30/40 pies
DE del tubo	5 plg
Espaciado centro a centro de los tubos . .	10 plg
Número de tubos (hilera simple)	90
Superficie circunferencia1 del tubo	4 710 pies²
Area total de las paredes A_T	4 300 pies²
Combustible	Petróleo
Atomización	0.3 lb vapor/lb comb.
Poder calorífico (inferior)	17 130 Btu/lb
Exceso de aire	25%
Lb aire/lb comb.	17.44
Temperatura estimada en los tubos	1000°F

Nota. Supóngase un calor específico promedio [Btu/(lb)(°F)] de los gases de combustión de 0.28 entre 60°F (H_2O como vapor) y la temperatura de salida de los gases. Para las concentraciones de vapor de agua y CO, en los gases, véase el Ej. 19.1.

19.5. Calcúlense las demandas de calor de un horno en el que deben fundirse continuamente 2 000 lb/h de rebabas de aluminio. Estas rebabas o desperdicios se cargan a 60°F. Las dimensiones del horno son 12 × 12 pies. La altura entre el nivel del aluminio fundido y el techo es 9 pies. La emisividad de la masa del aluminio puede tomarse como 0.30. Se quema petróleo como se indicó en el Prob. 19.4 con 17.44 lb aire/lb comb. y 0.3 lb de vapor/lb de comb. Supóngase el mismo calor específico promedio para el gas de combustión que en el Prob. 19.4.

Nota. Usese la ecuación de Lobo y Evans corrigiendo para una emisividad del tubo de 0.9 usada en la derivación del factor total de intercambio a una emisividad de 0.3. El valor de F_e se encuentra usando la gráfica. ε_F se encuentra sustituyendo 0.9 por ε_S en la Ec. (19.7).

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO 19

A	Superficie de transferencia de calor para convección, pies²
A_{cp}	Area del plano frío que reemplaza el banco de tubos, pies²
A_R	Area efectiva del refractario, pies*
A_T	Area total de las superficies del horno, pies2
A'	Area efectiva o "vista" de transferencia de calor del cuerpo frío, pies²
a_G	Absorbencia del gas, adimensional
C	Calor específico, Btu(lb) (°F)
C_R	Lb de combustible/(h)(pie² de superficie proyectada de calentamiento radiante)
C'	Influencia del precalentamiento de aire, adimensional
e	Eficiencia del horno definida por la Ec. (19.14), por ciento
F	Factor que depende del tipo de carbón quemado, adimensional
$\mathfrak{F}$	Factor total de intercambio que toma en cuenta la geometría y las emisividades, adimensional
$\mathfrak{F}_{bA}$	Factor que considera la geometría de un sistema con cuerpo receptor

negro, adimensional
F_c Factor de conductividad, adimensional
F_e Factor de escoria, adimensional
F_ϵ Factor de emisividad, adimensional
G' Razón de aire a combustible, lb/lb; $(1 + G')$, razón de gas de combustión a combustible, lb/lb
h_c Coeficiente de convección, Btu/(h)(pie²)(°F)
h_r Coeficiente equivalente de radiación, Btu/(h)(pie²)(°F)
K_1, K_2 Constantes
L Longitud de la trayectoria media, pies
N_t Número de tubos
P Presión, atms
P_T Paso de los tubos o distancia centro a centro, plg
Q Flujo de calor radiante, Btu/h
Q_{RC} Flujo de calor radiante a un punto en la sección de convección, Btu/h
Q_S Flujo de calor sensible, Btu/h
Q_W Pérdida de calor a través de la pared del horno, Btu/h
ΣQ Flujo de calor combinado de radiación y convección, Btu/h
q Flujo de calor, Btu/(h)(pie²)
T_S Temperatura media del receptor, °F
T_1 Temperatura de la fuente, °R
T_2 Temperatura del receptor, °R
W Gasto del combustible en peso, lb/h
α Factor de efectividad, adimensional
β Angulo, grados
ϵ Emisividad, adimensional
ϵ' Emisividad efectiva de la cavidad del horno adimensional
σ Constante de Stefan-Boltzmann, 0.173×10^{-8} Btu/(h)(pie²)(°R⁴)

Suscritos (excepto los anotados arriba)

A Aire
b Cuerpo negro
C Bióxido de carbono
F Combustible
G Gas
R Recirculado
S Superficie
W Agua

CAPITULO 20

APLICACIONES ADICIONALES

Introducción. Hay cierto número de usos colaterales para el equipo de transferencia de calor que no han aparecido en ninguno de los capítulos anteriores. Algunos de éstos incluyen las formas comunes y menos caras de superficies de transferencia de calor, tales como serpentines, tuberías sumergidas en cajas, y enfriadores tipo trombón. La mayoría de los elementos de transferencia térmica tratados aquí no están muy relacionados con aquellos que se discutieron en capítulos anteriores, ni su comportamiento puede calcularse con igual exactitud. Esta es una limitación importante cuando se trata de calcular los requerimientos de superficie para lograr una temperatura precisa. Aquí, en este capítulo, se tratan los siguientes elementos :

1. Recipientes enchaquetados
2. Serpentines
3. Serpentín sumergido
4. Enfriador tipo trombón
5. Enfriador atmosférico
6. Condensador evaporativo
7. Bayoneta
8. Intercambiador de película descendente
9. Materiales granulares en tubos
10. Calentadores con resistencia eléctrica

1. RECIPIENTES ENCHAQUETADOS

Recipientes sin agitacion. En la literatura se dispone de pocos datos para predecir los coeficientes dentro de una chaqueta o entre la chaqueta y un líquido contenido en un recipiente cilíndrico vertical en el que no se cuenta con agitación mecánica. Durante el calentamiento, el fenómeno de mezcla depende de la convección libre, la que no ha sido correlacionada más que en el Cap. 10. Los coeficientes para calentamiento en convección libre pueden aproximarse para recipientes de gran diámetro mediante las Ecs. (10.8) a (10.11).

No se dispone de datos consistentes para el enfriamiento por convección libre, aun cuando los coeficientes indudablemente serán menores.

Colburn[1] ha tabulado los resultados de cierto número de estudios de lo cual se pueden sacar algunas amplias generalizaciones. Para la transferencia de calor de vapor de agua condensada en una chaqueta a agua hirviendo dentro del recipiente, el coeficiente total limpio es de cerca de 250 Btu/(h)(pie²)(°F) para recipientes de cobre y 175 para recipientes de acero. La diferencia se debe a las conductividades y espesor estructural equivalente de los dos metales, respectivamente. Los mismos coeficientes pueden también esperarse para la ebullición de soluciones acuosas diluidas. Para el calentamiento o enfriamiento de agua a agua, un coeficiente total de 100 Btu/(h)(pie²)(°F) parece ser razonable siempre y cuando ninguna de las corrientes se refrigere. Para soluciones acuosas cuyas propiedades no difieran grandemente de aquellas del agua pura, los coeficientes tal vez sean entre 75 y 80. Para el calentamiento o enfriamiento de hidrocarburos no viscosos, el coeficiente total deberá reducirse a cerca de 50. Para aquellos fluidos clasificados como compuestos orgánicos medios en la Tabla 8, el rango más probable de los coeficientes es de 10 a 20. La chaqueta de un recipiente puede tener defectores helicoidales para asegurar una circulación positiva.

Un coeficiente de transferencia de calor seleccionado de los grupos anteriores no puede incorporarse a la ecuación de Fourier $Q = UA\,\Delta t$ excepto cuando el recipiente opere a régimen constante. Un recipiente enchaquetado puede adaptarse para operaciones de régimen constante cuando la entrada y salida de materiales sea constante. Ya que los recipientes enchaquetados son fundamentalmente aparatos para procesar lotes, la diferencia de temperatura durante el proceso de calentamiento o enfriamiento no es constante. El coeficiente debe, por lo tanto, sustituirse en una ecuación de estado *inestable* apropiada, tales como las Ecs. (18.5), (18.7), (18.9) o (18.11), que toman en consideración el tiempo requerido para cambiar la temperatura del lote y emplean una diferencia de temperatura que varía con el tiempo.

Recipientes con agitación mecánica. Chilton, Drew y Jebens,[2] han publicado una excelente correlación tanta para recipientes enchaquetados como para serpentines, ya sea para proceso de lotes o en condiciones de régimen constante empleando el factor j de Sieder-Tate para transferencia de calor y un número de Reynolds modifi-

[1] Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook", 3d ed., Págs. 481-482. McGraw-Hill Book Company, Inc. New York, 1950.

[2] Chilton, T. H., T. B. Drew, and R. H. Jebens, *Ind. Eng. Chem.*, *36*. 510.516 (1944).

cado para agitación mecánica. Emplearon un agitador plano. Aunque la mayoría del trabajo se efectúo en recipientes de un pie de diámetro, se obtuvieron comprobaciones en recipientes cuyo tamaño era cinco veces el usado experimentalmente. Las desviaciones en las corridas efectuadas con agua fueron las más altas de todos los fluidos que se probaron, que incluyeron aceites lubricantes y glicerina, y que en algunos casos se desviaron 17.5%. Mack y Uhl[3] han presentado y discutido aplicaciones adicionales de este método, así como su cálculo. Para recipientes enchaquetados se- encontró que la correlación mantiene su validez hasta el punto en que la velocidad del agitador es tal que introduce aire en el líquido. Para el agua, este punto corresponde a una velocidad del agitador de 200 rpm, y para otros líquidos la velocidad fue mayor. En la Fig. 20.1 se muestra un recipiente enchaquetado estándar. Consiste de un recipiente y su chaqueta y los medios apropiados para circular el líquido dentro de la chaqueta y un agitador de aspas planas.

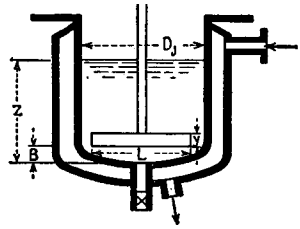


FIG. 20.1. Recipiente enchaquetado

Las dimensiones esenciales para el calculo son, altura de la porción húmeda del recipiente z, diámetro del recipiente D_j, longitud de la paleta del agitador L, y la altura desde el fondo de la paleta hasta el fondo del recipiente B. Los estudios hechos por White y colaboradores' indican que los requerimientos de potencia pueden determinarse como una función del número de Reynolds modificado, $Re_j = L^2N\rho/\mu$, donde L es la longitud en pies de la paleta, N el número de revoluciones por hora, ρ de la densidad promedio, y μ la viscosidad del líquido. Chilton, Drew, y Jebens han empleado el mismo número de Reynolds para la transferencia de calor. Sus resultados están dados por la siguiente ecuación consistente

$$\frac{h_j D_j}{k} = 0.36 \left(\frac{L^2 N \rho}{\mu}\right)^{2/3} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \qquad (20.1)$$

[3] Mack, D. E. and V. W. Uhl, *Chem.* Eng. 54, No. 9, 119.125; No. 10, 116116 (1947).
[4] White, A. M., E. Brenner, G. A. Phillips, and M. S. Morrison, *Trans. AIChE, 30, 535* (1934).

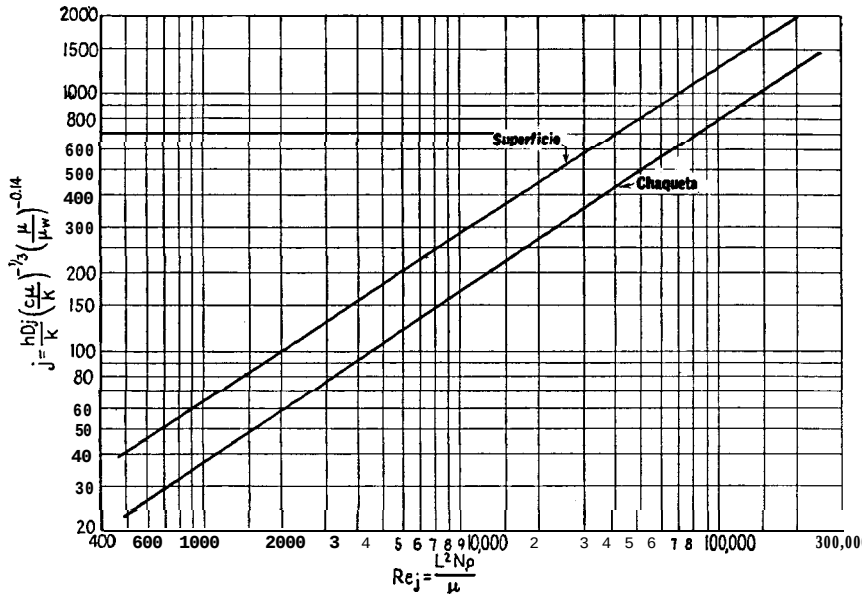


FIG. 20.2. Coeficientes de transferencia de calor para chaquetas y serpentines. (*Chilton, Drew, and Jebens, Industrial and Engineering Chemistry*)

La Ec. (20.1) se grafica como la línea inferior de la Fig. 20.2. Se ve que en el cambio de planta piloto a tamaño industrial, el cambio de coeficiente está dado por

$$\frac{h_{j1}}{h_{j2}} = \left(\frac{L_1}{L_2}\right)^{1/3}\left(\frac{N_1}{N_2}\right) \tag{20.2}$$

Las demandas de potencia están dadas por la ecuación dimensional de White y colaboradores.

$$\text{hp} = 1.29 \times 10^{-4} D_j^{1.1} L^{2.72} N'^{2.86} y^{0.3} z^{0.6} \mu'^{0.14} \rho^{0.86} \tag{20.3}$$

donde y = ancho del agitador, pies
N' = velocidad, rps
μ' = viscosidad, lb/pie x seg

Estas ecuaciones son válidas para agitadores de aspas localizados centralmente con $L > 0.3D_j$ y con una altura $< L/6$. El coeficiente en la chaqueta propiamente dicha no se ha determinado, aun cuando se puede estimar con facilidad ya sea para el agua y vapor de agua. El uso de este método en la solución de un problema típico se da en seguida.

EJEMPLO 20.1. Cálculo de un recipiente enchaquetado. Un recipiente con chaqueta tiene las siguientes dimensiones: Una tubería de 12 plg IPS está en-

chaquetada por una de 14 plg IPS, las dos tienen fondos abombados. Este arreglo se equipa con un agitador de paletas de 7.2 plg de largo y 1.2 plg de altura localizado a una distancia de 1.8 plg del fondo. La velocidad del agitador es de **125 rpm.** El recipiente se llenará a una altura de 10 plg con un licor acuoso a 150°F que requiere la adición de 32 600 **Btu/h** para suministrar el calor de la reacción endotérmica y mantener la temperatura. Debe suministrarse un factor de obstrucción de 0.005. **¿A** qué temperatura debe de alimentarse el vapor a la chaqueta?

Solución : Este caso puede considerarse como un problema de régimen constante, puesto que At es constante.

$$L = \frac{7.2}{12} = 0.6 \text{ pies}$$

$$N = 125 \times 60 = 7500 \text{ rev/h}$$

$\rho = 62.5$ **lb/pie³** (aproximadamente)

At **150°F,** $\mu = 0.44 \times 2.42 = 1.06$ **lb/(pie)(h)** (Fig. 14)

$k = 0.38$ **Btu/(h)(pies²)(°F/pie)** (Tabla 4)

$c = 1.0$ **Btu/(lb)(°F)**

$$Re_i = \frac{L^2 N \rho}{\mu} = \frac{0.6^2 \times 7500 \times 62.5}{1.06} = 160{,}000$$

$$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} 100 = \frac{h_i D_i}{k}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{-1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14}$$ (Fig. 20.2)

$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$ puede considerarse 1.0 para el agua

μ_w

$$D_i = \frac{12.09}{12} = 1.01 \text{ pie}$$ (Tabla ll)

$$\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} = \left(1 \times \frac{1.06}{0.38}\right)^{1/3} = 1.41$$

$$h_i = 1100 \frac{k}{D_i}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

$$= 1100 \times \frac{0.38}{1.01} \times 1.41 \times 1.0 = 588 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)}$$

Para el vapor de agua en la chaqueta referido al diámetro interior del recipiente,

$$h_{oi} = 1500 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)}$$

Usando la superficie interna como referencia.

$$U_C = \frac{h_i h_{oi}}{h_i + h_{oi}} = \frac{588 \times 1500}{588 + 1506} = 422 \text{ Btu/(h)(pies²)(°F)}$$ (6.38)

$R_d = 0.005$ $\quad h_d = \frac{1}{R_d} = \frac{1}{0.005} = 200$

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_d$$

$$U_D = \frac{U_C h_d}{U_C + h_d} = \frac{422 \times 200}{422 + 200} = 136$$

Para calcular la superficie de transferencia de calor, considere el fondo como una placa plana o use tablas para encontrar la superficie como una función del diámetro en cabezales elípticos.

$$A = \pi x\ 1.01 \times 0.83 + \frac{\pi}{4} \times 1.012 = 3.43 \text{ pies}^2$$

La diferencia de temperatura es la MLDT, ya que las dos corrientes son isotérmicas.

$$Q = U_D A\ \Delta t$$

$$\Delta t = \frac{32{,}600}{136 \times 3.43} = 70°F$$

Ya que la reacción tiene lugar a 150°F, la temperatura del vapor debe ser

$$T_s = 150 + 70 = 220°F$$

Nota : Si se requiriera una temperatura de vapor más alta, la temperatura de la pared de la chaqueta debe comprobarse por la Ec. (6.8) para asegurar que no es mayor que la temperatura de ebullición del fluido dentro del recipiente. Si se forman burbujas de vapor en la superficie interior, el coeficiente de película puede reducirse *en* una cantidad impredecible.

2. SERPENTINES

Introducción. El serpentín de tubos proporciona uno de los medios más baratos de obtener superficie para transferencia de calor. Generalmente, se construyen doblando longitudes variables de tubería de cobre, acero o aleaciones, para darle forma de hélices, o serpentines helicodiales dobles en los que la entrada y salida están convenientemente localizadas lado a lado. Los serpentines helicoidales de cualquier tipo se instalan frecuentemente en recipientes cilíndricos verticales, ya sea con agitador o sin él, y siempre se provee de espacio entre el serpentín y la pared del recipiente para circulación. Cuando estos serpentines se usan con agitación mecánica, el eje vertical del agitador corresponde usualmente al eje vertical del cilindro. Los serpentines de doble espiral pueden instalarse dentro de corazas con sus conexiones pasando a través de la coraza o sobre su tapa. Tales aparatos son similares a un intercambiador tubular, aunque limitados a pequeñas superficies. Otro tipo de serpentín es el de espiral plano, que es un espiral enrollado en un plano de manera que se puede localizar cerca del fondo de un recipiente para transferir calor por convección libre. Ejemplos de este tipo de serpentines se muestran en la Fig. 20.3. La manufactura de los serpentines, particularmente con diámetros superiores a 1 plg, requiere técnicas especiales para evitar que el tubo se colapse dando secciones elípticas, ya que esto reduce el área de flujo.

Coeficientes en los tubos. Debido al aumento en turbulencia debe esperarse que los coeficientes de película para los tubos en un serpentín sean mayores para un cierto flujo en peso que para un tubo

recto. Para un intercambiador de tubo doble helicoidal de agua a agua, Richter[5] obtuvo coeficientes totales que son cerca de 20% mayores que aquellos computados para tubos rectos usando velocidades de flujo similares. Jeschke[6] obtuvo datos del enfriamiento de aire en un serpentín de tubos de acero de 1¼ plg de diámetro. Para usos ordinarios McAdams[7] sugiere que los datos para tubos rectos, tales como las Ecs. (6.1) y (6.2) o la Fig. 24, pueden usarse cuando los valores de h así obtenidos se multiplican por $1 + 3.5\,(D/D_H)$, donde D es el diámetro interior del tubo en pies, y D_H es el diámetro del espiral en pies, McAdams también sugiere que en ausencia de datos para líquidos específicos se aplique a ellos la misma corrección. Correcciones precisas no son importantes, ya que en muchos casos es costumbre usar en los tubos agua fría o vapor, cualquiera de los cuales es controlante. Para agua que fluya dentro de los tubos se sugiere que los coeficientes sin corregir se obtengan de la Fig. 25.

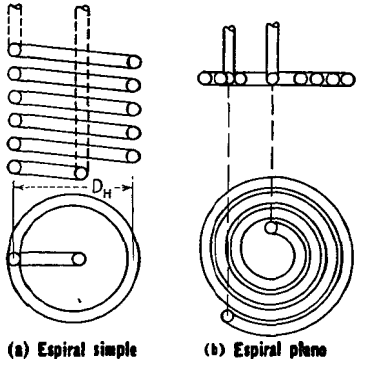


FIG. 20.3. Tipos de serpentines

Coeficientes exteriores para fluidos sin agitación mecánica. Hay gran escasez de datos en la literatura sobre la transferencia de calor a serpentines mediante convección libre. Colburn[8] ha preparado una tabla de todos los coeficientes disponibles. El serpentín helicodial no se adapta bien para calentamiento por convección libre, ya que el mismo líquido se eleva del espiral inferior al superior sucesivamente reduciendo la efectividad de los espirales superiores. Los coeficientes para los espirales planos pueden aproximarse de las Ecs. (10.7) o (10.11). Hasta la fecha, sin embargo, no han aparecido en

[5] Richter, G. A. *Trans. AIChE*, 12 Part II. 147-185 (1919).

[6] Jeschke. D., Z. *Ver. deut.* Ing. 69. 1526 (1925); Z. *Ver. deut. Ing. Erganzungheft*, 24.1 (1925).

[7] McAdams, W. H., "Heat Transmission" 2d ed. Págs. 177. 184, McGraw-Hill Book Co. Inc. New York, 1942.

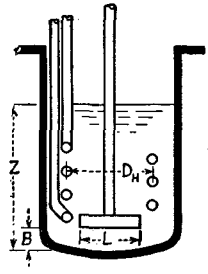
[8] Colburn, A. P., in Perry, op. *cit.*, Pág. 481.

la literatura métodos estándar para el cálculo de coeficientes de película para el exterior de un intercambiador de espiral doble o simple del tipo coraza-serpentín. Cuando se emplean para el enfriamiento de fluidos dentro de recipientes, el efecto de la convección libre es pequeño.

Coeficientes exteriores para fluidos con agitación mecánica. Chilton, Drew, y Jebens[9] también obtuvieron una correlación para transferencia de calor a fluidos en recipientes con agitación mecánica calentados o enfriados mediante serpentines sumergidos como se muestra en la Fig. 20.4. Su ecuación para el serpentín es similar a la de recipientes enchaquetados con la misma desviación y está dada por

$$\frac{h_c D_j}{k} = 0.87 \left(\frac{L^2 N \rho}{\mu}\right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \tag{20.4}$$

La Ec. (20.4) está representada por la línea superior en la Fig. 20.2. Su uso es también similar. Como en los recipientes enchaquetados, se recomienda precaución por el hecho de que para aplicaciones por lotes el valor de h_c no puede usarse en la ecuación de Fourier. Debe seleccionarse una ecuación apropiada del Cap. 18. Sm embargo, si el recipiente se opera con alimentación continua y derrame también continuo, el valor de h_c y U_D obtenidos de la Ec. (20.4) pueden sustituirse en la ecuación de Fourier. De ser posible, el factor de obstrucción debe ser la resistencia limitante.



Frc. 20.4. Serpentin en un recipiente

Coeficientes exteriores usando tubas verticales. Una de las desventajas que resultan del uso de agitadores de paletas y serpentines helicoidales es su baja eficiencia de mezclado. Para una buena mezcla y correspondientemente altos coeficientes de transferencia, el agitador debe impartir líneas de flujo tanto horizontales como verticales. Cuando se usan agitadores del tipo de paleta o turbina con aspas

[9] Chilton, T. H., T. B. Drew, and R. H. Jebens, *loc. cit.*

verticales y bancos de tubos radiales con tubería dispuesta verticalmente dentro del recipiente, los tubos actúan como deflectores. Rushton, Lichtmann, y Mahony[10] investigaron este tipo de arreglo empleando un tanque de 4 pies y un nivel de líquido de 4 pies de alto. Se dispusieron cuatro bancos de cuatro tubos verticales de 1 plg IPS a ángulos rectos uno respecto a otro y se dispuso de una turbina de 16 plg con 6 aspas y otra de 12 plg con 4 aspas. Los coeficientes máximos se obtuvieron cuando la turbina se localizó a una altura de 12 pies sobre el fondo. Los coeficientes de transferencia térmica han sido reportados para el agua como función del número de Reynolds para las siguientes ecuaciones dimensionales.

Para la turbina de 16 plg 6 aspas:

$$\text{Calentamiento: } h_c = 0.00285 \frac{L^2 N \rho}{\mu} \tag{20.5a}$$

$$\text{Enfriamiento: } h_c = 0.00265 \frac{L^2 N \rho}{\mu} \tag{20.5b}$$

Para la turbina de 12 plg 4 aspas:

$$\text{Calentamiento: } h_c = 0.06235 \left(\frac{L^2 N \rho}{\mu}\right)^{0.7} \tag{20.6a}$$

$$\text{Enfriamiento: } h_c = 0.00220 \left(\frac{L^2 N \rho}{\mu}\right)^{0.7} \tag{20.6b}$$

donde L es el diámetro de la turbina.

EJEMPLO 20.2. Cálculo de un serpentín. Se usarán las condiciones térmicas del Ej. 20.1. 32 600 Btu/h serán suministradas a un líquido isotérmico a 150°F usando vapor a 220°F. El serpentin consistirá de espirales de tubo de sobre de ½ plg DE y el diámetro del serpentin será de 9.6 plg. ¿Cuántas vueltas se requieren?

Solución.

$L = 0.6$ pie $N = 7500$ rev/h $\rho = 62.5$ pie³/lb $\mu = 1.06$ lb/(pie)(h)
$k = 0.38$ Btu/(h)(pie²)(°F/pie) $c = 1.0$ Btu/(lb)(°F)

$$Re_i = \frac{L^2 N \rho}{\mu} = 160{,}000$$

$j = 1700$ (línea resp. Fig. 20.2)

$D_i = 1.01$ pie $\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} = 1.41$, $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} = 1.0$ para agua

$$h_c = j \frac{k}{D} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{-1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14}$$

$$= 1700 \times \frac{0.38}{1.01} \times 1.41 = 900 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)}$$

Para vapor,

[10] Rushton, J. H., R. S. Lichtmann, and L. H. Mahony, *Ind. Eng. Chem.*, *40*, 10821087 (1948).

$h_{oi} = 1500$

$$U_C = \frac{h_c h_{oi}}{h_c + h_{oi}} = \frac{900 \times 1500}{900 + 1500} = 562 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)(°F)}$$

$R_d = 0.005 \qquad h_d = \frac{1}{0.005} = 200$

$$U_D = \frac{U_C h_d}{U_c + h_d} = \frac{562 \times 200}{562 + 200} = 147.5$$

$$A = \frac{Q}{U_D \Delta t} = \frac{32{,}600}{147.5 \times (220 - 150)} = 3.16 \text{ pies}^2$$

Sup. extema/línea pie = 0.1309 pie²/pie (Tabla 10)

Por vuelta = $\pi \times 0.8 \times 0.1309 = 0.328$ pie²

Vueltas = $\frac{3.16}{0.328} = 9.6$

3. SERPENTIN SUMERGIDO

Introducción. Este es uno de los métodos más simples y económicos de obtener superficie tanto para enfriamiento como para condensación. Una serie de tubos se conectan mediante conexiones estándar y se someten en tanque de concreto o madera con agua que circula respecto a los tubos, como se muestra en la Fig. 20.5.

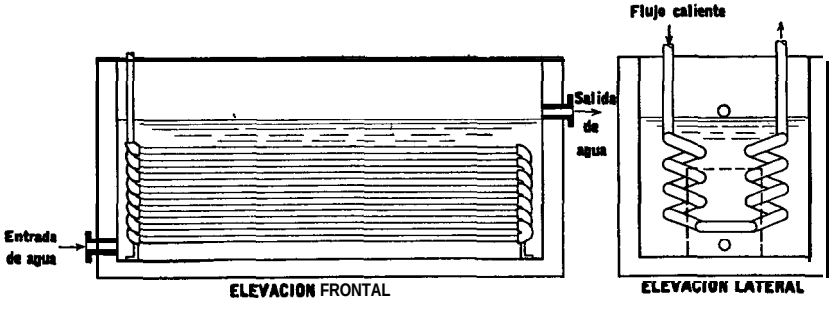


FIG. 20.5. Serpentín sumergido

Enfriadores de este tipo son de valor considerable cuando el fluido caliente es corrosivo o erosívo como sucede cuando arrastran partículas abrasivas. Los cálculos para el lado del tanque son, naturalmente, sólo aproximados, pero ya que el agua.fluye en el tanque, no es la resistencia limitante, excepto cuando el serpentín se usa para condensar vapor de agua.

Diferencia de temperatura en el enfriador de serpentín sumergido. Puesto que el flujo de agua por fuera del serpentín es casi exclusivamente a lo largo del eje de los tubos, la verdadera diferencia de

temperatura depende del arreglo de los tubos. El tanque usualmente se arregla para un solo paso. Si los tubos se conectan mediante un cabezal en cada extremo y con un solo paso, de manera que el fluido dentro del tubo esté en contracorriente con el agua, la verdadera diferencia de temperatura está dada por MLDT. Si los tubos se conectan por codos a 180" en un arreglo de múltiple paso, la trayectoria del flujo puede tratarse como un flujo contracorriente-paralelo, aplicando la corrección para el intercambiador 1-2 siempre que el líquido dentro del tanque se mezcle razonablemente en todos los puntos de la longitud de los tubos. Para arreglos a flujo cruzado se puede obtener una corrección correspondiente de la Fig. 16.17 o 20.7*b* siempre y que cualquiera de estos tipos de flujo se aplique. Los coeficientes para el lado del tubo pueden obtenerse de la Fig. 24.

Coeficientes de transferencia de calor en tanques o canaletas. Los coeficientes de transferencia de calor en tanques o canaletas usualmente son difíciles de evaluar. No hay arreglos convencionales y sólo pocos datos hay publicados para este tipo de equipo. En instalaciones donde no se cuenta con deflectores, gran parte del agua de enfriamiento entra en corto circuito entre el serpentín y las paredes del recipiente. Debido a la baja velocidad del agua con que generalmente se cuenta, los serpentines tienden a taparse a gran velocidad debido al crecimiento de algas y mohos y otro tipo de incrustaciones. El uso de grandes factores de obstrucción es un requisito no solamente desde el punto de vista de la obstrucción, sino como un medio de proveer un factor adicional de seguridad. Se deben evitar factores de obstrucción menores de 0.01, en cuyo caso el máximo valor del coeficiente total de diseño será menor de 100.

De ordinario hay espacio libre considerable en la sección transversal del tanque o canaleta, de manera que la velocidad lineal del agua sobre el serpentín puede ser extremadamente pequeña. A velocidades extremadamente pequeñas el coeficiente del tanque se aproximará al de convección libre de tubo a agua. Para estimar el coeficiente mínimo posible puede usarse la Fig. 10.4. Sin embargo, si hay cualquier forma de distribución del agua, no debe dudarse en usar algún múltiplo del valor obtenido de la Fig. 10.4.

Lodos y suspensiones. Los serpentines hechos con tubos se están haciendo muy comunes en los procesos catalíticos modernos. El catalítico es a menudo un polvo finamente dividido que forma un' lodo o suspensión con el líquido de acarreo. Debido a la posibilidad de que el sólido se asiente, los lodos se desplazan a altas velocidades para mantener turbulencia y la posibilidad de que los sólidos se separen en los codos se minimiza usando conexiones de diseño aero-

dinámico. Muchas suspensiones son extremadamente erosivas, los sólidos tienen acción abrasiva sobre el metal, y en este respecto los serpentines de tubos son ideales, puesto que es posible usar tubo de acero o tubo de acero doble extrapesado en la construcción del serpentín. Si la erosión continúa, causa contaminación seria del producto o envenena el catalítico, es posible usar aleaciones fabricando la tubería de acuerdo con las dimensiones IPS.

Muy a menudo se dispone de datos separados respecto al líquido de acarreo y al sólido y no cuando forman una suspensión. Con un lodo es muy común considerar el coeficiente de película controlante, aquel que existe entre el líquido y la pared del tubo. La transferencia de calor del líquido a las partículas del catalítico se considera que no ofrece una resistencia apreciable. El coeficiente de película puede consecuentemente calcularse para la carga térmica combinada de la manera convencional usando la Ec. (6.2) o la Fig. 24, teniendo como base las propiedades del líquido solo, excepto por la viscosidad. La presencia del sólido cambia la viscosidad del líquido de una manera impredecible, puesto que, a bajas concentraciones, algunos tienden a absorber grandes cantidades de líquido aumentando grandemente la viscosidad. Otros sólidos parecen estar sólo superficialmente mojados y no cambian la viscosidad significativamente. En el uso de arcillas y catalíticos similares puede suponerse que la concentración de 2 o 3 Ib de sólidos por galón de mezcla no aumenta la viscosidad del líquido más de 100% y este valor se sugiere en ausencia de datos de viscosidad real.

EJEMPLO 20.3. Cálculo de un serpentín enfriador sumergido para lodos. Un catalítico usado sale del recipiente de reacción como un lodo disperso en petróleo cuyas propiedades corresponden a gasoil de 28° API. La arcilla está dispersa a razón de 1 lb/gal. Entra al serpentín sumergido a 675°F y sale a 200°F. La viscosidad de la mezcla a 400°F es 2.3 centipoises. El flujo combinado es 33 100 lb/h, y el enfriamiento se efectuará mediante agua de bajo contenido mineral de 120 a 140°F. La longitud del tubo será de 24 pies de largo y 3 plg de diámetro, de acero extragrueso.

¿Cuál será el tamaño del serpentín?

Solución:

$T_{av} = \frac{1}{2}(675 + 200) = 437.5°F$ c = 0.64 Btu/lb

Petróleo, Q = 33 100 × 0.64(675 − 200) = 10 200 000 Btu/h *

Agua, Q = 510 000 × 1.0(140 − 120) = 10 200 000 Btu/h

At: Puede suponerse que una corriente lleva todo el líquido de la tubería Si se trata de un flujo cruzado o un flujo paralelo-contracorriente, no se han derivado las relaciones de verdadera diferencia de temperatura entre ellos. Un caso muy relacionado al del serpentín de tubos se

* Esto es seguro, puesto que el calor especifico de los sólidos es solamente de 0.2 Btu/(lb)(°F) y 33 100 lb/h representan el flujo combinado.

tratará para el enfriado de trombón de dos o más pasos. De cualquier forma la verdadera diferencia de temperatura será casi la misma que la MLDT, puesto que las temperaturas de salida de ambas corrientes no son muy cercanas y las temperaturas promedio son muy distintas.

$$\text{MLDT} = \mathbf{230°F} \tag{5.14}$$

T_c y t_c: El uso de temperaturas promedio será satisfactorio, ya que el coeficiente exterior no puede determinarse con mucha precisión.

Fluido caliente: tubos, petróleo

a'_t = 6.61 **plg²/tubo** [Tabla ll]
Probar todos los tubos en serie.
Area de flujo, $a_t = 6.61/144$ = 0.0458 pies*
Masa vel. $G_t = W/t_t$ =
33 **100/0.0458** = 723 000 **lb/(h)(pie²**
La viscosidad se da a 400°F que es suficiente para este cálculo.
μ = 2.3 X 2.42 = 5.56 lb/(**pie**)(**h**)
D = **2.9/12** = 0.242 pie [Tabla 11]
$Re_t = DG_t/\mu$
= 0.242 X **723 000/5.56** = 31300
j_H = 100
$k(c\mu/k)^{1/3}$ = 0.245 Btu/(**h**)(**pie²**)(**°F**/pie) [Fig. 16]
$h_i = j_H[k(c\mu/k)^{1/3}]/D$ **[Ec. (6.15)]**
= 100 × **0.245/0.242** = 101
OD = 3.5 **in.** [Tabla **11**]
$h_{io} = h_i \times$ ID/OD = 101 × 2.9/3.5
= 83.7 **Btu/(h)(pie²)(°F) [Ec. (6.5)]**

Fluido frío; tanque, agua

Suponga mala circulación y coeficiente mínimo.
Como primera suposición h_o = 150 **Btu/(h)(pie²)(°F)**

$$t_w = t_{av} + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o}(T_{av} - t_{av}) \quad \textbf{[Ec. (6.8)]}$$

$$= 130 + \frac{83.7}{83.7 + 150}(437.5 - 130)$$

= 240°F

$t_f = \frac{1}{2}(t_w + t_{av})$
= ½(240 + 130) = 185°F
Referirse a la Fig. 10.4:
At = 240 − 330 = **110°F**
d_o = 3.5 plg.
$(\Delta t/d_o)$ = **110/3.5** = 31.4
h_o = **150** (la suposición coincide)

$$U_C = \frac{h_o h_{io}}{h_o + h_{io}} = \frac{150 \times 83.7}{150 + 83.7} = 53.8 \text{ Btu/(h)(pie)(°F)}$$

$$R_d = 0.010 \qquad h_d = \frac{1}{.010} = 100$$

$$U_D = \frac{U_C h_d}{U_C + h_d} = \frac{53.8 \times 100}{53.8 + 100} = 35.0$$

$$A = \frac{Q}{U\,\Delta t} = \frac{10\,200\,000}{35.0 \times 230} = 1265 \text{ pie}^2$$

Superficie externa por pie lin. = 0.917 **pies²/pie** (Tabla ll)

Tramos requeridos $= \frac{1265}{0.917 \times 24} = 58$

Estos tramos deben arreglarse en serie ya sea en una sola espiral de 29 tubos, o si no se dispone de espacio, en hileras más cortas. En realidad, tiene lugar algo de ebullición en la parte de los tubos donde $t_w > 212°F$ es tan grande para aumentar el coeficiente del tanque.

4. ENFRIADORES DE TROMBON

Introducción. Los enfriadores de trombón se llaman a veces en- ***friadores de gotas, de cascada, de Película horizontal, tipo S,*** y

enfriadores de serpentín. En la Fig. 20.6 se muestra un diagrama de estos enfriadores. Los enfriadores de trombón consisten en un banco de tubos estándar, uno encima del otro en serie, y sobre los cuales gotea agua de arriba hacia abajo, evaporándose parte de ella durante este desplazamiento. Han sido usados extensivamente en la industria química pesada, en la industria cervecera, del coque, petróleo, y producción de hielo. Frecuentemente se construyen de material cerámico para enfriar gases corrosivos a presión atmosférica, tales como el HCl y NO,. Cuando se calcule el flujo de calor a través de la cerámica, la resistencia de tubo debe incluirse. Los enfriadores de trombón presentan dos problemas: (**1)** la evaluación del coeficiente de película exterior y (2) cálculo de la verdadera diferencia de temperatura.

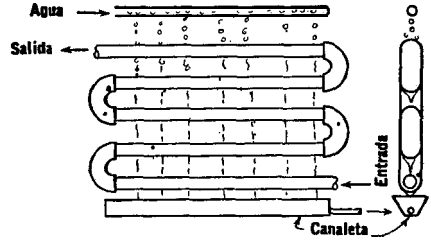


FIG. 20.6. Enfriador de trombón

Diferencia de temperatura en el enfriador de trombón. El arreglo de flujo de la Fig. 20.6 en flujo cruzado difiere de cualquiera otro de los casos en la Fig. 16.7 en que el fluido que fluye por fuera de los tubos de múltiple paso no se mezcla sobre la longitud de los tubos, mientras que en la tubería de múltiple paso, sí se mezcla. Bowman, Mueller y Nagle [11] han preparado factores de corrección F_T mediante los cuales la verdadera diferencia de temperatura At puede obtenerse como producto de

$$F_T \times \text{MLDT}$$

tanto para el de vuelta en redondo y el de espiral. Estos factores se dan en la Fig. 20.7*a* y b y se basan, respectivamente, en lo siguiente :

Vuelta en redondo:

$$\frac{1}{1 - K} = e^{K_1 R}[\cosh K_1 R + (1 - K_1) \operatorname{sen} K_1 R]$$

donde $K_1 = 1 - e^{-S/2(r)}$.

11 Bowman, Mueller and Nagle, *Trans.* ASME, 62, 291 (1940).

Espiral :

$$\frac{1}{1-K} = e^{K_1 R}(e^{K_1 R} + K_1^2 R)$$

donde de nuevo $K_1 = 1 - e^{-S/2(r)}$ y

$$K = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1}, \qquad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}, \qquad (r) = \frac{\text{MLDT}}{T_1 - t_1} \qquad S = \frac{t_2 - t_1}{T_I - t_1}$$

Mientras que esto se aplica **específicamente** a aquellas unidades que tienen dos pasos en los tubos, se introduce un pequeño error cuando estas correcciones se aplican a unidades que tienen mayor número de pasos.

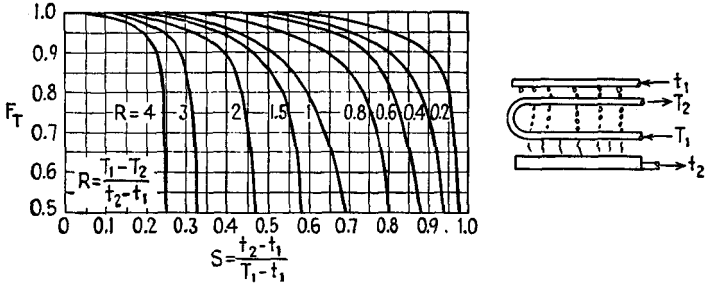


FIG. **20.7*a*.** Factor para corrección de la diferencia media de temperatura para un trombón de dos pasos

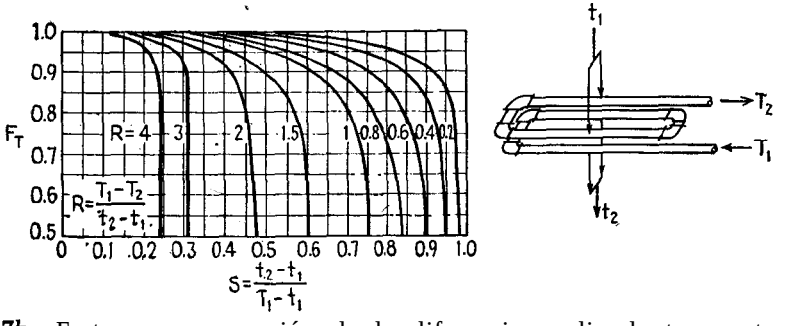


FIG. **20.7*b*.** Factor para corrección de la diferencia media de temperatura para un trombón en espiral de dos pasos. (Bowman, Mueller and Nagle, Transactions ASME)

Coeficientes de película exteriores. El principal trabajo presentado sobre este tipo de aparatos se llevó a efecto por McAdams y sus colaboradores en el MIT y se sumarizó por McAdams, Drew y Bays.[12] (1) Se supone que no hay evaporación a partir de la super-

[12] McAdams, W. H., T. B. Drew, and G. S. Bays, Jr. *Trans.* ASME, 62, 627-631 (1940).

ficie del agua aun cuando esté expuesta a la atmósfera. (2) Se supone que la mitad del líquido fluye hacia abajo en cada lado de la tubería en flujo laminar. El criterio de flujo laminar es un número de Reynolds, $4G'/\mu$, de menos de 2 100, donde G' = $w/2L$, w es el agua en libras por hora, y L es la longitud de cada tubo en la bancada, en pies. La ecuación para el coeficiente de transferencia dentro de ± 25% está dada por la ecuación dimensional

$$h = 65\left(\frac{G'}{D_0}\right)^{1/3} \tag{20.7}$$

donde D_0 es el diámetro exterior del tubo en pies. Cuando el valor del número de Reynolds excede a los 2 100, puede esperarse que las velocidades sean algo mayores. Cualquier evaporación apreciable aumentará el coeficiente de película. Se recomiendan amplios factores de obstrucción y bajas temperaturas del agua a la salida, particularmente cuando el agua tenga un contenido mineral alto.

EJEMPLO 20.4. **Cálculo de un enfriador tipo trombón para SO_2.** 3 360 lb/h de gas SO, salen de un quemador de azufre a 450°F y deben preenfriarse a 150°F en un enfriador tipo trombón de alta conductividad. Se usará tubería de 3 plg IPS. Debido a las limitaciones de espacio los tramos rectos no excederán a los 8 pies 0". Se dispone de agua de enfriamiento a 85°F y no deberá enfriarse arriba de 100°F debido a los problemas de incrustación y corrosión.

¿Cuántos tramos de tubería se requieren cuando el factor total de obstrucción es 0.0107

Solución:

T_{prom} = 300°F C = 0.165 Btu/(lb)(°F) (Fig. 3)
SO_2, Q = 3 360 × 0.165(450 − 150) = 166 500 Btu/h
Agua, Q = ll 100 × 1.0(100 − 85) = 166 500 Btu/h

Fluido caliente		Fluido frío	
450	Alta Temp.	100	350
150	Baja Temp.	85	65
300	Diferencias	15	285

MLDT = 169°F (5.14)

R será $^{300}/_{15}$ = 20.0, que está más allá de los valores graficados en la Fig. 20.7*b*. La gráfica puede usarse reemplazando R por 1/R y S por *RS*. Esto intercambia las dos corrientes sin afectar las relaciones de temperatura.

$$R = 20 \qquad \frac{1}{R} = 0.05$$

$$S = \frac{(t_2 - t_1)}{T_1 - t_1} = \frac{15}{365} = 0.0412 \qquad RS = 20 \times 0.0412 = 0.824$$

$F_T = 0.98$

$\Delta t = 0.98 \times 169 = 166°F$

T_c y t_c: Serán suficientes los valores promedio de las temperaturas ya que el coeficiente de película del gas no varia grandemente de la entrada a la salida. $T_{prom} = 300°F$ y $t_{prom} = 92.5°F$.

Fluido caliente: tubos, SO,

$a'_t = 7.38$ plg² [Tabla 1 1]

Todos los tubos estarán en serie.

Area de flujo, $a_t = 7.38/144 = 0.0512$ pies2

$G_t = W/a_t$

$= 3360/0.0512 = 65\,600$

$D = 3.068/12 = 0.256$ pie [Tabla ll]

At $T_a = 300°F$,

$\mu = 0.017 \times 2.42 = 0.041$ lb/(pie)(h) [Fig. 15]

$Re_t = DG_t/\mu$

$= 0.256 \times 65\,600/0.041 = 410{,}600$

$j_H = 790$

$k = 0.0069$ (valor más próximo en Tabla 5)

$(c\mu/k)^{1/3} = (0.165 \times 0.041/0.0069)^{1/3}$

$= 0.99$

$$h_i = j_H \frac{k}{D}\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \quad \text{[Ec. (6.15)]}$$

$$= 790 \times \frac{0.0069}{0.256} \times 0.99 = 21.1$$

$h_{io} = h_i \times ID/OD$

$= 21.1 \times 3.068/3.50$

$= 18.5$ Btu/(h)(pie²)(°F)

Fluido frío exterior, agua

$G = w/2L$

$= 11{,}100/2 \times 8 = 694$ lb/(h)(pie)

At $t_a = 92.5°F$,

$\mu = 0.86 \times 2.42 = 1.94$ lb/(pie)(h)

$Re = 4G'/\mu$

$= 4 \times 694/1.94 = 1430$ (laminar)

$D_o = 3.5/12 = 0.292$ pie

$h_o = 65(G'/D_o)^{1/3}$

$= 65(694/0.292)^{1/3}$

$= 868$ Btu/(h)(pie²)(°F)

$$U_C = \frac{h_o h_{io}}{h_o + h_{io}} = \frac{868 \times 18.5}{868 + 18.5} = 18.1 \text{ Btu/(h)(pie²)(°F)}$$

$R_d = 0.010 \qquad h_d = \frac{1}{0.010} = 100$

$$U_D = \frac{U_C h_d}{U_C + h_d} = \frac{18.1 \times 106}{18.1 + 100} = 15{,}3$$

$$A = \frac{Q}{U\,\Delta t} = \frac{166\,500}{15.3 \times 169} = 65.6 \text{ pie2}$$

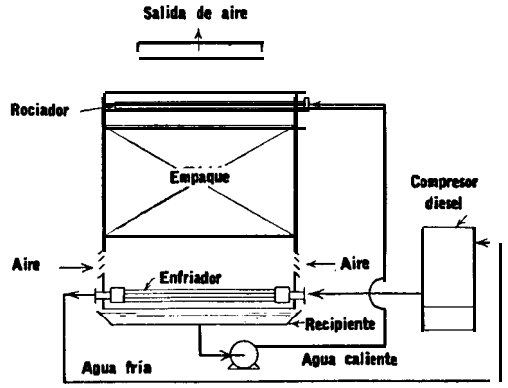
Superficie extema/pie lin. = 0.917

Tramos de tubo $= \frac{65.6}{0.917 \times 8} = 8.95$ (use 9)

5. ENFRIADORES ATMOSFERICOS

Introducción. El enfriador atmosférico es un mejoramiento del enfriador de tipo trombón, particularmente para grandes demandas. Los enfriadores atmosféricos se localizan en torres de enfriamiento debajo del empaque (véase Cap. 17). También se les conoce como *enfriadores de rocío, enfriadores de tubos expuestos, enfria-*

dores *abiertos* o atmosféricos, y proporcionan superficie tubular para transferencia de calor para ciertos servicios a un costo que es cerca de un tercio del tipo convencional del equipo de tubo y coraza. Un arreglo típico en una torre de enfriamiento de tiro inducido se muestra en la Fig. 20.8. Posiblemente el uso más extenso de los



FEG. 20.8. Enfriador atmosférico mostrando los arreglos para enfriamiento de agua de máquinas de combustión interna

enfriadores atmosféricos sea el enfriamiento de agua para las máquinas de combustión interna. En una encuesta sobre 106 plantas de la industria de la gasolina, Kallam [13] encontró que el enfriador atmosférico era el tipo más usado, siendo su porcentaje 44.5 para todas las instalaciones. Otros métodos para enfriar el agua usada en las máquinas de combustión interna, son la circulación directa del agua de enfriamiento en la torre, unidades de superficie extendida enfriadas por aire con tiro inducido y el uso de intercambiadores convencionales entre el agua fría recirculada a la torre de enfriamiento y el agua de la máquina de combustión. Los cálculos aplicables a estos métodos ya han sido discutidos.

Cuando el agua está directamente entubada desde el enfriador atmosférico a las chaquetas de la máquina de combustión, el agua circula en un circuitacerrado y continuamente se calienta y enfría. Naturalmente, esto minimiza la corrosión y el depósito de mohos tanto en la chaqueta de la máquina de combustión como en el haz de tubos. Puesto que el agua de las chaquetas de la máquina de combustión usualmente se recircula con un rango estrecho de temperatura de 10 a 20°F y a la temperatura del enfriador sobre 120°F, las ventajas del circuito cerrado son importantes.

[13] Kallam, F. L.. *Petroleum Refiner, 27.* 371-378 (1948).

Otros métodos de enfriar el agua para las máquinas de combustión interna son menos ventajosos. La alta temperatura del agua recirculada prohibe su circulación directa sobre los empaques de la torre sin un enfriador atmosférico, ya que las pérdidas por saturación serían muy grandes. Cuando el agua de las chaquetas se enfría mediante el agua de una torre de enfriamiento en un intercambiador externo, el costo del bombeo del agua de la torre de enfriamiento se aumenta por la caída de presión añadida a través del intercambiador. El costo del equipo también se aumenta. Al usar un enfriador atmosférico es posible circular menos agua de enfriamiento que la requerida para la transferencia de calor sensible, ya que tiene efecto cierta evaporación en el exterior de los tubos del enfriador atmosférico. Cuando se usa para la condensación de vapor de escape de turbinas o máquinas, el enfriador atmosférico se llama ***condensador evaporativo.*** Esta modificación se discutirá en la siguiente sección.

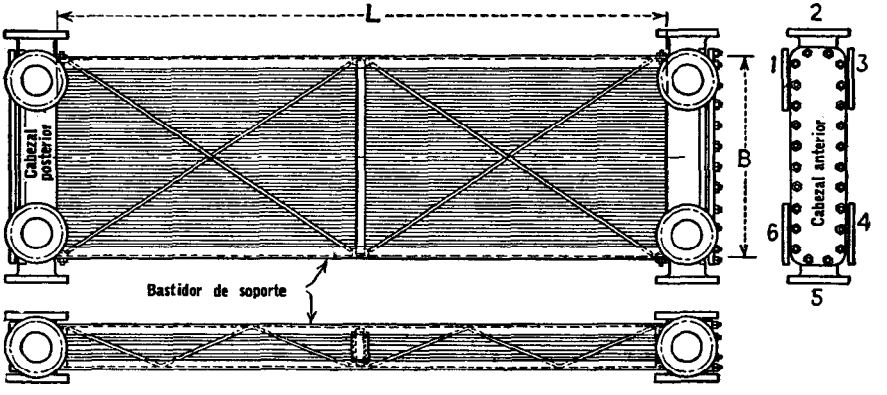


FIG. 20.9. Enfriador atmosférico con boquillas alternadas. (Foster Wheeler Corporation)

Un enfriador atmosférico es un banco de tubos sujetos por un bastidor entre dos cabezales vaciados con tapas atornilladas. La Fig. 20.9 es un esquema de un enfriador de este tipo con boquillas alternadas. Los cabezales usualmente se 'vacían de una pieza incluyendo las boquillas. Varían en longitud y ancho para adaptarse a las dimensiones internas de la estructura que soporta la torre de enfriamiento. Generalmente los tubos son de 8 a 20 pies de largo con enfriador de 3 a 6 pies. El ancho es pequeño, de manera que las columnas de soporte de la torre pueden erigirse entre las secciones contiguas del enfriador. Así, una torre de enfriamiento de 24 por 24 pies puede equiparse con cuatro secciones de 20 pies

de longitud en los tubos y 5 pies de ancho. Los tubos se enrollan directamente a los cabezales y cuando se corroen pueden reemplazarse desatornillando simplemente el cabezal y retirando el tubo corroído. El bastidor exterior también soporta a los tubos del enfriador. Si los cabezales son de material soldable, el bastidor se suelda directamente a ellos. Si el material no puede soldarse, entonces el bastidor se atornillará a los cabezales.

Los tubos se colocan en hileras horizontales con de 3 a 7 filas superpuestas por cada cabezal. El paso vertical entre las hileras horizontales usualmente es menor que el horizontal, ya que se debe proveer una área de flujo adecuada para el agua que permita un drenado libre de ésta al recipiente de la torre. Cuando se requiere un gran número de hileras es costumbre usar dos secciones una sobre la otra. Los pasos en los tubos pueden orientarse en cualquier forma conveniente.

Las ventajas del enfriador atmosférico son su bajo costo inicial y bajo costo de bombeo. Su gran desventaja es la rápida formación de depósitos en el exterior debido a la evaporación. La velocidad con que esto sucede es tal que las hileras horizontales siempre se encuentran superpuestas en lugar de alternadas para tener acceso durante la limpieza y eliminación de incrustaciones. Si bien la incrustación se puede aflojar mediante choque térmico, éste no necesariamente hace que la incrustación se desprenda de los tubos, máxime que aguas con diferente contenido mineral presentan diferentes problemas de incrustación. Muy a menudo la única manera de eliminar la incrustación es mediante medios mecánicos y el número de tubos en las secciones horizontales por sección se mantiene pequeño en anticipación a este problema. No obstante estas precauciones, algunas veces se desprenden pedazos de sarro de las partes superiores y quedan atravesados en las hileras inferiores de tubos interfiriendo la buena distribución del agua sobre éstos. Kallam recomienda el uso de factores de obstrucción que son idénticos con los de la Tabla 12, aun cuando el periodo de servicio es mucho más pequeño.

Cálculo de los enfriadores atmosféricos. El método de cálculo empleado aquí se basa en la correlación de Kallam.[14] Mientras que este método ha sido citado por Nelson,[15] el artículo original presenta resultados sin datos experimentales. Kallam declara que se hicieron 45 pruebas en tres enfriadores abarcando las siguientes variaciones: gasto de agua de enfriamiento, de 3 a 38 lb/(min) (pie^2 de área

[14] Kallam, F. L., *Petroleum Refiner*, 19. 371-382 (1940).

[15] Nelson W. L., "Petroleum Refinery Engineering", 3d ed., McGraw-Hill Book Co. Inc. New York, 1949.

proyectada); velocidad del agua en los tubos, de 2 a 14 pps; velocidad del viento en la torre de enfriamiento, de 10 a 1 000 ppm; temperatura del agua de enfriamiento al enfriador atmosférico, 60 a 78°F; temperatura del agua de enfriamiento a la salida del enfriador, 88 a 120°F; temperatura del agua a los tubos, 109 a 153°F; temperatura del agua que sale de los tubos, 90 a 141°F; temperatura de bulbo seco, de 60 a 76°F; temperatura de bulbo húmedo, de 54 a 66°F; calor eliminado por evaporación del agua de enfriamiento, 0.4 a 50.0% . No se han dado desviaciones, y Kallam declara que la humedad relativa del aire sobre el enfriador atmosférico no tiene influencia en el porcentaje de evaporación del enfriador. Mientras que este método es completamente empírico, el autor sabe de dos casos en los cuales los enfriadores calculados por el método de Kallam resultaron ser satisfactorios en la práctica. Para establecer el rango de temperatura para el agua de la torre de enfriamiento en el enfriador, debe hacerse un balance económico entre el costo tanto del agua de enfriamiento como el costo del enfriador atmosférico para varias temperaturas y determinar el máximo económico.

Para los coeficientes de película exteriores Kallam emplea dos términos adimensionales, $Y = (P_H - D_o)/D_o$ y $Z = (P, - D_o)/P_H$, donde P_H es el paso horizontal y D_o es el diámetro exterior de los tubos. Las curvas de calculo se dan en las Figs. 20.10 y 20.11, aun cuando los grupos que se emplean son arbitrarios y dimensionales. Hay, además, dos términos de flujo que se basan en diferentes áreas exteriores del enfriador. Estas son, el área proyectada de tubo de una hilera horizontal usada para calcular la cantidad de agua rociada M en libras por minuto por pie cuadrado de esta área, y el

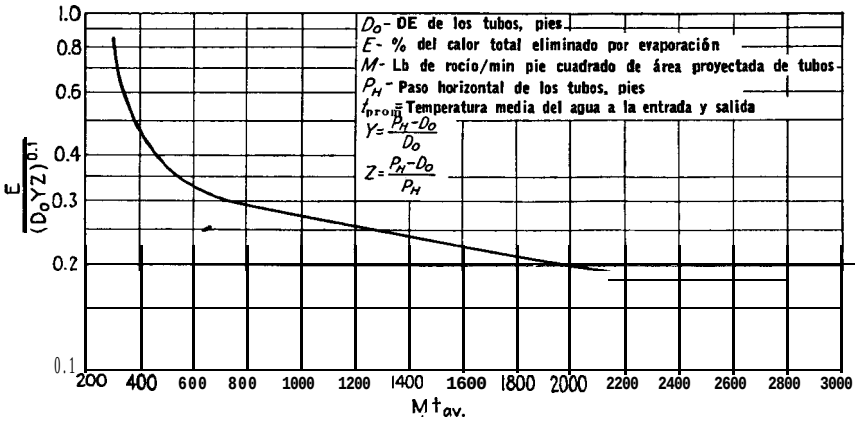


FIG. 20.10. Enfriadores atmosféricos: Calor eliminado por evaporación. (*Kallam, Refiner*)

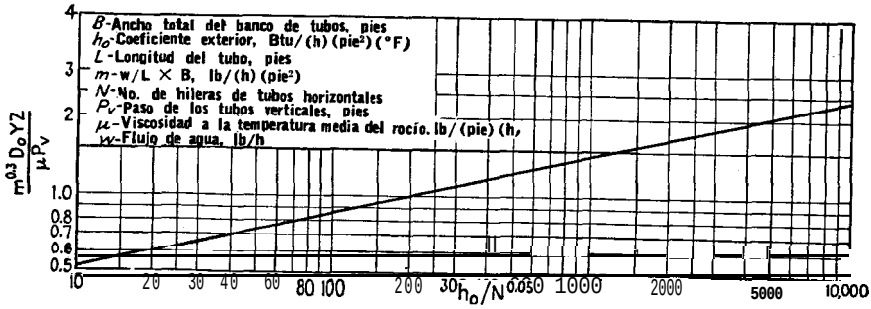


FIG. 20.11. Enfriadores atmosféricos: Coeficientes exteriores de película (*Kallam, Refiner*)

área total de piso de la sección calculada como el producto de la longitud del tubo *L* y la distancia entre los lados exteriores de los dos tubos extremos en una hilera horizontal B. Lo último se usa para calcular el rocío en libras por hora y por pie cuadrado de área *base* entre los cabezales de tubo *m*. La Fig. 20.10 da el porcentaje del agua total de rocío evaporada y se grafica como una función de la cantidad de rocío y su temperatura media en la sección atmosférica. Esto permite ajustes de la cantidad de rocío de manera que los efectos combinados de calor sensible y latente balanceen la carga de calor del lado de los tubos. Esto se demostrará en la siguiente ilustración :

Suponga que se desea eliminar 1000 000 de Btu/h de un enfriador de tubo liso que consiste de dos secciones de tubos de 20 pies de largo arreglados en haz de 4 pies de ancho y que el diseño de la torre de enfriamiento es tal que la temperatura del agua aumentará de 70 a 80°F. Suponga tubos de 1 plg. DE con paso horizontal de 2 plg y paso vertical de 1¾ plg. Si no hubiera evaporación sería necesario circular 100 000 lb/h o 200 gpm.

Para determinar la cantidad de rocío con evaporación:

$$\text{Número de tubos por hilera horizontal} = \frac{4 \times 12}{2} = 24$$

Area proyectada por tubo = $\frac{1}{12} \times 20 = 1.67$ pies²

Area total proyectada = 2 X 24 X 1.67 = 80 pies²

$$D_o = \frac{1}{12} = 0.0833 \text{ pies}$$

$$P_H = \frac{2}{12} = 0.167 \text{ pies}$$

$$Y = \frac{P_H - D_o}{D_o} = \frac{0.167 - 0.0833}{0.0833} = 1.0$$

$$Z = \frac{P_H - D_o}{P_H} = \frac{0.167 - 0.0833}{0.167} = 0.5$$

$$(D_o YZ)^{0.1} = (0.0833 \times 1.0 \times 0.5) = 0.7278$$

Puesto que la temperatura promedio del agua sobre el haz es de 75 °F, Mt_{prom} = 75M. Es ahora necesario suponer valores del porcentaje E evaporado como una función de la cantidad de rocío, ambas cosas determinan la carga térmica.

Prueba 1:

Suponga $E = 20\%$

$$\frac{E}{(D_o YZ)^{0.1}} = \frac{0.20}{0.7278} = 0.275$$

De la Fig. 20.10.

$$Mt_{prom} = 1040$$
$$M = 1040/75 = 13.9 \text{ lb/(min)(pies}^2\text{)}$$

Calor sensible eliminado del enfriador = 13.9 × 80 x 60 × 10 = = 667 000 Btu.

Evaporación = $\frac{1\,000\,000 - 667\,000}{1000\,000} \times 100 = 33\%$

La evaporación calculada de 33% no coincide con la supuesta de 20%, y debe hacerse otro intento. Una suposición de 18.5% coincide con un rocío de 17.05 lb(min) (pie²). El calor sensible eliminado será de 818 000 Btu/h, y lo que debe circularse será

$$\frac{818\,000}{8.33 \times 60} = 163.6 \text{ gpm}$$

comparado con el total de 200 gpm cuando no se consideró la vaporización. El coeficiente de película exterior puede obtenerse de la Fig. 20.11 mediante la ecuación dimensional

$$h_o = 190N^{0.05}\left(\frac{m^{0.3}D_o YZ}{\mu P_v}\right)^{4.4} \qquad (20.8)$$

donde P_v = paso vertical, pies
$m = w/LB$,
w = flujo por hora sobre la sección
μ = viscosidad, lb/(pie) (h)
N = número de hileras horizontales

Diferencia de temperatura en los enfriadores atmosféricos. La determinación correcta de la verdadera diferencia de temperatura es extremadamente importante en este tipo de aparatos, ya que la aproximación de las corrientes de salida usualmente es muy cercana. Como un ejemplo de flujo cruzado es necesario decidir si el líquido que se rocía se mezcla o no, de acuerdo con las derivaciones

cubiertas por las Ecs. (16.71) a la (16.103). El fluido que se rocía en las corres comerciales puede usualmente considerarse como no mezclado, y la verdadera diferencia de temperatura se obtendrá por el uso de la Fig. 16.17*b*.

EJEMPLO 20.5. Cálculo de un enfriador atmosférico para agua de enfriamiento de máquinas de combustión interna. 295 gpm de agua de enfriamiento de un compresor diesel deben enfriarse de 143 a 130°F. Es posible convertir una torre de enfriamiento de 12 × 16 pies de manera que permita la inserción de dos secciones de enfriadores atmosféricos colocados lado a lado y que consisten de tubos de 1 plg DE × 16 BWG y 12'0" de largo, con paso horizontal de $1\frac{7}{8}$ plg y paso vertical de $1\frac{1}{2}$ plg. La distancia entre los tubos extremos en cada sección será de 4'0".

Deberán considerarse factores de obstrucción individuales de 0.003 para el agua de la torre de enfriamiento y de 0.001 para el agua de enfriamiento de los motores.

¿Qué rocío se necesitará y cuántas hileras de tubos horizontales deberán colocarse en estas secciones?

Solución:

Coeficiente exterior de película:

Número de tubos por hilera/sección = 4 × 12/1.875 = 25.6 (digamos 25)
Area total proyectada = $2(\frac{12}{12} \times 1 \times 25) = 50$ pies²
Suponga un rocío de 28 lb/(min) (pie')
Temperatura promedio sobre la sección = ½(90 + 110) = 100°F
$M t_{prom} = 100 \times 28 = 2800$
De la Fig. 20.10

$$\frac{E}{(D_o YZ)^{0.1}} = 0.171$$

$$D_o = \frac{1}{12} = 0.0833 \text{ pies} \quad P_H = \frac{1.875}{12} = 0.1562 \text{ Pies}$$

$$Y = \frac{0.1562 - 0.0833}{0.0833} = 0.874$$

$$Z = \frac{0.1562 - 0.0833}{0.1562} = 0.466$$

$$(D_o YZ)^{0.1} = (0.0339)^{0.1} = 0.712$$

$E = 0.171 \times 0.712 = 0.12\%$ evaporación
Carga de calor = 295 × 500(143 − 130) = 1920 000 Btu/h
Calor sensible = 1.920 000(1 − 0.12) = 1.690 000 Btu/h
Temperatura final del rocío: 1 690 000 = 28 × 60 × 50 $(t_2 - 90)$
t_2 = 110°F coincide para 28 lb/(min)(pie²)
Rocío total = 28 × 60 × 50 = 84 000 lb/h

$$m = \frac{w}{LB} = \frac{84{,}000}{2 \times 4 \times 12} = 875 \text{ lb/(h)(pies}^2\text{)}$$

$m^{0.8} = 7.62$
$\mu_{agua} = 0.76$ cp

$$\frac{m^{0.8} D_o YZ}{\mu P_V} = \frac{7.62 \text{ X } 0.0339}{2.42 \text{ X } 0.76 \text{ X } 0.125} = 1.12$$

'De la Fig. 20.11,

$$\frac{h_o}{N^{0.05}} = 300$$

Suponga tres hileras horizontales/sección

$$NO.06 = 3^{0.05} = 1\,057$$
$$h_o = 300 \times 1.057 = 317\ \text{Btu/(h)(pie}^2\text{)(°F)}$$

Coeficiente del lado de los tubos

Suponga un número de pasos (usando, participaciones verticales) arreglados para dar una velocidad en los tubos de cerca de 8 pps. Pruebe con cuatro pasos en los tubos por sección u ocho pasos totales.

Area de flujo/paso, $a_t = 3 \times 25 \times \frac{0.594}{4 \times 144} = 0.0775$ pies"

Masa velocidad, $G_t = \frac{W}{a_t} = 295 \times \frac{500}{0.0775} = 1\,900\,000\ \text{lb/(h)(pies}^2\text{)}$

Velocidad $= \frac{G_t}{3600\rho} = \frac{1900000}{3600 \times 62.5} = 8.45$ pps

DI = 0.87 plg

$h_i = 2300 \times 0.93 = 2140\ \text{Btu/(h)(pies}^2\text{)(°F)}$ (Fig. 25)

$h_{io} = h_i \times \frac{\text{ID}}{\text{OD}} = 2140 \times \frac{0.87}{1.0} = 1860$ (6.5)

Coeficientes totales:

$$U_C = \frac{h_o h_{io}}{h_o + h_{io}} = \frac{317 \times 1860}{317 + 1860} = 271\ \text{Btu/(h)(pies}^2\text{)(°F)}$$

Superficie extema/pie lin. = 0.2618 pies²/pie (Tabla ll)

Superficie total = $2(3 \times 25 \times 12 \times 0.2618) = 471$ pies²

At:

Fluido caliente		Fluido frío	
143	Alta Temp.	110	33
130	Baja Temp.	90	40
13	Diferencias	20	7

MLDT = 36.7°F (5.14)

$R = {}^{13}\!/_{20} = 0.65$ $S = 20/53 = 0.377$

$F_T = 0.97$ (Fig. 16.17*b*)

$At = F_T \times \text{MLDT} = 0.97 \times 36.7 = 35.6°\text{F}$

$$U_D = \frac{Q}{A\,\Delta t} = \frac{1\,920\,000}{471 \times 35.6} = 114.5$$

Factor dc obstrucción:

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = \frac{271 - 114.5}{271 \times 114.5} = 0.0051\ \text{(h)(pies}^2\text{)(°F)/Btu}$$

La suposición de tres hileras horizontales es satisfactoria, puesto que se requirió un factor de obstrucción de 0.004.

La caída de presión en los tubos puede computarse de las Ecs. (7.45) a la (7.47). Las características que debe tener la torre de enfriamiento para permitir la eliminación de calor del agua pueden determinarse por los métodos del Cap. 17.

6. CONDENSADORES EVAPORATIVOS

Los enfriadores atmosféricos 'se usaron para la condensación de vapor de turbinas y de máquinas térmicas no condensantes. En la actualidad este uso es menos frecuente. Aun cuando el método de Kallam probablemente es satisfactorio para la condensación de vapores orgánicos donde el coeficiente de condensación es relativamente pequeño, no es satisfactorio en el caso de la condensación de vapor de agua. La condensación de vapor de agua requiere el uso de grandes cargas de líquido en las torres de enfriamiento, debido a la gran cantidad de calor asociado en la condensación de una libra de vapor. En este rango, los coeficientes exteriores predichos por la Fig. 20.11 son probablemente poco confiables. Es más seguro emplear un valor limpio convencional para el coeficiente total de transmisión en lugar de intentar su cálculo. Un valor de U_c de 350 a 450 Btu/(h) (pie²) ("F) dará un condensador razonable.

7. INTERCAMBIADORES DE BAYONETA

Introducción. Una bayoneta consiste de un par de tubos concéntricos, estando el exterior sellado en un extremo como se muestra en la Fig. 20.12. Las bayonetas se conocieron con el nombre de tubos expuestos. Tanto el tubo exterior como el interior se sujetan de cabezales estacionarios separados y se extienden ya sea a corazas

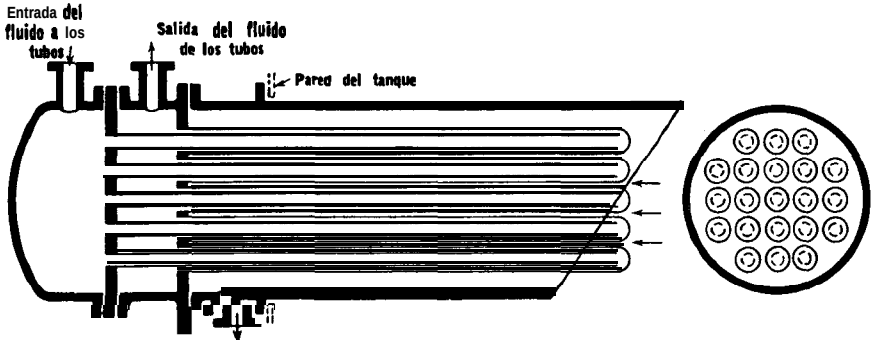


FIG. 20.12. Sección a través de un intercambiador de bayoneta (tipo succión)

o directamente a recipientes. La superficie del tubo exterior es la principal fuente de transferencia de calor. Los iutercambiadores de bayoneta se adaptan excelentemente a la condensación de vapores tanto a vacíos moderados como a muy bajos, fuera de las bayonetas y en las corazas del intercambiador, ya que los tubos son largos y pesados, usualmente de 1 plg de diámetro exterior en el tubo interior y 2 plg en el exterior, y las bayonetas individuales generalmente se autosoportan sin necesitar el uso de placas para este fin. Estas cualidades se combinan para dar despreciable caída de presión al flujo de vapores al vacío fuera de las bayonetas. Un ejemplo de condensador al vacío se muestra en la Fig. 20.13, mientras que el intercambiador que se muestra en la Fig. 20.14 se conoce como calentador de succión o calentador de ***tanque de succión.***

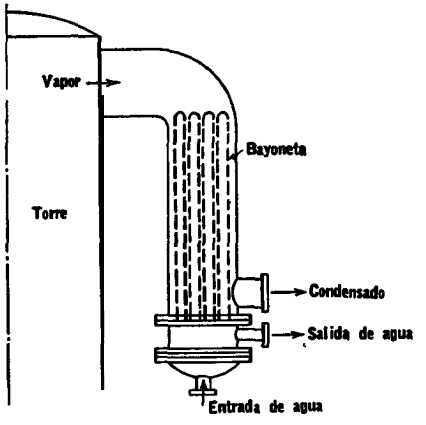


FIG. 20.13. Intercambiador de bayoneta como condensador al vacío

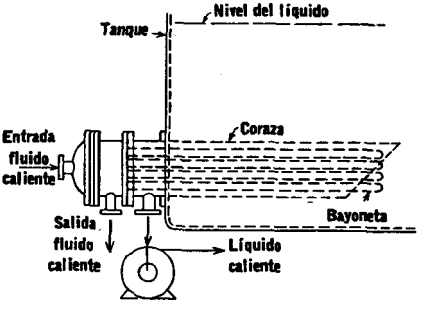


FIG. 20.14. Calentador de tanque de succión con tubos de bayoneta

Los calentadores de succión se instalan en tanques que se usan para el almacenaje de líquidos viscosos y semiplásticos tales como melazas, aceites lubricantes pesados, combustibles y asfalto, Si el líquido es viscoso, sería necesario mantener todo el líquido en el tanque a una temperatura que corresponda a una viscosidad apropiada para el bombeo. Esto podría lograrse mediante un serpentín de vapor, del que se requeriría suficiente calor para neutralizar las pérdidas del tanque. Puesto que los fluidos viscosos producen poca convección, el serpentin debería probablemente suplementarse mediante una agitación continua y si el material almacenado se enfriara a muy baja temperatura, su disposición final causaría serios problemas. Cuando se instala un calentador de succión como se muestra en la Fig. 20.14, sólo debe suministrarse calor mientras

opere la bomba. A medida que el líquido caliente se elimina mediante el bombeo, se reemplaza por líquido remanente en el tanque a causa de la presión hidrostática. Las bayonetas son extremadamente efectivas para este tipo de servicio pero son también muy caras, y ordinariamente el trabajo puede hacerse más económico usando un haz de tubos en U en lugar de las bayonetas.

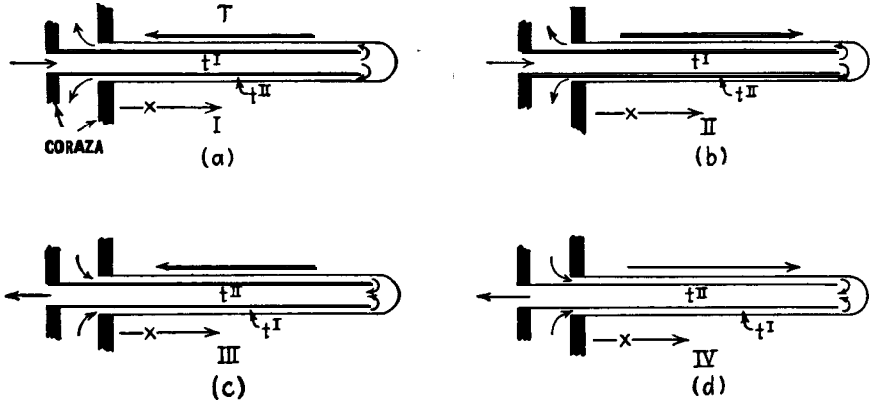


FIG. 20.15. Arreglos de flujo paralelo y a contracorriente en intercambiadores de bayoneta

Diferencia de temperatura en el intercambiador de bayoneta. Los intercambiadores de bayoneta introducen algunas diferencias de temperaturas interesantes que no han sido encontradas en ninguno de los patrones de flujo discutidos hasta ahora. Considere una bayoneta simple como la mostrada en la Fig. 20.15*a*, en la que se

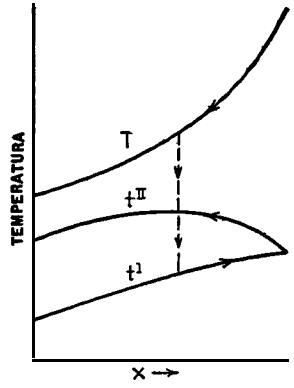


FIG. 20.16. Diagrama de temperatura para caso 1. (*Hurd, Industrial Engineering Chemistry*)

desplaza líquido caliente en la coraza según se muestra. El diagrama de temperatura se muestra en la Fig. 20.16. El líquido frío fluye a la bayoneta en el tubo interior y es rechazado a través del ánulo en la dirección opuesta. Hay un coeficiente de película en el lado de la coraza en la bayoneta y un coeficiente en la parte interior del tubo exterior que da un coeficiente total U_c. Hay una transferencia adicional de calor entre el medio frío que entra en el tubo interior y el medio calentado en contracorriente con él en el ánulo. Las áreas de flujo del tubo interior y del ánulo -difieren, aunque el peso del fluido es el mismo y el fluido de la bayoneta tiene diferentes coeficientes de película en el tubo interior y en el ánulo. Estos dos coeficientes producen un segundo coeficiente total u. La distribución de temperatura en la Fig. 20.15*a* es una de cuatro posibilidades. Las restantes se muestran en las Figs. 20.15*b*, c y d. Se ve que la verdadera diferencia de temperatura está relacionada no solamente a la trayectoria de flujo, sino también a la razón de los dos coeficientes totales U y u.

La derivación que empleamos es la de Hurd [16] y coincide con una derivación de K. A. Gardner no publicada. Como superficies de referencia se usan los diámetros exteriores del tubo exterior e interior para definir las áreas cilíndricas. Se desprecia el área de sello de la bayoneta. Sea P el perímetro del tubo exterior y p el perímetro del tubo interior, el balance de calor diferencial en cada tubo da

$$U(T - t^{II})P\,dx - u(t^{II} - t^{I})p\,dx = -wc\,dt^{IV} \qquad (20.9)$$

$$up(t^{II} - t^{I})\,dx = wc\,dt^{I} \qquad (20.10)$$

sumando

$$UP(T - t^{II})\,dx = wc(dt^{I} - dt^{II}) \qquad (20.11)$$

y

$$wc(t^{II} - t^{I}) = WC(T_1 - T) \qquad (20.12)$$

Haciendo un balance de calor en el lado derecho

$$\frac{dT}{dx} = \frac{UP}{WC}(T - t^{II}) \qquad (20.13)$$

diferenciando

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{UP}{WC}\left(\frac{dT}{dx} - \frac{dt^{II}}{dx}\right) \qquad (20.14)$$

Diferenciando la Ec. (20.12) con respecto a x y reacomodando,

$$\frac{dt^{II}}{dx} - \frac{dt^{I}}{dx} = \frac{WC}{wc}\frac{dT}{dx} \qquad (20.15)$$

[16] Hurd, N. L. *Ing. End. Chem.*, *38*, 1266-1271 (1946).

de las Ecs. (20.10) y (20.12)

$$\frac{dt^{I}}{dx} = \frac{up}{wc}\frac{WC}{wc}(Tl - T) \tag{20.16}$$

Sustituyendo las Ecs. (20.15) y (20.16) en la Ec. (20.14) y teniendo

$$(T_1 - T) = \tau,$$

$$-\frac{d^2\tau}{dx^2} + \left(\frac{UP}{WC} - \frac{UP}{wc}\right)\frac{d\tau}{dx} + \frac{UPup}{(wc)^2}\tau = 0 \tag{20.17}$$

Sustituyendo d/dx = X y factorizando,

$$-X^2 + \left(\frac{UP}{WC} + \frac{UP}{wc}\right)X + \frac{UPup}{(wc)^2} = 0 \tag{20.18}$$

Resolviendo la cuadrática

$$X = \frac{1}{2}\frac{UP}{WC}\left[1 + \frac{WC}{wc} \pm \sqrt{\left(1 + \frac{WC}{wc}\right)^2 + 4\,\frac{up}{UP}\left(\frac{WC}{wc}\right)^2}\right] \tag{20.19}$$

Designando el radical por la letra ψ, y designando las soluciones más y menos por X_1 y X,, respectivamente,

$$X_1 = \frac{1}{2}\frac{UP}{WC}\left(1 + \frac{WC}{wc} + \psi\right) \tag{20.20}$$

$$X_2 = \frac{1}{2}\frac{UP}{WC}\left(1 + \frac{WC}{wc} - \psi\right) \tag{20.21}$$

La Ec. (20.17) es una ecuación diferencial de segundo orden cuya solución es

$$\tau = T_1 - T = C_1 e^{X_1 x} + C_2 e^{X_1 x} \tag{20.22}$$

De las condiciones de frontera

$$T = Tl \quad \text{cuando} \quad x = L$$

y

$$T = T_2 \quad \text{cuando} \quad x = o$$

de lo que

$$C_1 = -\frac{(T_1 - T_2)e^{X_2 L}}{e^{X_1 L} - e^{X_2 L}} \qquad \text{y} \qquad C_2 = \frac{(T_1 - T_2)e^{X_1 L}}{e^{X_1 L} - e^{X_1 L}} \tag{20.23}$$

Diferenciando la Ec. (20.22) con respecto a x y sustituyendo en la Ec. (20.13),

$$C_1 X_1 e^{X_1 x} + C_2 X_2 e^{X_2 x} = -\frac{UP}{WC}(T - t^{II}) \tag{i0.24}$$

Evaluándola a x = 0 se transforma

$$C_1X_1 + C_2X_2 = -\frac{UP}{WC}(T_2 - t_2) \tag{20.25}$$

Sustituyendo las Ecs. (20.20), (20.21) y (20.23) en Ec. (20.25),

$$\frac{1}{2}(T_1 - T_2)\left[1 + \frac{WC}{wc} - \psi\left(\frac{e^{X_1L} + e^{X_2L}}{e^{X_1L} - e^{X_2L}}\right)\right] = t_2 - T_2 \tag{20.26}$$

Resolviendo por e^{X_1L}/e^{X_2L} y tomando logaritmos

$$(X_1 - X_2)L = \ln\left[\frac{(T_2 - t_2) + \frac{1}{2}(T_1 - T_2)\left(1 + \frac{WC}{wc}\right) + \frac{1}{2}\psi(T_1 - T_2)}{(T_2 - t_2) + \frac{1}{2}(T_1 - T_2)\left(1 + \frac{WC}{wc}\right) - \frac{1}{2}\psi(T_1 - T_2)}\right] \tag{20.27}$$

Eliminando X_1 y X_2 mediante la Ec. (20.20) y eliminando L por la introducción de la ecuación de Fourier $WC(T_1 - T_2) = UPL\ \Delta t$, donde Δt es la verdadera diferencia de temperatura entre el lado de la coraza y el lado de¡ tubo,

$$\Delta t = \frac{(T_1 - T_2)\psi}{\ln\left[\frac{(T_2 - t_2) + \frac{1}{2}(T_1 - T_2)\left(1 + \frac{WC}{wc}\right) + \frac{1}{2}\psi(T_1 - T_2)}{(T_2 - t_2) + \frac{1}{2}(T_1 - T_2)\left(1 + \frac{WC}{wc}\right) - \frac{1}{2}\psi(T_1 - T_2)}\right]} \tag{20.28}$$

Sustituyendo el valor de ψ y eliminado wc/WC introduciendo su equivalente $(T_1 - T_2)/(t_2 - t_1)$,

$$\Delta t = \frac{\sqrt{(T_1 - T_2 + t_2 - t_1)^2 + 4\frac{up}{UP}(t_2 - t_1)^2}}{\ln\left[\frac{T_2 - t_2 + T_1 - t_1 + \sqrt{(T_1 - T_2 + t_2 - t_1)^2 + 4\frac{up}{UP}(t_2 - t_1)^2}}{T_2 - t_2 + T_1 - t_1 - \sqrt{(T_1 - T_2 + t_2 - t_1)^2 + 4\frac{up}{UP}(t_2 - t_1)^2}}\right]} \tag{20.29}$$

la que da la verdadera diferencia de temperatura en función de las diferencias terminales. Para establecer representaciones gráficas, deben usarse parámetros adimensionales.

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}\frac{wc}{WC} \qquad Y = \frac{1}{2}\left(\frac{T_1 + T_2 - t_1 - t_2}{t_2 - t_1}\right)$$

donde V es la media aritmética de la diferencia de temperatura por cambio unitario de temperatura en el fluido del tubo.

$$F = \frac{up}{UP}$$

donde F es la razón de las conductancias por unidad de longitud de tubo y la verdadera diferencia de temperatura por cambio unitario de las temperaturas en el lado del tubo es $\Delta t_D = \Delta t/(t_2 - t_1)$. Usando estas relaciones la Ec. (20.29) puede escribirse

$$\Delta t_D = \frac{\sqrt{(R+1)^2 + 4F}}{\ln\left[\dfrac{2V + \sqrt{(R+1)^2 + 4F}}{2V - \sqrt{(R+1)^2 + 4F}}\right]} \tag{20.30}$$

Esta ecuación también expresa Δt_D para el Caso IV en la Fig. 20.15*d*. Para los Casos II y III los equivalentes de las Ecs. (20.29) y (20.30) son

$$\mathbf{At} = \frac{\sqrt{(T_1 - T_2 - t_2 + t_1)^2 + 4\,\dfrac{up}{UP}\,(t_2 - t_1)^2}}{\ln\left[\dfrac{T_2 - t_2 + T_1 - t_1 + \sqrt{(T_1 - T_2 - t_2 + t_1)^2 + 4\,\dfrac{up}{UP}\,(t_2 - t_1)^2}}{T_2 - t_2 + T_1 - t_1 - \sqrt{(T_1 - T_2 - t_2 + t_1)^2 + 4\,\dfrac{up}{UP}\,(t_2 - t_1)^2}}\right]} \tag{20.31}$$

$$\text{Ato} = \frac{\sqrt{(R-1)^2 + 4F}}{\ln\left[\dfrac{2V + \sqrt{(R-1)^2 + 4F}}{2v - \sqrt{(R-1)^2 + 4F}}\right]} \tag{20.32}$$

Las Ecs. (20.30) y (20.32) pueden reacomodarse en la forma

$$\frac{\Delta t_D}{V} = \frac{2(E/V)}{\ln\left(\dfrac{1 + \dfrac{E}{V}}{1 - \dfrac{E}{V}}\right)} \tag{20.33}$$

donde para los casos 1 y IV $\quad E = \tfrac{1}{2}\sqrt{(R+1)^2 + 4F}$ (20.34)

y para los casos II y III $\quad E = \tfrac{1}{2}\sqrt{(R-1)^2 + 4F}$ (20.35)

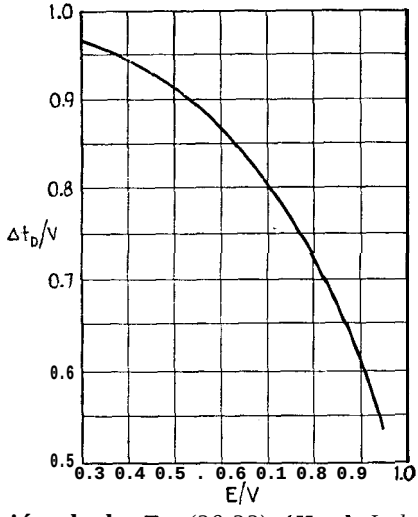


FIG. 20.17. Solución de la Ec. *(20.33).* **(*Hurd,* *Industrial Engineering Chemistry*).**

La solución de la **Ec.** (20.33) se da en la Fig. 20.27, y la solución para las Ecs. (20.34) y (20.35) está dada en las Figs. **20.18*a*** y b, respectivamente. Debido a que este método de obtener la verdadera diferencia de temperatura difiere grandemente de los métodos presentados en capítulos anteriores, el procedimiento se bosqueja en seguida.

1. Determine R y V, y después de haber determinado U y u, determine F.

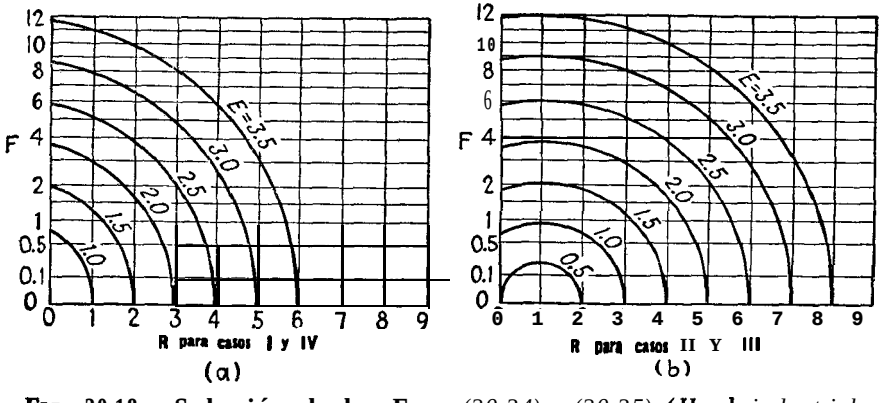


FIG. 20.18. Solución de las Ecs. *(20.34) y (20.35)* **(*Hurd,* *industrial Engineering Chemistry*).**

2. De R y F determine E en la Fig. 20.18*a* o *b* para el arreglo identificado por la Fig. 20.15. Si V es igual o mayor que $3E$, siga directamente al paso 4, usando V como idéntica con Δt_D.

3. Calcule E/V, y lea $\Delta t_D/V$ de la Fig. 20.17. Multiplique por V para obtener Δt_D.

4. Multiplique Δt_D por $(t_2 - t_1)$ para obtener At para usarla en la ecuación de Fourier.

EJEMPLO 20.6. Cálculo de la verdadera diferencia de temperatura. 1000 lb/h de un fluido de 0.5 de calor específico debe calentarse de 50 a 100°F mediante 250 lb/h de agua caliente que se enfriará de 200 a 100°F. La bayoneta consiste de tubos de 1 plg DE dentro de tubos de 2 plg DE. U y u son 60 y 120 Btu/(h)(pie²)(°F) según se computan por métodos descritos después. Suponga el arreglo del Caso III.

$$R = \frac{200 - 100}{100 - 50} = 2.0$$

$$V = \frac{1}{2}\left(200 + \frac{100 - 50}{100 - 50} - 100\right) = 1.50$$

$$F = \frac{120 \times 1}{60 \times 2} = 1.0$$

En la Fig. 20.18*b* para R = 2.0 y F = 1.0. la abscisa y ordenada intersectan en E = 1.10. Entonces $E/V = 1.10/1.50 = 0.739$, y de la Fig. 20.17 $\Delta t_D/V = 0.783$ y

$$\Delta t_D = 0.783 \times 1.50 = 1.175.$$

$$MD = \frac{At}{t_2 - t_1} \qquad At = 1.175 \times 50 = 58.8°F$$

La *MLDT* es 72°F para contracorriente.

Coeficiente de transferencia de calor en los intercambiadores de bayoneta. El intercambiador de bayoneta no presenta nuevos problemas en el cálculo de los coeficientes totales de transferencia de calor. El coeficiente total u para el diámetro exterior del tubo interior se encuentra de la misma manera que la empleada para el intercambiador de doble tubo en el Cap. 6. El diámetro equivalente del ángulo se basa en el perímetro al diámetro exterior del tubo interior y se considera efectivo en el diámetro exterior del tubo interior. Para calcular el coeficiente del ángulo al diámetro interior del tubo exterior, el diámetro equivalente se basa en el perímetro de diámetro interior del tubo exterior y se considera efectivo al diámetro interior del tubo exterior. El flujo térmico se corrige al diámetro exterior del tubo exterior por la razón simple del diámetro interior al diámetro exterior.

Los coeficientes del lado de la coraza se tratan de la misma manera que los prototipos anteriores. La condensación y vaporización

se analizan por los métodos de los Caps. 12 al 15. El uso de un intercambiador de bayoneta para transferencia de calor sensible en una coraza sin deflectores presenta usualmente flujos longitudinales a lo largo de los ejes de la bayoneta y puede computarse por métodos del Ej. 7.5. Para bayonetas con deflectores segmentados use la Fig. 28.

8. INTERCAMBIADORES DE PELICULA DESCENDENTE

El intercambiador de película descendente es, por lo general, un intercambiador convencional l-l diseñado para operar verticalmente como se muestra en la Fig. 20.19*a*. El líquido entra al carrete superior a un gasto tal que los tubos no se llenen de líquido, sino que

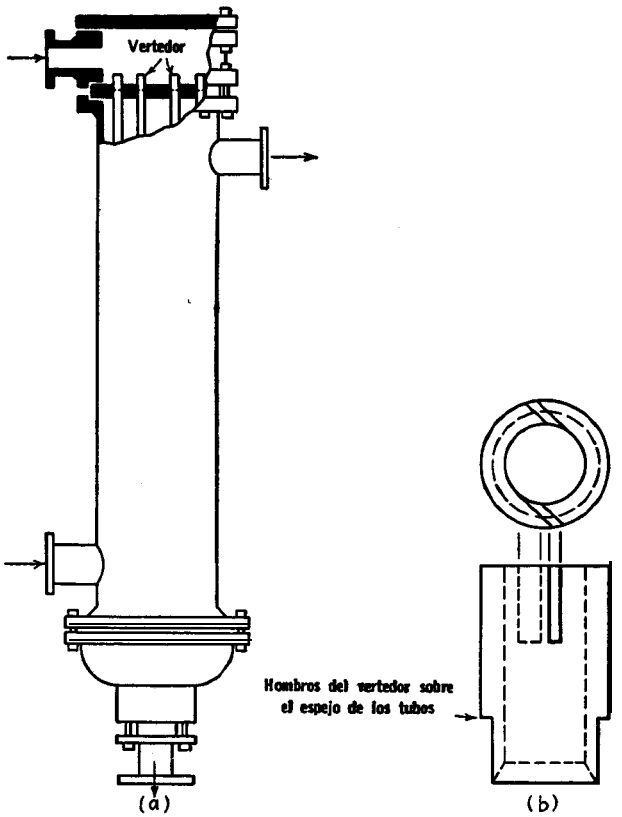


FIG. 20.19. (*a*) Intercambiador de película descendente a contracorriente con vertedores circulares. (*b*) Detalle del vertedor circular para la inserción en la parte superior de los tubos.

éste descienda por gravedad por las paredes interiores de los tubos formando una película delgada. Obviamente, esto produce mucha más velocidad lineal para un peso dado de flujo de lo que se podría obtener si el tubo estuviera lleno de líquido. Los tubos verticales pueden inundarse si se desea, ahmentando el líquido hacia arriba o mediante el uso de un sello como se discutió en el Cap. 15. McAdams[17] cita a Bays[18] y colaboradores como los que determinaron los coeficientes para calentamiento de agua en flujo de película en tubos de 1.5 a 2.5 plg DI y de 0.4 a 6.08 pies de longitud. Los coeficientes se dan dentro de ± 18% por la ecuación dimensional

$$h_i = 120\left(\frac{w}{\pi D}\right)^{1/3} \tag{20.36}$$

Para otros líquidos McAdams cita una ecuación dimensional empírica atribuida a T. B. Drew para flujo turbulento.

$$\frac{h_i}{(k^3\rho^2 g/\mu_f^2)^{1/3}} = 0.01\left[\left(\frac{c\mu}{k}\right)\left(\frac{4G'}{\mu_f}\right)\right]^{1/3} \tag{20.37}$$

Donde $G' = w/\pi D$ y μ_f se calcula a la temperatura promedio de la película. Para flujo laminar donde el número de Reynolds $4G'/\mu_f$ es menor que 2 000, Bays y McAdams[19] dan

$$h_i = 0.67\left[\left(\frac{k^3\rho^2 g}{\mu_f^2}\right)\left(\frac{c\mu_f^{5/3}}{kL\rho^{2/3}g^{1/3}}\right)\right]^{1/3}\left(\frac{4G'}{\mu_f}\right)^{1/9} \tag{20.38}$$

A menudo a la película descendente se le imparte un movimiento de remolino mediante piezas de derrame que tienen hendeduras casi tangenciales y que se colocan sobre el espejo de tubos, Un vertedor típico se muestra en la Fig. 20.19*b*.

Los coeficientes del lado de la coraza pueden computarse de la manera usual usando la Fig. 28 para coeficientes sensibles o por los métodos de los Caps. 12 o 15 para condensación o evaporación.

9. MATERIALES GRANULARES EN TUBOS

La transferencia de calor de o desde sólidos fluidizados ha crecido en importancia en los modernos procesos catalíticos y de adsorción. La transferencia de calor a materiales granulares en lechos se discutió como un problema del estado inestable en el Cap.

[17] McAdams, op. *cit., Pág. 203.*
[18] McAdams, Drew, and Bays, *loc.* cit.
[19] Bays, G. S., and W. H. McAdams, *Ind. Eng. Chem., 29,* 1 240-1 246 (1937).

18. Cuando un material granular seco se desplaza a través de un tubo horizontal o vertical, el mecanismo de flujo es similar al fujo de bastones discutidos en el Cap. 3. Basado en una derivación de Graetz,[20] Drew[21] estableció la ecuación teórica para el flujo similar al descrito :

$$\frac{t_2 - t_1}{T_s - t_1} = 1 - 0.692e^{-5.78\frac{\pi kL}{wc}} - 0.131e^{-30.4\frac{\pi kL}{wc}} - 0.0536e^{-74.8\frac{\pi kL}{wc}} \quad (20.39)$$

donde T, = temperatura constante de la pared
w = gasto del flujo granular, lb/h

Para valores de $(t_2 - t_1)/(T_s - t_1)$ mayores que 0.55 sólo debe considerarse el primer término de la serie. La Ec. (20.39) se reduce a

$$\frac{t_2 - t_1}{T_s - t_1} = 1 - 0.692e^{-5.78\pi(kL/wc)} \quad (20.40)$$

0

$$\frac{T_s - t_2}{T_s - t_1} = 0.692e^{-5.78\pi(kL/wc)} \quad (20.41)$$

En un estudio de transferencia de calor a la arena, Brinn y colaboradores" verificaron experimentalmente la naturaleza del flujo de bastones en varios materiales granulares en tubos. Hicieron también las siguientes observaciones adicionales :

1. La transferencia de calor a un fluido en flujo de bastones es idéntica con el calentamiento en estado *inestable* de un cilindro de largo infinito con resistencia despreciable entre la fuente de calor y el cilindro como se define por una ecuación de la forma de la Ec. (18.52). La expresión en serie para un cilindro de largo infinito y la Ec. 18.52 puede demostrarse que son equivalentes cuando los valores de los exponentes en la serie infinita de la Ec. (20.39, son idénticos. Esto requiere que el número de Graetz wc/kL y el grupo $4\alpha\theta/D^{2*}$ sean iguales. En estos grupos α es la difusividad térmica, θ el tiempo en horas, D el diámetro del cilindro en pies. Puesto que la velocidad lineal del material en el tubo está dada por

$$v = \frac{4w}{\rho\pi D^2} \text{ pies/h}$$

[20] Graetz, L., *Am.* Physik, 25. 337 (1885).

[21] Drew, T. B.. *Trans. AIChE, 26,* 26-80 (1931).

[22] Brinn, M. S., S. J. Friedman, F. A. Guckert, and R. L. Pigford, Ind. *Eng. Chem.* 40, 1050-1 061 (1948).

* El diámetro interior del tubo D reemplaza a la longitud *l* en la Ec. (18.52) ya que sólo se consideran cilindros.

y el volumen del material granular por

$$v_s = \frac{\pi D^2}{4} L$$

El tiempo es

$$\theta = \frac{4v_s}{V} \pi D^2$$

La transformación está dada por

$$\frac{4\alpha\theta}{D^2} = \left(\frac{4k}{c\rho D^2}\right)\left(\frac{\pi D^2 L}{4w/\rho}\right) = \frac{\pi k L}{wc}$$

2. Para un flujo dado en peso a través del tubo el cambio en temperatura es independiente del diámetro. Esto conduce al interesante punto de que se puede obtener un valor deseado para el coeficiente de transferencia de calor cambiando el diámetro del tubo.

3. Si hay otras resistencias en serie con el flujo de bastones, no es posible obtener una resistencia total y, por lo tanto, U por la adición aritmética de las resistencias. La solución de tales casos está dada gráficamente en la Fig. 20.20.

4. No es necesario obtener el coeficiente de película h_i para el material granular que fluye dentro del tubo al calcular el tamaño o comportamiento de un sistema. Puede obtenerse como objeto de interés a partir de la Ec. (20.41) y la siguiente que define el coeficiente de película como medio aritmético,

$$h_i = \frac{2k}{\pi D}\left[\frac{-(T_s - t_2)/(T_s - t_1)}{1 + (T_s - t_2)/(T_s - t_1)}\right]\frac{wc}{kL} \qquad (20.42)$$

Aunque lo anterior se aplica a materiales granulares en flujos similares a bastones en los que la temperatura de la pared es uniforme, Brinn y colaboradores también han resuelto las ecuaciones y dan gráficas para los casos en los que la temperatura del medio en la chaqueta del tubo no es uniforme y también para el caso donde el coeficiente de película del fluido en la chaqueta al tubo es finito e infinito. Para este fin han empleado dos parámetros de temperatura R' y S' como un índice de las variaciones de temperatura tanto para el flujo de bastones y el flujo en la chaqueta y un parámetro β que es el recíproco del número de Nusselt, de manera que

$$R' = \frac{wc}{WC} \qquad S' = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \qquad \beta = \frac{2k}{h_{oi}D}$$

donde h_{oi} es el coeficiente de la chaqueta referido al diámetro interior del tubo. R se reemplaza por *R' y S* por S', ya que WC, t_2 y t_1 siempre se refieren al material granular sea o no el más frío de los

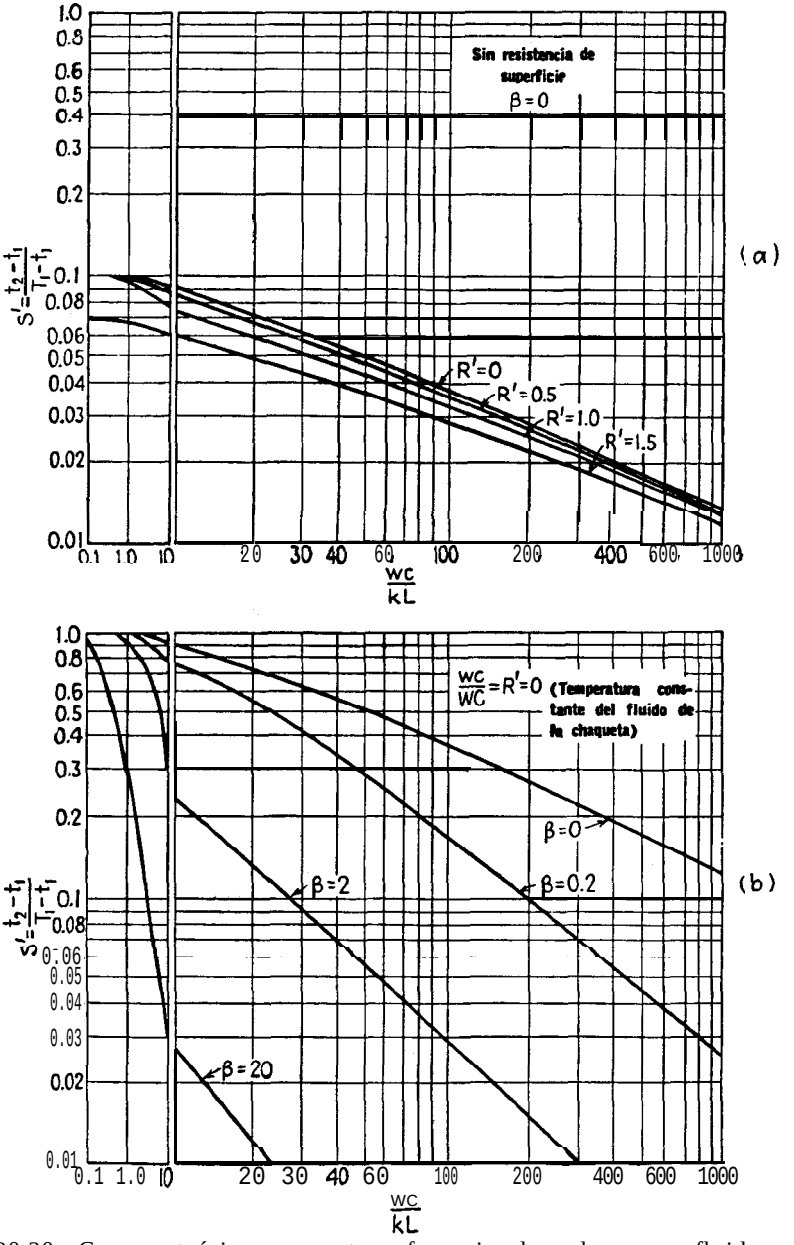
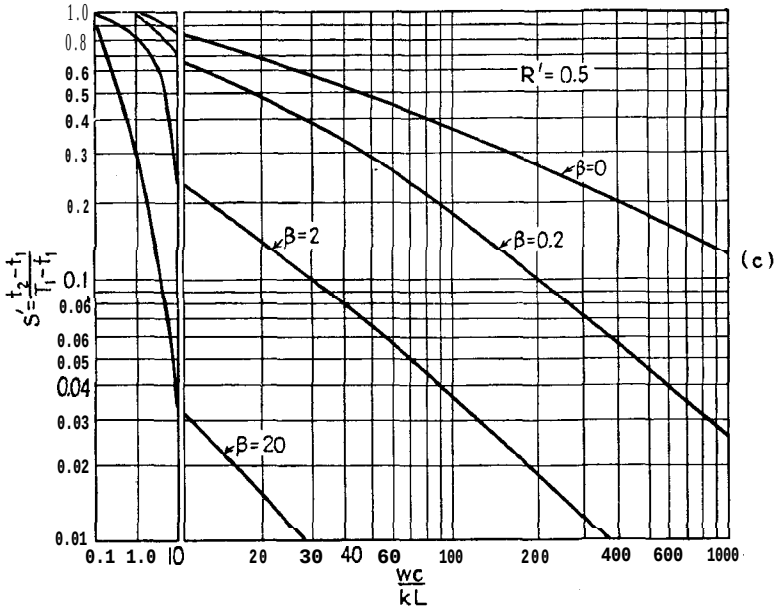
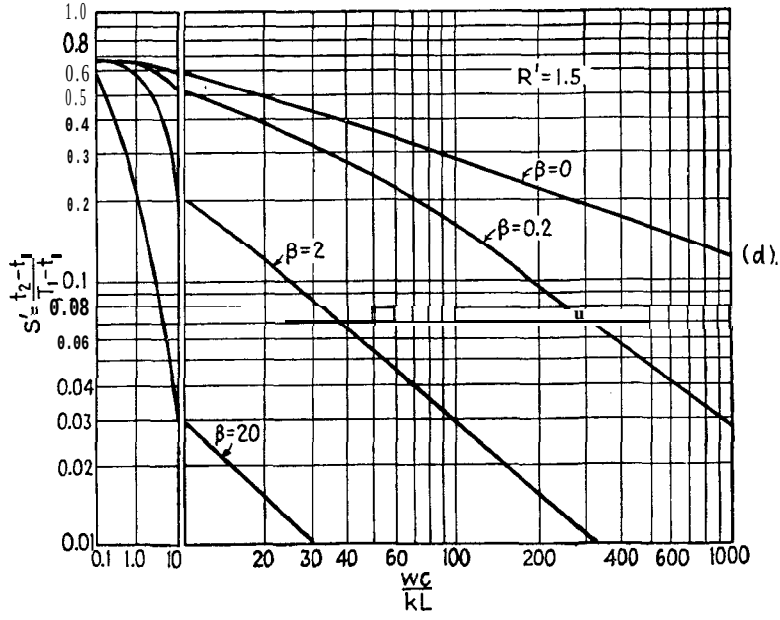


FIG. 20.20. Curvas teóricas para transferencia de calor para fluidos **que**





en forma de bastones fluyen en tubería cilíndrica para varios valores de R Y β. (*Brinn, y col., Industrial and Engineering Chemistry*).

dos. Obviamente, cuando $R' = 0$, es equivalente a una temperatura constante en la chaqueta, y cuando $\beta = 0$, corresponde a una resistencia de contacto despreciable entre el tubo y el fluido de la chaqueta o a un valor infinito de h_{oi}. En las Figs. 20, 20*a*, *b*, c y d, se muestran gráficas para valores de $\beta = 0$, y con $R' = 0, 0.5, y\ 1.5$. Los recíprocos de estas gráficas corresponden a las de Gurney-Lurie de la Fig. 18.13.

Por lo general, no se dispone de datos de conductividad térmica para materiales granulares. Estos valores difieren de la conductividad térmica de los sólidos, ya que obviamente la conducción de calor se afecta por la granulación. Brinn y sus colaboradores han encontrado una excelente concordancia en el valor de la conductividad térmica por un sólido granular cuando se determina mediante enfriamiento o calentamiento de un lecho estacionario similar al del Cap. 18 o calentando o enfriando materiales granulares en tubos de flujo de bastones. Para la arena de Ottawa e ihnenita molida reportan valores de 0.172 y 0.132 Btu/(h)(pie²)(°F/pie), respectivamente, en lechos estacionarios y de 0.155 y 0.141, respectivamente, para flujo de bastones vertical. Las densidades del material granular fueron, respectivamente, 101 y 103 lb/pie³ para la arena de Ottawa y 149 y 168 para el mineral de ihnenita, aun cuando la densidad del material en movimiento se aumenta por este efecto. Han sido reportados calores específicos para varios materiales granulares, y son algo mayores que aquellos de los sólidos. Para cuarzo, sílice y arena de Ottawa, varían de 0.175 a 0.200 Btu/(lb)(°F). Los ejemplos que se dan en seguida se tomaron de la referencia original.

EJEMPLO 20.7. **Cálculo del enfriamiento de arena con resistencia despreciable.** Una arena tiene un calor específico de 0.20 Btu/(lb) (°F) y una conductividad térmica de 0.15 Btu/(h)(pie²)(°F/pie). Debe enfriarse de 284 a 104°F a un gasto de 1000 lb/h usando agua de 86 a 104°F. Se puede suponer un haz de tubos vertical de 10'0" de largo y con diámetro interior de 2.0 plg.

(*a*) ¿Cuántos tubos se requieren?

(*b*) ¿Cuántos tubos se requerirán si el medio enfriante es aire de 86 a 104°F?

Solución: (a) Suponga h_{oi} para agua es 500 Btu/(h)(pie²)(°F).

$$\beta = \frac{2k}{h_{oi}D} = \frac{2 \times 1.05}{500 \times \frac{2}{12}} = 0.0036 \quad \text{(casi cero)}$$

El gasto de agua de enfriamiento es

$$\frac{1000 \times 0.2(284 - 104)}{104 - 86} = 2000 \text{ lb/h}$$

$$R' = \frac{wc}{WC} = \frac{1000 \times 0.2}{2000 \times 1} = 0.1$$

$$S' = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{104 - 284}{86 - 284} = 0.91$$

De la Fig. **20.20*b***

$$\beta = 0 \qquad R' = 0.1 \qquad S' = 0.91$$

$$\frac{wc}{kL} = 8.33$$

$$w = \frac{8.33 \times 0.15 \times 10}{0.20} = 62.5 \text{ lb/h}$$

Este es el gasto por tubo

$$\text{Número total de tubos} = \frac{1000}{62.5} = 16$$

(*b*) Para aire, suponga $h_{oi} = 9$.

$$\beta = 0.2$$

La cantidad de aire usando 0.25 como calor específico es

$$\frac{1000 \times 0.2(284 - 104)}{0.25(104 - 86)} = 8000 \text{ lb/h}$$

Interpolando entre la Fig. **20.20*b*** y c,

$$\beta = 0.2 \qquad R' = 0.1 \qquad S' = 0.91$$

$$\frac{uc}{kL} = 5.23$$

$$w = 39 \text{ lb/h}$$

se necesitan 26 tubos. La resistencia de la película aumenta el tamaño de la unidad en un 62%.

10. CALENTAMIENTO CON RESISTENCIA ELECTRICA

Introducción. La transformación de la energía de un combustible en trabajo (y luego en electricidad) es un proceso muy ineficiente, sólo *una* parte de la energía del combustible *está* finalmente disponible para hacer trabajo. La transformación de la energía del combustible en vapor de agua puede efectuarse teóricamente con un 100% de eficiencia. Estas son las deducciones prácticas del ciclo de Carnot, y la electricidad cuesta de 10 a 15 veces más **que** el vapor en aquellas localidades en las **que** no se cuenta con potencia hidroeléctrica. Es por esta razón que el calentamiento mediante resistencias eléctricas no se ha considerado como parte de procesos de transferencia de calor, aun cuando la comparación del costo de la electricidad y el carbón no necesariamente debe sancionar su uso. Hay innumerables aplicaciones en las que el calentamiento **por** resistencia eléctrica puede hacerse operar más efectivamente que **la** transferencia de calor por un fluido, particularmente en operaciones por lotes. Hay otras ventajas que pueden derivarse del tamaño compacto de los tipos estándar de elementos eléctricos calefactores :

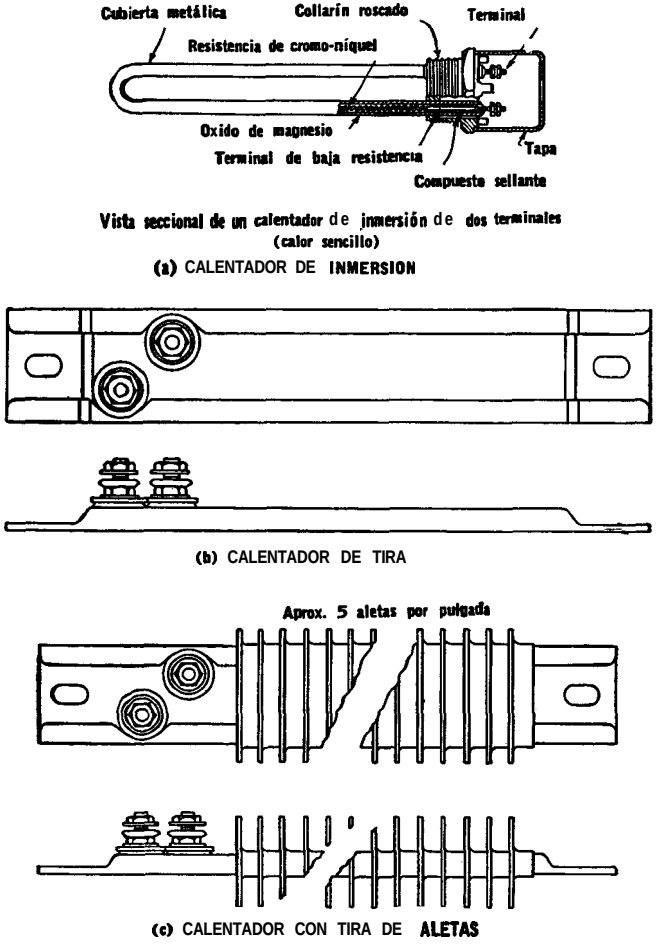


FIG. 20.21. Elementos calefactores de resistencias eléctricas para procesos comunes. (*Westinghouse Electric Corporation*).

la facilidad con la que generan altas temperaturas, eliminación de riesgos de combustión, y su fácil aplicación y adaptación para control y regulación automática. Sin embargo, casi es seguro concluir que la mayoría de las aplicaciones de calentamiento con resistencias eléctricas son pequeñas en comparación con la mayoría de los procesos industriales.

Los elementos calefactores por resistencia más comunes son de tres tipos, el ***calentador por inmersión***, el ***calentador de tira, y calentador de*** tira ***aleteado.*** Estos tipos se muestran en la Fig. 20.21. También se dispone de otros, como el calentador de cartucho que se

trata por el mismo método general. Los calentadores eléctricos consisten de alambres de resistencia embebidos en un material refractario que luego se protege por una cubierta metálica. Los calentadores por inmersión se usan para introducción directa en líquidos y se fabrican con cubierta de cobre para calentamiento de agua, y de acero para aceite y otros derivados orgánicos. La temperatura para las cubiertas de cobre no debe exceder de los 350°F, mientras que los calentadores con cubierta de acero pueden operar a temperatura máxima de 750°F. El calentador de tira se usa más para el calentamiento de sólidos por combustión, y puede también usarse para calentamiento de aire y gases. Se dispone de calentadores de tira para operarse a dos temperaturas máximas: 750°F para aquellos con cubierta de acero y 1 200°F para los que tienen cubiertas de cromo y acero. Sin duda, el más indicado para calentamiento de aire y gases es el calentador de tira aleteado que combina el calentamiento eléctrico y la superficie extendida y se puede operar a temperaturas máximas de 750 y 950°F.

La técnica para efectuar los cálculos de los calentadores eléctricos ha sido desarrollada por la industria eléctrica y no es idéntica con los métodos empleados ya sea en las industrias químicas o mecánicas. Esto se debe, sin duda, a la gran estandarización del equipo eléctrico.

Las leyes que gobiernan el calentamiento de las resistencias eléctricas, despreciando el efecto de la resistencia en el circuito, son de las más simples en física elemental. Estas son, la ley de Ohm, $Z = E/R^{\omega}$ y la ley de Joule, $P = EI$, donde Z es la corriente en amperes, E el voltaje, R^{ω} la resistencia en ohms, y P la potencia en watts. La razón a la que la energía eléctrica se convierte en calor está dada por I^2R^{ω}. La razón de la energía cedida es watt o kilowatt, y es equivalente a *Btu por hora.* Similarmente, la cantidad total de emergía es el *kilowatt-hora* o *watt-hora,* y es equivalente a Btu sin unidad de tiempo.

En el calentamiento por resistencia eléctrica el elemento es capaz de alcanzar muy alta temperatura. La temperatura más alta alcanzada por este tipo de calentador es aquella que causa que la energía en forma de calor se disipe a la misma velocidad que se produce. Para evitar que el elemento se queme, el fluido frío o sólido debe ser capaz de recibir calor a una velocidad tal que mantenga a la envoltura metálica por debajo de la máxima temperatura permisible. En otras palabras, el diseño de elementos eléctricos está condicionado por el flujo térmico que puede disiparse en el material frío. El flujo térmico es la energía cedida en Btu por hora por pie cuadrado de superficie. En unidades eléctricas se expresa en watts

por pulgada cuadrada de la superficie del elemento o watts por pulgada lineal del elemento correspondiente a watts por pulgada cuadrada para elementos de superficie uniforme por pulgada de longitud.

TABLA 20.1. CALENTADORES DE INMERSION

Calentadores de agua. cubierta de cobre, temp. máx. 350°F						Calentadores de aceite, cubierta de acero. temp. máx. 750°F					
Watts	Watts/ plg² de inmersión	Longitud sumergida, plg	Collarín, plg IPS	No. de elementos	Nlo. de tubos	Watts	Watts/ plg² de inmersión	Longitud sumergida. plg	Collarín. plg IPS	No. de elementos	No. de tubos
1,000	35	8	1¼	1	1	1000	20	9	1¼	1	1
2,000	35	10	2	3	2	2000	20	17	2	3	2
3,000	35	15	2	3	2	3000	20	25	2	3	2
4,000	35	20	2	3	2	4000	20	34	2	3	2
5.000	35	24	2	3	2	5000	20	41	2	3	2
7.500	35	30	2	3	4						
10,000	35	35	2	3	4						
						Circulación forzada					
						5000*	35	25	2	3	2
						6000*	35	30	2	3	2
						8000*	30	33	2	3	4

• 230 volts solamente. Todos los demás 115 o 230 volts.

TABLA 20.2. CALENTADORES DE TIRA

Cubierta de acero, temp. máx. 750°F				Cubierta de acero y cromo, temp. máx. 1200°F			
Watts	Watts/ plg	Longitud total plg	Longitud caliente, plg	Watts	Watts/ plg	Longitud total plg	Longitud caliente, plg
150	37	8	4	250	62	8	4
250	31	12	8	350	44	12	8
350	25	18	14	500	36	18	14
500	25	24	20	750	37	24	20
750	28	31	27	1000	38	31	27
1000	31	36	32	1500	38	43	39
1250	32	43	39				

TABLA 20.3. CALENTADORES DE TIRA ALETEADOS

Cubierta de acero, temp. máx. 750°F				Cubierta de cromo y acero, temp. máx. 950°F			
Watts	Watts/ plg	Longitud total plg	Longitud caliente, plg	Watts	Watts/ plg	Longitud total plg	Longitud caliente, plg
250	31	12	8	250	62	8	4
350	25	18	14	350	44	12	8
500	25	24	30	500	36	18	14
750	25	31	27	750	37	24	30
1000	31	36	32	1000	38	31	27
1250	32	43	39	1500	47	36	32

TABLA 20.4 CALENTADORES DE TIRA
Para servicio de contacto, watts por pulgada cuadrada de superficie de contacto

Cubierta de acero, temp. máx. 750°F		Cubierta de cromo y acero, temp. máx. 1200°F	
Longitud total plg	Watts/ plg²	Longitud total plg	Watts/ plg²
12*	21	8*	42
18	16	12	29
24	16	18	24
31	19	24	25
36	21	31	25
43	22	43	26

* Pasos.

En las Tablas 20.1 a 20.4 se dan datos de flujo térmico para varios tipos de calentadores. Los watts indican el rendimiento del elemento pero no indican la temperatura que se alcanza. Se incluyen los watts por pulgada cuadrada o watts por pulgada que los elementos pueden disipar al fluido o sólido frío. Para los calentadores aleteados y de tira de tipo ordinario, los watts eliminados por el aire como una función de la velocidad de éste y su temperatura inicial están dados en las Figs. 20.22 y 20.23. Se puede ver que a bajas velocidades de aire hay poca ventaja en el uso de calentadores con aleta comparados con los calentadores de tira lisos. Ya que la temperatura de salida del aire también afecta la temperatura de la cubierta,

la Fig. 20.24 relaciona la temperatura de la superficie de los calentadores de tira como una función de flujo térmico y la temperatura del aire ambiente.

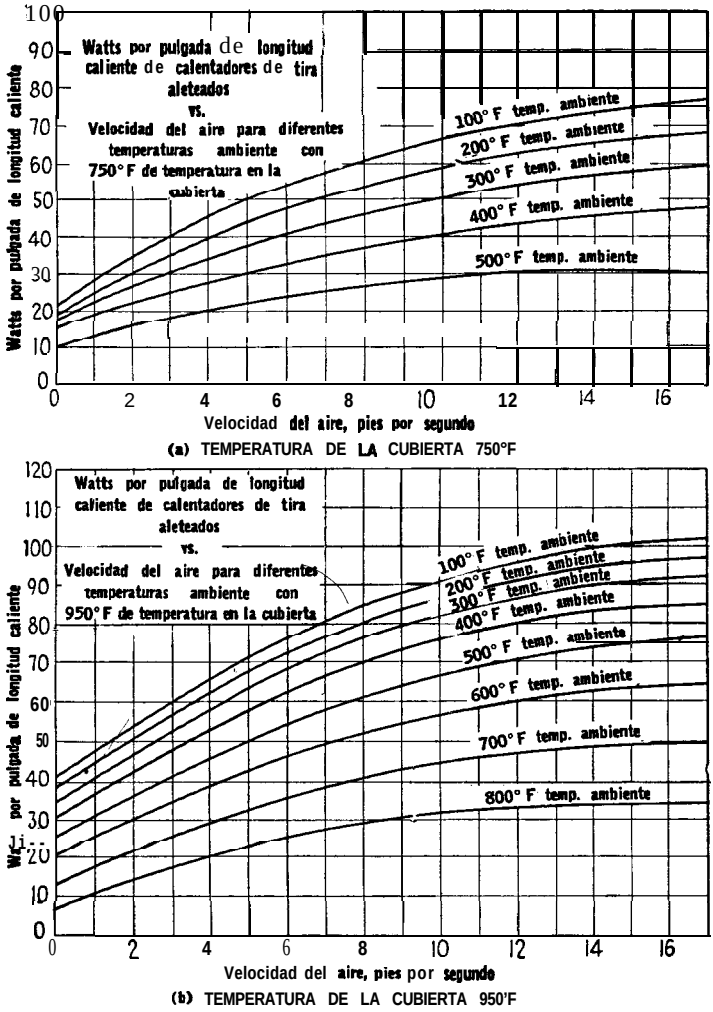
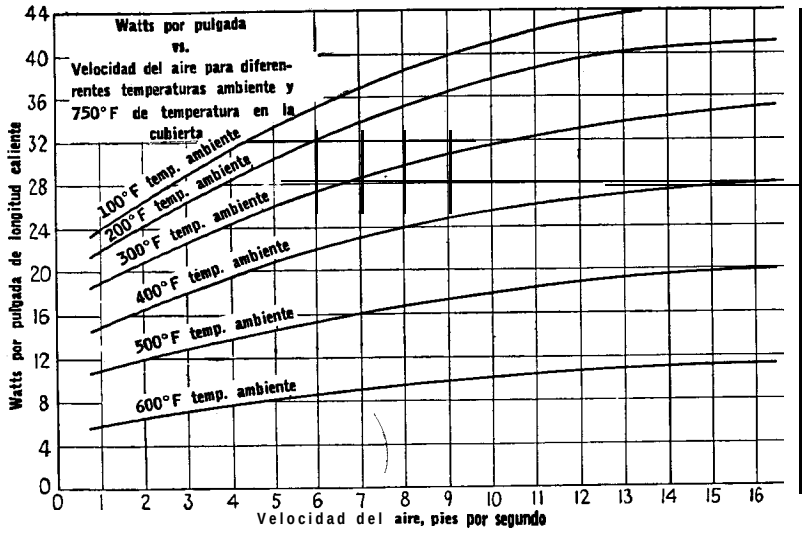


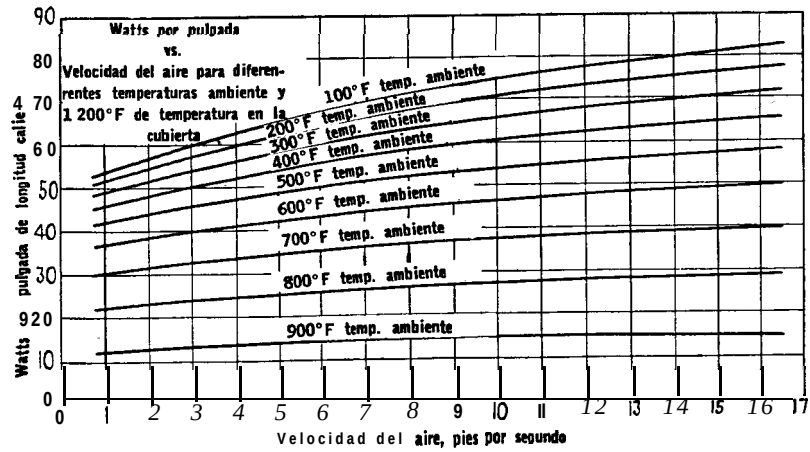
FIG. 20.22. Curvas de calentamiento de aire con calentadores de tira aleteados. ***(Westinghouse Electric Corporation)***

Cuando se trabaja con elementos que operan a tan altas temperaturas, el efecto de la radiación es de mayor importancia que el equipo ordinario calentado por vapor. La Fig. 20.25 relaciona las pérdidas obtenidas experimentalmente bajo diversas condiciones. El

uso de estas gráficas y tablas se muestra explícitamente en la solución de problemas en los que se aplican.



(a) TEMPERATURA DE LA CUBIERTA 750°F



(b) TEMPERATURA DE LA CUBIERTA 1 200°F

FIG. 20.23. Curvas de **calentamiento** de aire con calentadores de tira. *(Westinghouse* ***Electric Corporation****)*

EJEMPLO **20.8a. Calentador de inmersión para agua. Un tanque** de 2 **por** 3 × 2 pies de altura se llena con agua a una altura de 18 plg. Es necesario calentar el agua desde una temperatura de 50°F hasta la temperatura de demanda de **150°F,** en un lapso de 2 h. Después, el tanque debe suministrar **8 gal/h de agua a 150°F.**

¿Cuáles elementos de inmersión se requieren?

Solución :

Estado inestable.

Lb de agua = $2 \times 3 \times {}^{18}/_{12} \times 62.5 = 562$ lb

$Q' = 562.5(150 - 50)1.0 = 56{,}250$ Btu

$Q = \frac{56{,}250}{2} = 28{,}125$ Btu/h $= \frac{28{,}125}{3412} = 8.25$ kwh

Pérdidas :

De la superficie del agua (Fig. 20.25*c*) $= 2 \times 3 \times 260$ = 1.56 kwh

De las paredes del recipiente (Fig. 20.25*c*) =

$5.5(2 \times 2 \times 2 + 2 \times 2 \times 3)/1\,000$ = 0.31

Del fondo = despreciable

Pérdidas totales = 1.67 kwh

Demanda total = 8.25 + 1.67 = 9.92 kwh

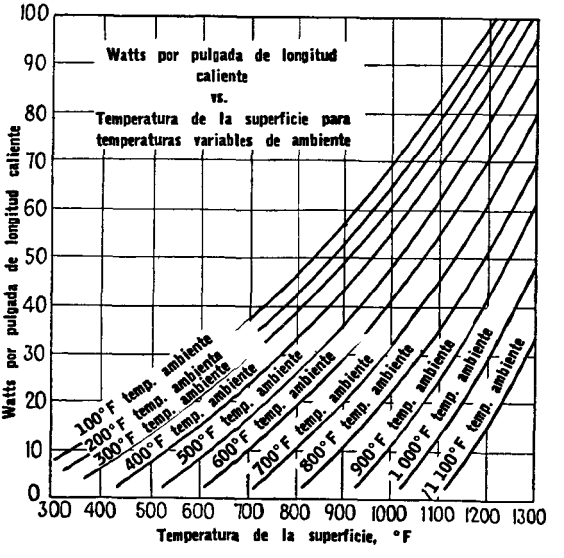


FIG. 20.24. Temperatura de superficie vs. flujo térmico para calentadores de tira. (*Westinghouse Electric Corporation*)

Estado estable: Esto es lo mismo que calentar 8 gal/h de agua.

Q = $8 \times 8.33\ (150 - 50)1.0$ = 6670 Btu/h o 1.95 kwh

Pérdidas = 1.67

Demanda total = 3.62 kwh

La demanda del estado inestable controla la selección del calentador de inmersión que requiere 10 kwh. El tamaño más cercano en la Tabla 20.1 es el de 4 000 watts o elemento de inmersión de 4 kw con una longitud de inmersión de 20 plg y alambrado para tres calores. Se requieren tres. La velocidad

de absorción del calor por el agua es alta, y casi no hay necesidad de comprobar la temperatura de la cubierta aun cuando esta regla no se puede seguir para las sustancias orgánicas.

EJEMPLO 20.8*b*. Calentador de tira para aire. A un horno se cargan 100 lb/h de acero que deben secarse con aire a 370°F usando calentadores de tiras localizados dentro del horno. Para eliminar la humedad es necesario cambiar el aire cuatro veces por hora. El horno es de 3 × 4 × 2 pies aislado con 2 plg de lana mineral. La entrada del aire y del acero es **a 70°F.**

¿Qué arreglo se hace necesario en los calentadores?

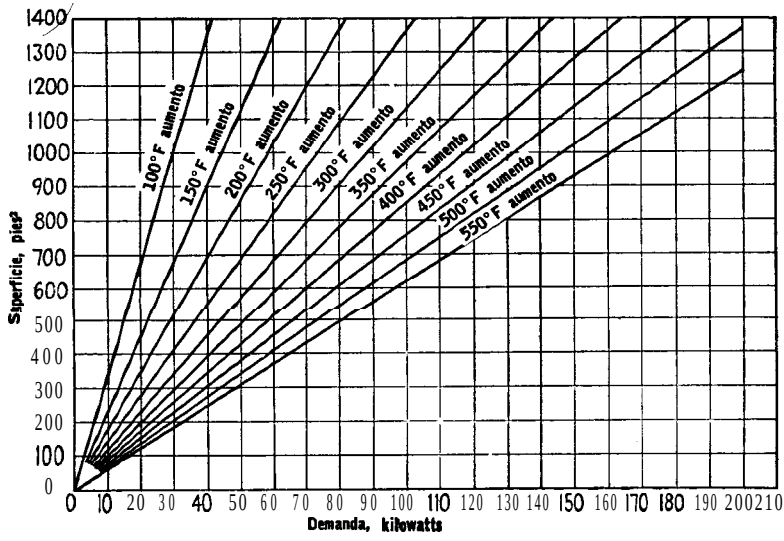


FIG. 20.25*a*. Pérdida de calor a través de paredes aisladas de hornos. Las curvas se basan en un aislamiento de 1 plg de grueso de materiales con alto poder de aislamiento, tales como la magnesia al 85%, lana mineral, Filinsul, etc. Si el aislante tiene 2 plg de grueso divida el valor de las curvas por 2; si tiene 4 divida por 4, etc.

Solución :

Carga de calor del acero = $100 \times 0.12(370 - 70)$ = 3 600 Btu/h

Calor al aire = $4 \times 2 \times 3 \times 4 \times 0.075 \times 0.25(370 - 70)$ = 540

Total = 4 140 Btu/h

o sea 1.22 kw

Pérdidas :

De la Fig. 20.25*a* para 52 pies² de superficie exterior del horno y un aumento de temperatura de 300°F la pérdida es 5 kw/plg de grueso del aislante. Para 2 plg de grueso del aislante la pérdida es $\frac{5}{2}$ = 2.50

Total = 3.72 kw

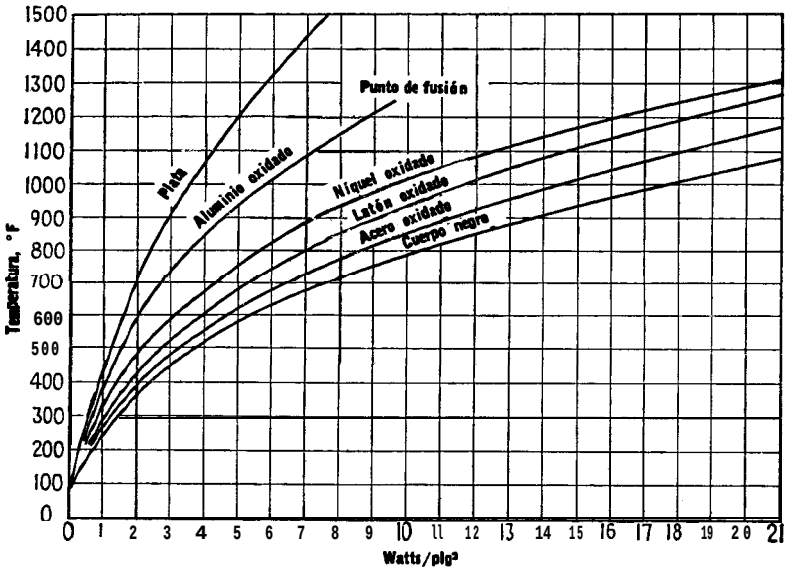


FIG. **20.25*b*.** Pérdidas de calor de **superficies** lisas sólidas. Pérdidas de calor de superficies **horizontales** planas por **un** lado se toman como superficie superior con valor **de 110%** de la curva; **superficies** de fondo 55% del valor de la curva; perdidas promedio de superficies superiores y de fondo, 82.5% de los valores de la curva

De la Tabla 20.2 se ve que tanto la energía como el espacio requerido pueden lograrse con cuatro calentadores de 1 000 watts cada uno. Sin embargo, la distribución será deficiente porque se emplean pocos elementos, y se prefiere el uso de **ocho** elementos de 500 watts. Se ha supuesto que la cubierta de los elementos es de acero. Debe comprobarse la temperatura de la superficie para asegurarse que no excederá de **750°F,** ya que el aire absorbe calor lentamente.

De la Tabla 20.2 la disipación requerida es de 25 watts/plg. De la Fig. 20.24 para aire a 370°F la temperatura de la cubierta será de **680°F** y, por lo tanto, es satisfactoria. Si la temperatura excediera a los **750°F,** deberá usarse un elemento de cromo-acero.

EJEMPLO 20.8c. Calentador de tira aleteado. Determinar el número de calentadores de tira aleteados requeridos para aumentar la temperatura de 270 pcm de aire que fluyen en un ducto de 18 × 18 plg, de 70 a 120°F. La densidad del aire a 70°F es 0.075 lb/pie³.

$$Q = 270 \times 0.075 \times 60 \times 0.25(120 - 70) = 15\,200 \text{ Btu/h a } 4.47 \text{ kw}$$

$$\text{Velocidad} = 270/1.5 \times 1.5 \times 60 = 2.0 \text{ pps}$$

Refiérase a la Fig. **20.22*a*.** El aire es capaz de eliminar 33 watts/plg que es la máxima disipación que se puede esperar. Cualquier grupo de calentadores que den 5 kw y que no requieran una disipación mayor de 33 **watts/plg** y que quepan en el **ducto** serán satisfactorios. En la Tabla 20.3 los elementos de **350 watts con una longitud de 18 plg cada** uno son satisfactorios.

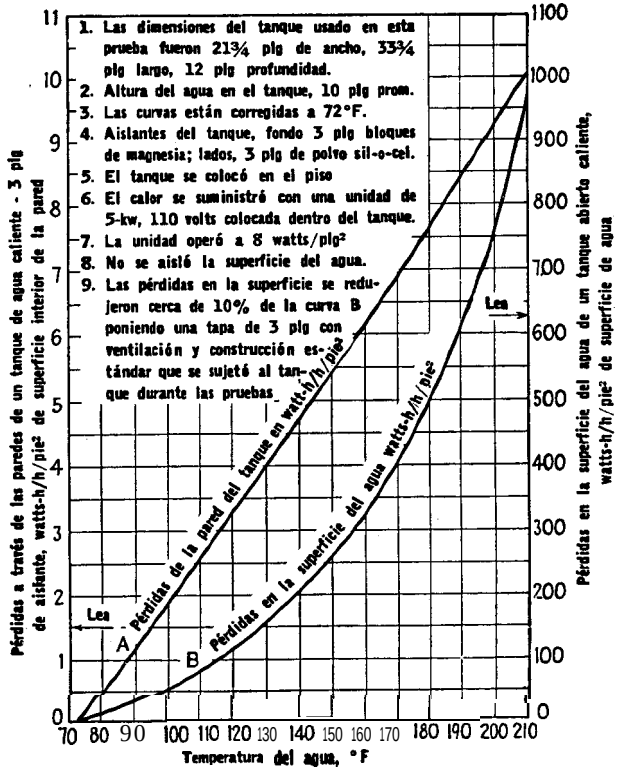


FIG. 20.25c. Pérdidas de calor de tanques de agua caliente abiertos. (*Westinghouse Electric Corporation*)

Considere el mismo servicio pero usando calentadores de tira sin aletas. De la Fig. **20.23a** el aire removerá 26 watts/plg de longitud caliente. De la Tabla 20.2 los elementos de 350 watts de capacidad y 18 plg de longitud también serán satisfactorios y más económicos.

Aplicaciones de calentadores de contacto. Uno de los mejores ejemplos de la versatilidad del calentador de tira es la facilidad con la cual se puede adaptar a la superficie de diferentes recipientes. Cuando se usa en este tipo de servicios, se ha encontrado que la caída de temperatura a través del contacto superficie a superficie es de 14 a 19°F por unidad de flujo térmico.

EJEMPLO **20.8d. plásticos.** Calentamiento de Se desea calentar una placa de fierro vaciado de 26 por 12 por 1 plg a 70°F en la que se ablandará un plástico con calor específico de 0.22 **Btu/(lb)** (°F). Se necesita que se caliente un lote de 70 **lb** de plástico después de que la placa haya alcanzado su estado estable de 70 a 300°F **en** una hora. La placa se calentará por la parte inferior mediante calentadores de tiras que se adherirán a su superficie. **¿Cuántas** de estas tiras se requieren?

Solución: La gravedad específica del fierro vaciado es 7.2, y el calor especifico es 0.13 **Btu/(lb)(°F).**

Estado inestable :

Peso de la placa = 26 × 12 × 1 × 62.5 × **7.2/1** 728 = 81 **lb**
Q = **81(300 – 70)0.13** = 2 490 **Btu/h** o 0.705 kw

Pérdidas: De la Fig. **20.25*b*** la **radiación** del cuerpo negro es 1.5 **watts/plg².** La radiación de la parte superior es en realidad 110% de este valor y en la parte inferior de la placa es 55% lo que hace un promedio de 82.5%.

Pérdida total de radiación = 2 × 26 × 12 × 1.5 × **0.825/1** 000 = 0.80 kw
Demanda total = 0.70 + 0.80 = 1.50 kw

Estado estable: Energía requerida por la placa

Q = 70 × **0.22(300** – 70) = 3 550 **Btu/h** o 1.04 kw
Pérdidas = 0.80

Demanda total = 1.84 kw

El estado estable es el controlante. Las demandas se satisfacen con **cuatro** calentadores de 24 plg, pero la temperatura de la cubierta debe comprobarse. Puesto que la caída de temperatura por unidad de flujo térmico es de 14 a 19°F. suponga un promedio de **16.5°F.** Para tiras que se adhieren, de 24 plg de largo, los watts que entregan por pulgada cuadrada son 16. La caída total de temperatura es el producto de los dos.

$$\mathbf{At} = 16.5 \times 16 = 264°F$$

La temperatura de la cubierta es entonces 300 + 264 = **564°F,** que es satisfactoria para elementos con cubierta de acero hasta 750°F máximo.

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO 20

A	Superficie de transferencia de calor, **pies²**
B	Altura del agitador sobre el fondo del recipiente, pies; ancho de un enfriador atmosférico, pies
C	Calor específico del fluido caliente, **Btu/(lb)(** °F)
C_1, C_2	Constantes
D	Diámetro interior de tubo o tubería, pies
Di	Diámetro interior de un recipiente, pies
D_o	Diámetro exterior de tubería o tubo, pies
E	Grupo de temperatura definido por las ecuaciones (20.34) o **(20.35),** adimensional; voltaje; evaporación, por ciento
F	Razón **up/UP,** adimensional
G	Masa velocidad, **lb/** (h) (pie*)
G'	Carga líquida para los enfriadores tipo trombón $w/2L$, **lb/(h)(pie);** para películas descendentes $w/\pi D$, **lb/ (h)(pie)**
g	Aceleración de la gravedad, **pies/h²**
h	Coeficiente de transferencia de calor, **Btu/(h)(pie²)(** °F)
h_i, h_o	Coeficiente de transferencia de calor referido al **diámetro interior** y exterior de tubería o tubo, **Btu/ (h)(pie²)** (°F)

h_{oi}, h_{io} h_o referido al diámetro interior, h_i referido al diámetro exterior, Btu/(h)(pie²)(°F)
I Corriente, amp.
j Factor para transferencia de calor, adimensional
K Grupo de temperatura en flujo cruzado $(T_1 - T_2)/(T_2 - t_1)$, adimensional
K_1, K_2 Constantes
k Conductividad térmica, Btu/ (h)(pie²) (°F/pie)
L Longitud del tubo, pies; longitud de la paleta de un agitador, pies
MLDT Media logarítmica de la diferencia de temperatura, °F
M Rocío, lb/(min) (pie2 de área proyectada de tubo)
m Rocío, lb/(h) (pie² de sección transversal del enfriador)
N Velocidad del agitador, rev/h; número de hileras de tubo horizontales
N' Velocidad del agitador, rev/min
P Perímetro de tubos grandes o tuberías, pies; potencia, watts
P_H, P_V Paso horizontal de los tubos, pies; paso vertical de los tubos, pies
P Perímetro de tubo o tubería pequeña, pies
Q Flujo de calor, Btu/h
Q Calor, Btu
R Grupo de temperatura $(T_1 - T_2) / (t_2 - t_1)$, adimensional
R' Grupo de temperatura en flujo de bastones, adimensional
R_d Factor de obstrucción (h) (pie²) (°F) /Btu
R_ω Resistencia, ohms
(r) Grupo de temperatura MLDT/$(T_1 - t_1)$, adimensional
S Grupo de temperatura $(t_2 - t_1)/ (T_1 - t_1)$, adimensional
S' Grupo de temperatura en flujo de bastones, adimensional
T Temperatura del fluido caliente en general, °F
T_1, T_2 Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente, °F
T_s Temperatura constante del fluido caliente, °F
t Temperatura del fluido frío en general, °F
t_f, t_w Temperatura de la película, temperatura de la pared, °F
t_1, t_2 Temperatura de entrada y salida del fluido frío, °F
At Diferencia verdadera de temperatura, °F
Δt_D Grupo de temperatura $\Delta t(t_2 - t_1)$, adimensional
U Coeficiente total de transferencia de calor, Btu/ (h) (pie²) (°F)
U_D, U_C Coeficiente total de diseño; coeficiente total limpio, Btu/(h)(pie²)(°F)
U Coeficiente total de transferencia de calor, Btu/(h)(pie²)(°F)
V Velocidad, pps; grupo de temperatura, adimensional
v_s Volumen de material granular, pies³
W Peso del flujo del fluido caliente, lb/h
w Peso del flujo del fluido frío, lb/h
X Una función
x Distancia, pies
Y Grupo de espacio $(P_H - D_o)/P_H$, adimensional
y Grueso del agitador, pies
Z Grupo de espacio (P, $- D_o)/D_o$, adimensional
z Altura del líquido en el recipiente, pies
α Difusividad térmica, pies²/h
β Grupo adimensional, $2k/h_{oi}D$
θ Tiempo, h

μ Viscosidad, lb/(pie)(h)
ρ Densidad, lb/pie^3
τ Una función
ψ Una función

suscritos (excepto los anotados arriba)

c Serpentín
j Chaqueta

CAPITULO 21

CONTROLDETEMPERATURAYVARIABLES DE PROCESO RELACIONADAS

Introducción. La buena operación de un proceso depende del control de las variables del mismo. Estas variables se definen como condiciones que están sujetas a cambio, ya sea en los materiales de proceso o en los aparatos. Debido a que **puede haber varios factores** de operación y materiales que pueden cambiar en el proceso más simple, el mantenimiento del control en un proceso completo es parte muy importante del diseño. Muchos de los avances en la tecnología de proceso de los años recientes se han debido en parte a la popularización de los mecanismos automáticos de control. Naturalmente, un estudio completo de un campo tan amplio está más allá del propósito del presente texto, y sólo se tiene la intención de presentar una introducción de manera práctica a los principios más elementales del control de **proceso.**

Variables de proceso. Cuando se fija un diagrama de flujo para un proceso dado, la temperatura, presiones, y cantidades de flujo se fijan teóricamente de acuerdo con balances **de** calor, presión y materiales. Trasladar este diagrama de flujo a una planta operable requiere que se tomen provisiones especiales para asegurar una constancia relativa tanto de cantidades como de calidades. Es **po**sible alcanzar una constancia absoluta aun en las operaciones industriales más simples, y éstas no incluyen la multitud de operaciones complejas que normalmente se encuentran. Tome el caso simple de un tanque de almacenamiento al cual mediante una bomba se le suministra líquido continuamente y con otra bomba **idéntica** se le succiona. Debido a las diferencias en succión y descarga, las dos bombas, actuando independientemente, bombean a diferentes gastes y el nivel del líquido en el tanque de almacenamiento no puede esperarse que permanezca constante.

Factores **similares** influyen en casi cualquiera de las condiciones del estado estable. Considere sólo los servicios **tales** como vapor de agua a alta y baja presión, agua de enfriamiento, electricidad, aire

comprimido, y suministro de combustible. Cuando cualquier proceso unitario simple de una planta se para o se arranca, esto puede afectar el suministro de los servicios a los otros procesos unitarios. Además, cuando los hornos en la casa de fuerza se reparan periódicamente, la temperatura, presión y cantidad del vapor en la planta pueden tener alguna variación. Similarmente, un cambio súbito en la demanda de vapor en algún punto de la planta para calentar grandes recipientes puede originar suficiente variación de la velocidad que afecte el rendimiento de bombas movidas por turbinas de vapor, compresores, y generadores, incluyendo sus capacidades y presiones. También la temperatura del agua de la torre de enfriamiento, debido a variaciones en las condiciones atmosféricas, puede afectar la transferencia total de calor en puntos críticos del proceso. Si se añade a esto las variaciones resultantes en los cambios de composición de los materiales de que se alimenta al proceso, tales como los puntos de ebullición, calores específicos, o viscosidades, y se pueden anticipar fluctuaciones en la presión, temperatura y flujo de fluidos en las corrientes del proceso.

El control automático se emplea para medir, suprimir, corregir, y modificar cambios de los cuatro tipos principales de variaciones en el proceso:

1. Control de temperatura
2. Control de presión
3. Control de flujo
4. Control de nivel

Hay, además, otras [1] variables controlables tales como la gravedad específica, conductividad térmica, velocidad y composición. Debido a su importancia en la transferencia de calor, en las siguientes páginas se dará particular atención al control de la temperatura y su correlación con otras variables principales en el proceso.

Controladores de acción propia y mediante piloto. El objeto de todos los controladores es regular las variables de proceso y para hacer esto deben ser capaces primero, de medir las variables. Algunos instrumentos están equipados para *indicar* la variable en una forma legible continuamente, y otros, los *registradores*, están equipados con plumilla y tinta que se desplaza sobre una gráfica calibrada en tiempo. Estas no son partes esenciales del control sino que tienen sus conveniencias adicionales.

Los controladores o reguladores son de acción propia o *actuadas*

[1] Ver también Perry, J. Xi.. "Chemical Engineers' Handbook", 3d., Págs. 12631340. por R. W. Porter y D. M. Considine, McGraw-Hill Book Co., Inc., New York, 1950.

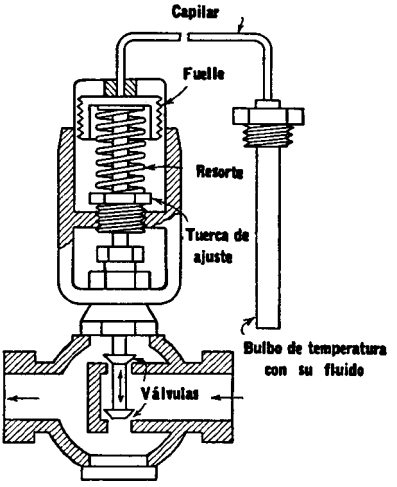


FIG. 21.1. Controlador de temperatura de acción propia

por *un piloto*. Un controlador de temperatura de acción propia se muestra en la Fig. 2 1.1. Un bulbo lleno con un fluido que tiene un coeficiente de expansión térmica favorable se coloca en una corriente o recipiente en el punto donde deba controlarse la temperatura. Este bulbo se conecta al elemento de control mediante un tubo capilar. Como un ejemplo de su operación suponga que la temperatura de la corriente 'que saje de un intercambiador de calor sea la variable por controlar mediante el ajuste del flujo de vapor a los tubos del calentador. Cualquier aumento en la temperatura de la corriente origina un aumento en la presión del fluido en el bulbo, la que a su vez se transmite al fuelle del regulador. Debido a su mayor área el fuelle amplifica la fuerza que actúa contra el resorte y hace que la válvula se mueva en dirección que disminuye el flujo de vapor. Si el mismo tipo de regulador se usara para controlar el flujo de agua fría en lugar de vapor, la válvula debería arreglarse para abrir cuando la presión aumentara. Los puntos de control de este tipo de aparatos se pueden variar mediante tuercas de ajuste que cambian la tensión en el resorte.

En general, los elementos sensitivos a la temperatura consisten de un bulbo y un capilar llenos o parcialmente llenos con un líquido volátil, un gas inerte, o un líquido que se expanda. Los termocoples y los elementos de expansión térmica también encuentran amplia aplicación en el control de temperatura. Con la excepción del bulbo lleno con líquido, la cantidad total de fluido contenido en el capilar

es muy pequeña comparada con la cantidad confinada en el bulbo. Si el capilar accidentalmente se pusiera en contacto con una tubería de vapor, esto no afectaría materialmente las medidas del instrumento, ya que la cantidad de fluido presente donde el capilar hace contacto con la tubería es extremadamente pequeña. Bajo ciertas circunstancias, deben incluirse compensaciones para las variaciones de temperatura ambiente en los puntos donde se registran estas variaciones.

Desde el punto de vista mecánico, los instrumentos de acción propia son los más simples. Muchos de éstos se clasifican en la clase de reguladores y no de instrumentos, debido a que el regulador en realidad no mide la variable sino que actúa sobre desviaciones del punto de control escogido. Muchos no tienen calibración en su manufactura y se ajustan para producir el efecto deseado en el lugar de aplicación. Ejemplos típicos de esta clase son las válvulas reductoras de presión de contrapeso, válvulas de diafragma de resorte para regular o reducir la contrapresión, y el regulador de temperatura que ya se discutió.

La segunda clase de instrumentos son los controladores actuados por un piloto en los que la detección de una pequeña variación actúa una fuerza más poderosa mediante la cual se corrige la variable. Esta clase es capaz de mayor grado de sensibilidad que los reguladores, ya que eliminan algunos de los retrasos que serían inherentes en los mecanismos de acción propia actuados por la fuerza de un gran volumen de fluido. Muchos instrumentos actuados por piloto usan aire comprimido para efectuar el control, mientras que otros emplean relevadores eléctricos y controladores movidos por motores. Los últimos se usan particularmente en servicios aislados donde no se dispone de aire comprimido.

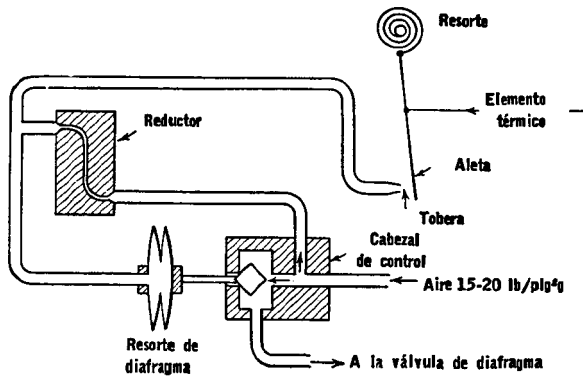


FIG. 21.2. Piloto operado por aire

La mayoría de los instrumentos actuados por piloto operan en el principio mostrado en la Fig. 21.2 o una modificación de ella. El control opera entre dos fluidos, uno que es el controlado y otro que añade o elimina calor a o del fluido que se quiere controlar. En la Fig. 21.2 aire comprimido de 15 a 20 lb/plg²g entra al cabezal de control y parte de él pasa a la válvula de control y otra parte al reductor. El aire que descarga a través del reductor está a baja presión y escapa continuamente por la tobera chocando contra la aleta plana. Mientras el aire escapa a través de la tobera, el resorte de diafragma está contraído, ya que también es afectado por el escape de aire a través de la tobera. Esto mantiene a la válvula dentro del cabezal de control en contra del lado izquierdo de la misma. Cuando hay un cambio en la temperatura del fluido que se controla, un capilar espiral o una hélice también capilar conectada a un elemento sensitivo a la temperatura tal como un bulbo, se desplaza en respuesta al cambio de temperatura. El movimiento se usa para acercar la aleta a la tobera, obstruyendo, por lo tanto, el escape de aire y expandiendo el resorte del diafragma. Esto puede, a su vez, usarse para disminuir la presión en el diafragma de una válvula de control, permitiendo que cierre. Un movimiento de la aleta de 0.002 plg es suficiente para actuar el control. Una válvula de diafragma típica se muestra en la Fig. 21.3, aun cuando las válvulas de diafragma pueden ser del tipo que se abran o cierren cuando se sujeten a la acción descrita.

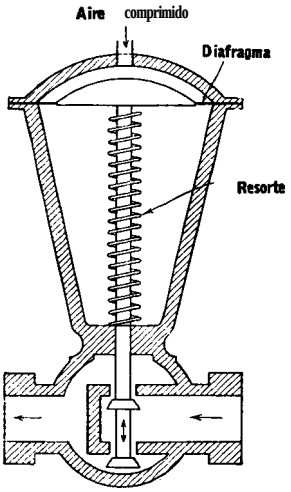


FIG. 21.3. Válvula de diafragma

Retrasos. La instrumentación no presentaría problemas si solamente se controlara una variable. Sm embargo, usualmente la regulación de un proceso requiere el control de presiones, temperaturas, gastos en flujos, y el mantenimiento de niveles adecuados de líquido para asegurar continuidad de flujo. El mayor impedimento para un control preciso tiene su origen en una serie de retrasos en el tiempo entre la medida de la variación y su corrección. Estos son inherentes a todos los sistemas automáticos de control. Haigler [2] ha presentado un esquema visual de los retrasos en tiempo en un sistema simple de transferencia de calor del cual se ha tomado la Fig. 21.4. Empezando con la medida de la variable *a,* los retrasos pueden seguirse alfabéticamente.

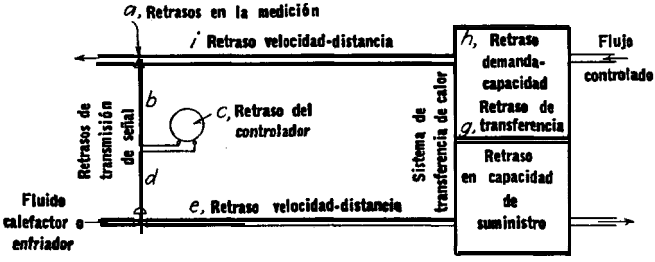


FIG. 21.4. Fuentes de retraso en el control automático

a. Retraso en la medición.
b. Transmisión de la señal del elemento sensitivo al instrumento.
c. Retraso de la operación del controlador.
d. Transmisión de señal del controlador al regulador.
e. Retraso velocidad-distancia que dura hasta que las corrientes ajustadas llegan al aparato.
f. Retraso en la capacidad que dura hasta que el fluido que se suministra se ajusta.
g. Retraso en la transferencia en la tubería desde el punto de suministro al punto de demanda.
h. Retraso en la capacidad que dura hasta que la demanda se corrige.
i. Retraso velocidad-distancia que dura hasta que el elemento medidor detecta la corrección.

No todos estos retrasos son de igual importancia, pero presentan dificultades para lograr un control estricto como el que se requiere en los modernos procesos de alta temperatura, alta presión, y de

[2] Haigler, E. D., *Trans.* ASME, 60, 633-640 (1938).

tipo catalítico. En **el** control automático se presentan numerosas preguntas, tales como cuanto deberá abrirse la válvula reguladora del flujo corrector y si ésta deberá o no variar de acuerdo con el tamaño de la desviación medida. ¿Qué tan rápido debe abrir? ¿Cuánto de las correlaciones tiempo-temperatura de la respuesta de corrección deberá ser capar de anticipar **el** instrumento? Estas cuestiones son particularmente importantes en los grandes procesos en los que todas las variaciones deben controlarse simultáneamente en menos tiempo del que acompañaría la operación de varios instrumentos simples correlacionados.

Mecanismos de control automático. Si se desea obtener un conocimiento general completo así como los desarrollos matemáticos, deberá consultarse la literatura sobre instrumentación. En los procesos de control se dispone de cuatro mecanismos básicos. Estos son:

1. Control. de ***dos posiciones*** (también llamado ***on-and-off o abierto*** y ***cerrado),*** en el que el flujo total de los fluidos, Btu, watts, etc., se limita a valores máximos y mínimos predeterminados o que interrumpen o no el flujo de estas cantidades cuando la variable que se mide excede o disminuye con relación al punto de control.

2. ***Control proporcional*** (también ***reducción),*** en el que la magnitud de la acción correctiva hecha por el aparato es proporcional a la desviación de la variable con relación al punto de control.

3. Control flotante, en el que la ***tasa,*** de acción correctora hecha por el aparato es proporcional a la desviación de la variable medida a partir del punto de control.

4. Control proporcional y reset automático, en el que la acción correctora hecha por un instrumento es una combinación de control proporcional más una acción correctora que es proporcional a la tasa de desviación y la duración de esa desviación con respecto al punto de control. Otro mecanismo básico, la ***función derivativa,*** es el que aplica una corrección que es proporcional a la tasa de desviación y que no está afectada por la cantidad o duración de la desviación.

Un ejemplo del control de dos posiciones puede encontrarse en el baño de temperatura constante. Cuando la temperatura baja de cierto mínimo fijo, se suministra calor hasta que el baño alcanza la máxima temperatura fijada previamente. Una vez que esto se logra, el suministro de calor se corta hasta que el baño llega de nuevo al mínimo, punto en el que se suministra calor nuevamente (abierto y cerrado). Para el control proporcional considere un recipiente de pequeña capacidad que contiene un elemento calefactor. Al recipiente le entra continuamente agua fría y sale agua

caliente. El punto de control de la temperatura se ha fijado. Suponga que la temperatura del agua fría baje mucho repentinamente. Para cada grado que el agua en el recipiente se desvíe del punto de control, se necesitará suministrar *mayor cantidad* de calor. En el control flotante, la *tasa* de movimiento de la válvula es proporcional a la desviación de la temperatura del punto de control. Si la temperatura está debajo del punto de control, la válvula se abre a una *tasa* constante o con una tasa que aumente con la desviación. A medida que se alcanza el punto de control, la válvula se cierra pero a una tasa que es proporcional a la desviación. El control flotante no se adapta bien para operaciones que requieran un rápido control de la temperatura, ya que la corrección de la temperatura cerca del punto de control (banda angosta) es lenta y de carácter cíclico. Algunos mecanismos de control flotante se modifican para dar una acción rápida fuera de la banda angosta fija de las desviaciones y una acción lenta dentro del rango de la banda angosta. Una combinación de control proporcional y flotante hará esta acción más rápida. El ***control proporcional y el reset automático*** corrigen la acción del control proporcional cuando una desviación mayor puede continuar con desviaciones menores adicionales en la misma variable. Supóngase que tiene lugar un cambio a mayor demanda. En el control proporcional la posición de la válvula se fija por la magnitud de la desviación, Si la válvula está corrigiendo para una gran desviación y mientras tanto tiene lugar una desviación adicional menor,. la corrección para la desviación menor será hecha con una válvula cuya apertura primariamente se correlaciona con la desviación mayor. El reset mueve la banda proporcional de manera que las correcciones menores se pueden hacer como si la desviación mayor fuera el punto de control y no en proporción a la desviación total con relación al punto de control.

Control de flujo. El control de temperatura de un fluido puede llevarse a efecto variando el flujo del medio calefactor o enfriador. Sin embargo, muchas veces el control de flujo puede ser de mayor importancia que el control de la temperatura y los métodos para mantener el flujo automáticamente garantizan consideraciones preliminares. A diferencia de la expansión de un bulbo, las variaciones de flujo se detectan mediante las presiones diferenciales que acusan al pasar a través de un orificio. Usualmente el arreglo de orificio y brida mostrado en la Fig. 21.5 se conecta a tubos que conducen a una hélice capilar o a otro aparato que sea sensitivo a los cambios de presión diferencial. Cualquier desplazamiento cambia la posición de la aleta, y el resto del control es similar al mostrado en la Fig. 21.2.

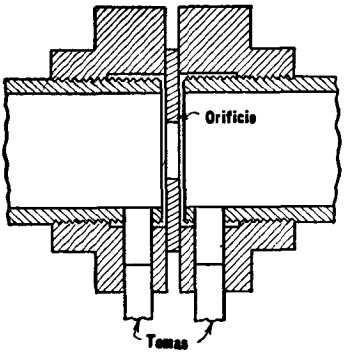


FIG. 21.5. Tomas de una placa de orificio

El arreglo más simple para el control de flujo se muestra en la Fig. 21.6. El flujo de aire comprimido al mecanismo piloto de control generalmente se supone presente sin que se indique y muy a menudo el controlador puede registrar también las variaciones, sien-

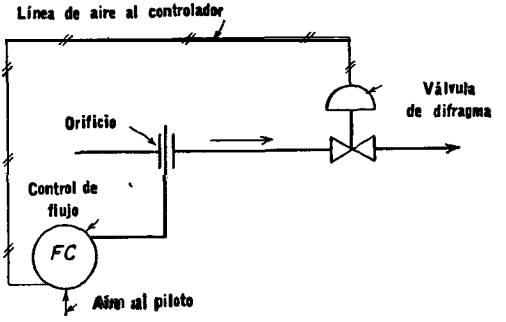


FIG. 21.6. Control simple de flujo

do un *controlador-registrador de* flujo. Al escoger el control primario de flujo para un proceso, es importante considerar si la bomba será del tipo reciprocante o centrífugo. Si se emplea una bomba centrífuga, el control de flujo puede efectuarse por reducción del área de flujo contra la presión de la bomba como se muestra en la Fig. 21.7. En el piloto mostrado en la Fig. 21.2 el aire comprimido que sale del cabezal de control mantiene abierta la válvula de diafragma. Cerca del 70% de los controladores son de este tipo y el 30% abren cuando falta el aire. Este último tipo es particularmente útil para controlar el reflujo en las torres de rectificación. El uso de líneas de derivación en el controlador es una práctica estándar que permite la operación continuada del proceso mediante opera-

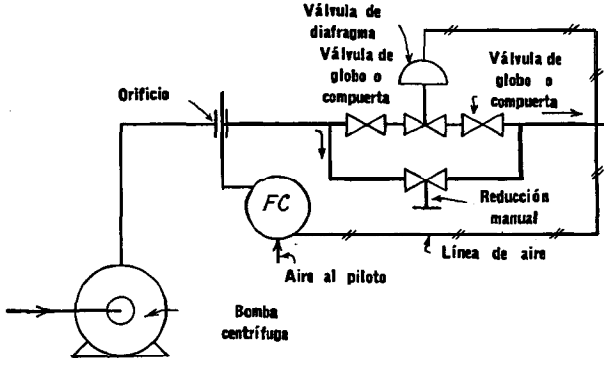


FIG. 21.7. Control de flujo con bomba centrífuga

ción manual si el controlador o el aire fallan. Cuando se usan bombas reciprocantes, si se estrangula el flujo contra el desplazamiento de la bomba, pueden originarse presiones destructivas. En este caso, el control de flujo se instala en una línea de derivación con retorno a la bomba reciprocante como se muestra en la Fig. 21.8. De esta

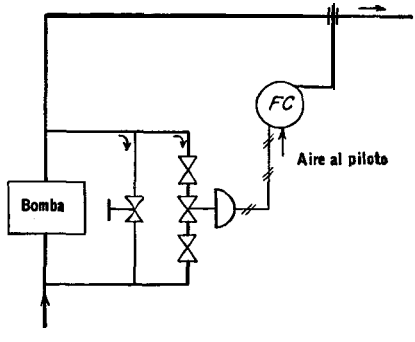


FIG. 21.8. Control de flujo con bomba reciprocante

manera se mantiene una descarga constante alternando automáticamente la cantidad de líquido que pasa por la derivación. La segunda línea que sólo tiene una válvula permite la derivación manual cuando las dos válvulas que están a los lados de la válvula de diafragma deban cerrarse por fallas del controlador o del aire.

Cuando se usan controladores automáticos, el flujo puede dividirse intencionalmente, de manera que la mayor parte del flujo pase a través de una línea de derivación simple y una pequeña parte fluya a través de la línea de control. Esto reduce el costo del controlador reduciendo su tamaño. Sin embargo, el uso de líneas

de derivación continua como parte integral de un sistema de control de flujo introduce varios factores desfavorables para mantener un control uniforme. Excepto cuando las líneas de conducción son extremadamente grandes y las válvulas costosas, no se recomienda usar líneas de derivación de flujo constante. Igual que el control de temperatura, el control de presión y nivel están a menudo intimamente asociados con el control de flujo.

CONTROL DE TEMPERATURA

Simbolos de la **instrumentación.** Muchos de los arreglos comunes de los aparatos de proceso requieren varios instrumentos interrelacionados para asegurar un control razonable. Para simplificar su representación, los símbolos de la instrumentación del plano de flujo que aquí se emplean son aquellos sugeridos en una encuesta llevada a efecto por el Subcomité de Símbolos de la Instrument Society of America. La leyenda para cierto número de símbolos comunes se da en la Fig. 21.9. Las primeras letras que aparecen para la designación de los instrumentos son:

F = flujo
L = nivel
P = presión
T = temperatura

La segunda o tercera letras son

C = control
G = vidrio (como LG)
I = indicador
R = registrador
S = seguridad
V = válvula
w = pozo

A menudo es deseable tener todos los instrumentos en un solo punto lejos del lugar en donde tanto la medida como el control se efectúan. Estos son los instrumentos montados en ***tablero*** para diferenciarlos de aquellos que se montan en el sitio de la medición y se designan por una línea horizontal en el instrumento. Muy a menudo los instrumentos de un tablero se encuentran a alguna distancia del transmisor neumático. Este es un requisito particular para el control de fluidos a baja presión en un tablero centralizado.

En los siguientes diagramas típicos de instrumentación, las líneas de aire a los instrumentos y las líneas de derivación de los

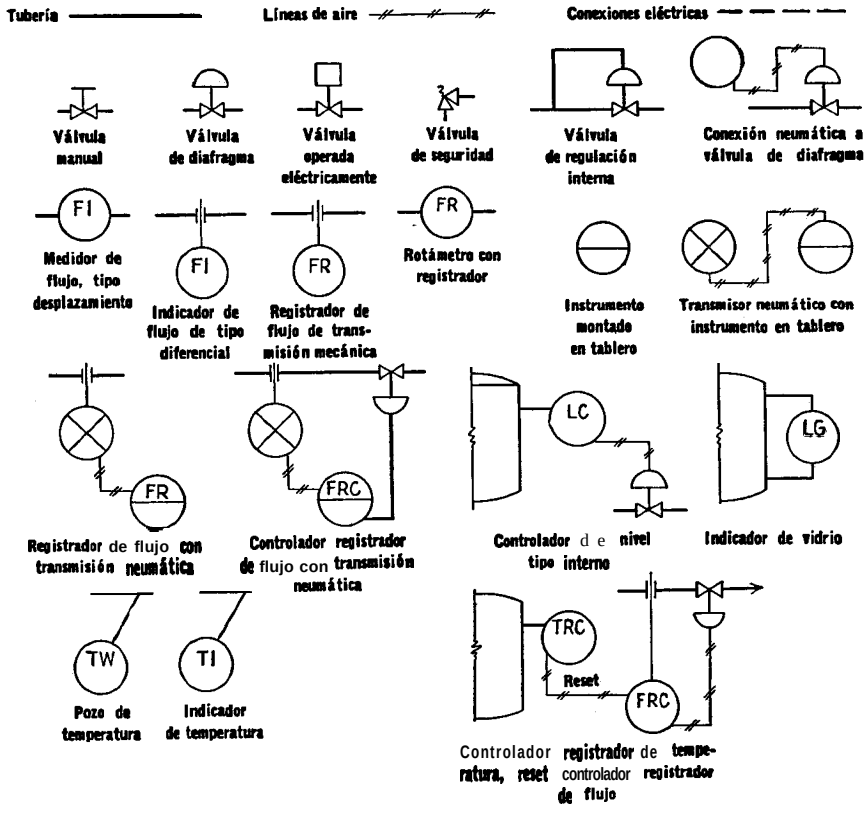


FIG. 21.9. Símbolos de instrumentos típicos. Generalmente, la linea de instrumentos es más clara que la de tubería o equipo

controladores han sido omitidas. Excepto cuando el control manual es necesario, también se han omitido los indicadores y registradores aun cuando son esenciales en la instrumentación de un proceso.

Siempre que una válvula de control se instale directamente en la entrada o salida de un intercambiador, enfriador, o calentador, el fluido que pase a través del aparato debe tener suficiente caída de presión disponible de manera que, cuando opere, la válvula de control sea capaz de aumentar o disminuir el flujo en la línea. De manera que un intercambiador que al flujo de diseño utilice casi toda la presión estática disponible en la línea, tiene poca presión disponible para vencer los efectos de la válvula de control. Un instrumento es inservible cuando opera bajo condiciones tales que la

válvula de control está totalmente abierta y sea incapaz de abrirse más para efectuar el control. De manera que cuando se seleccione una bomba para un proceso la carga total no deberá ser sólo suficiente para vencer la suma de la carga estática y la caída de presión en el equipo, sino que debe considerarse la caída de presión a través de la válvula de control.

Enfriadores. Las Figs. 21.10 y 21.12 muestran tres métodos de control para los enfriadores. La Fig. 21.10 se usa cuando se

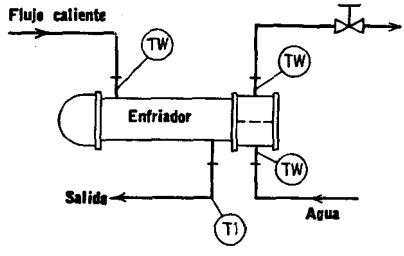


FIG. 21.10. Enfriador simple

desea el máximo posible de enfriamiento o cuando se dispone de agua de enfriamiento en abundancia. Cuando un producto volátil de una torre de destilación pasa a través de un enfriador y debe mandarse al almacén, debe enfriarse tan bajo como sea posible, ya que cualquier disminución en la evaporación y pérdidas por salida del almacén puede constituir economías considerables. En tales casos sólo se instala una válvula de seccionamiento en la línea de salida del agua. Si el agua abunda, la válvula manual se deja completamente abierta. La única instrumentación sugerida es un termómetro industrial o un indicador de temperatura en la salida del fluido caliente. Esto permite al operador hacer comprobaciones de rutina para asegurarse de que la temperatura del líquido está por debajo de la máxima permitida en el almacenamiento. Los termómetros son útiles en las boquillas de salida pero solamente cuando se trata de comprobar la operación del enfriador o de otros aparatos. Para este propósito los enfriadores se proporcionan con pozos para termómetro que se localizan en los cuellos de las boquillas. Si los cuellos de las boquillas no están convenientemente localizados para las pruebas, los termómetros pueden insertarse mediante tes tan cerca del enfriador como sea posible. Sin embargo, cuando se comprueba el rendimiento de un intercambiador y su garantía, las temperaturas deberán tomarse en los cuellos de las boquillas siempre que sea posible.

El arreglo de la Fig. 21.11 se usa cuando se desea tener fija la

temperatura de salida del flujo caliente y el gasto. El flujo del fluido caliente es controlado independientemente por el controlador de flujo. El agua de enfriamiento se supone que tiene una temperatura

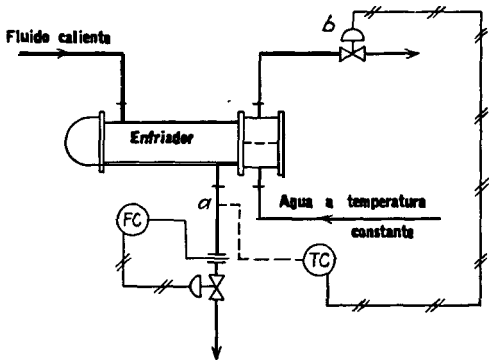


FIG. 21.11. Enfriador con temperatura de salida fija y temperatura de agua casi constante

relativamente constante, de manera que la temperatura de salida del flujo caliente se controla por la cantidad de agua de enfriamiento. La temperatura de la descarga de flujo caliente se mide por un elemento sensitivo a la temperatura colocado en *a* y se transfiere a un controlador de temperatura, que actúa una válvula operada por aire localizada en la descarga de agua fría en b. Si la temperatura en a varía, la válvula en b se abre o se cierra en consecuencia. Este mismo arreglo se puede usar para gases siempre y cuando el elemento sea suficientemente sensitivo.

En la Fig. 21.12 se muestra un arreglo para el enfriamiento de gases bajo su punto de rocío tal y como tiene lugar en los enfriadores en la compresión de aire. El gas se enfría y su temperatura se mide en *a* controlándose en la descarga de agua b. El gas frío y el condensado pasan a un tanque de condensado donde continuamente se mantiene determinado nivel mediante un controlador. El tipo más simple de control de nivel consiste de una válvula externa de flotador cuyos movimientos verticales actúan el control. Cuando el nivel sube del punto de control o del rango del controlador, se abre la válvula c y deja escapar líquido. El propósito del controlador de nivel es mantener un sello líquido que evite el escape de gas por la salida del condensado y también prevenir que el condensado se regrese al enfriador, El regulador de contrapresión o válvula de presión (PCV) deja escapar gas del tanque sin alterar el flujo, presión, o nivel del líquido.

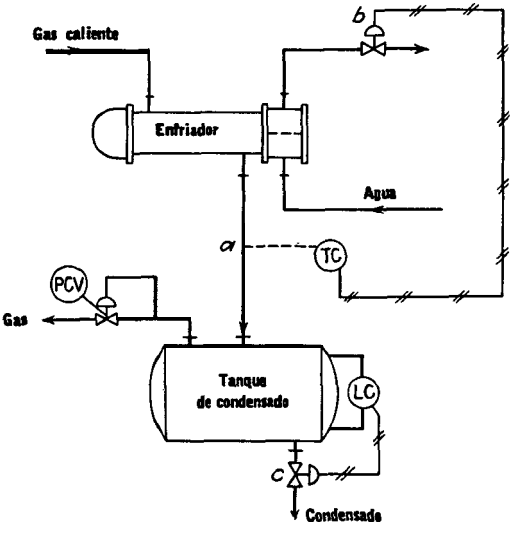


FIG. **21.12. Enfriador de gas con eliminación de condensado**

Intercambiadores. **Los** intercambiadores no siempre requieren un control de temperatura **especial.** Puesto que su fin en un proceso es lograr una máxima utilización del calor, no hay razones para restringir su rendimiento mediante el uso de controles. De ordinario es suficiente usar válvulas manuales que se mantienen abiertas. Los controles principales se instalan generalmente en el enfriador y calentador que son adyacentes al intercambiador. Por ejemplo, cuando una corriente se debe usar para alimentar una columna de destilación, puede entrar al sistema a través de intercambiadores alimentados en el fondo como el de la Fig. ll .1 y luego a través del precalentador. Similarmente, cuando un fluido se enfría en un intercambiador, usualmente pasa a través de un enfriador y su temperatura se controla ajustando el flujo de agua. No es posible controlar las cantidades de flujo y las temperaturas de salida de las dos corrientes que pasan a través de un intercambiador en este mismo, ya que siempre debe contarse con una cualidad ajustable. Esto es, si la temperatura de salida de las dos corrientes debe controlarse y el flujo o temperatura de ellas puede variar, el flujo o la temperatura de salida de la otra corriente debe también variar.

Sm embargo, hay ciertos ejemplos en los que la temperatura de salida de una de las corrientes debe controlarse y son los casos que trataremos aquí. Muchos de los problemas de instrumentación de un intercambiador se originan cuando las dos corrientes son de diferente tamaño y una de ellas mucho más grande que la otra. **Por**

la misma razón, la corriente mayor posee un rango de temperatura corto y la corriente pequeña un rango muy amplio. Las Figs. 21.13 y 21.14 son típicas de esta aplicación. En la Fíg. 21.13 el flujo

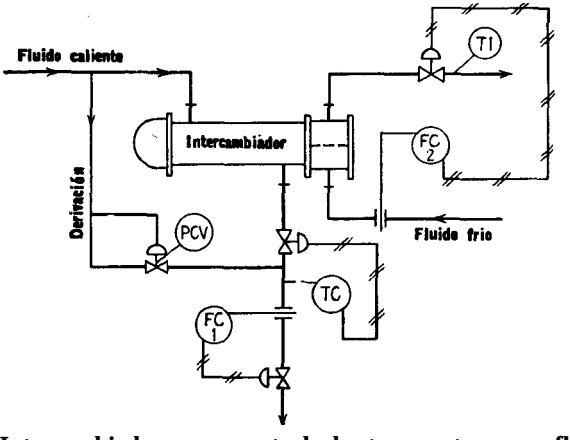


FIG. 21.13. Intercambiador con control de temperatura en flujo *mayor*

caliente se considera la corriente mayor y el flujo frío la menor. El flujo caliente debe controlarse en flujo y temperatura, y se supone que su temperatura de salida está sujeta a pequeñas variaciones. El flujo frío es controlado en gasto y su temperatura de salida se supone que es razonablemente constante. La cantidad de Btu eliminados o añadidos en este caso puede efectuarse mejor sólo en una parte del flujo mayor y para este fin se instala una derivación para el control de temperatura. Se notará, sin embargo, que el control de flujo de la corriente mayor se efectúa en todo el flujo. Este arreglo provee un control de temperatura flexible ya que se puede derivar

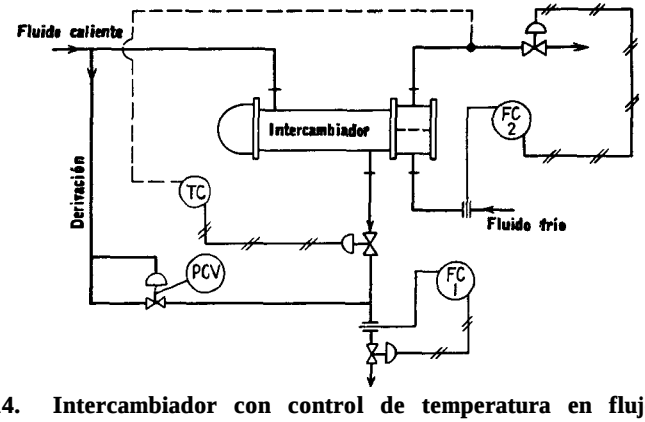


FIG. 21.14. Intercambiador con control de temperatura en flujo menor

cualquier cantidad. También permite la eliminación de cualquier problema relacionado con la excesiva caída de presión que se presentaría si todo el flujo se pasara a través del intercambiador. Es también ventajoso donde un intercambiador se usa repetidamente para varios servicios diferentes. Como un ejemplo, una columna de destilación y sus auxiliares pueden usarse en cierto periodo para destilar un producto y luego cambiar para hacer destilaciones de otros productos diferentes. Los controles mostrados en la Fig. 21.13 permitirán intercambiar una carga térinica relativamente uniforme en el intercambiador para varias corrientes. La válvula controladora de presión permite un control constante del flujo del fluido cuya temperatura se quiere controlar, y las únicas cantidades que varían son la temperatura de entrada del fluido de temperatura controlada y la temperatura de salida del fluido secundario.

Calentadores. Pucos tipos de aparatos causan tantas dificultades como los calentadores que usan vapor de agua a baja presión con control de temperatura en la salida del fluido frío. Sin embargo, la dificultad puede eliminarse cuando se toman providencias para eliminar el condensado y el aire. Todos los calentadores que usen vapor de agua a presiones sobre la atmosférica deberán equiparse con ventilas en los puntos más altos. Los calentadores que operan con temperaturas de salida del fluido frío que excedan a los 212°F como en la Fig. 21.15, generahnente ofrecen poca dificultad debido a que el condensado no está subenfriado bajo la presión necesaria para forzarlo a través de la trampa.

En la práctica, los calentadores a menudo se diseñan para pequeñas diferencias de temperatura. Además añádase el hecho de que usualmente están sobrediseñados particularmente cuando están limpios, de manera que la temperatura de salida del fluido frío y la temperatura del condensado casi son las mismas. Tanto el fluido frío como el condensado pueden tener temperaturas de salida de 212°F (correspondiente a 0 lb/plg²g) indicando que se ha eliminado más calor del vapor que el deseado, por lo tanto, se ha subenfriado el condensado al vacío. Sin control de temperatura podría acumularse líquido en el calentador hasta cubrir cierta porción de los tubos, reduciendo la superficie disponible y la carga térmica transferida, reduciéndose también la temperatura de salida del flujo caliente. Si la corrosión en los tubos no es excesiva cuando se mantiene cierto nivel de condensado, el flujo de vapor puede controlarse manualmente o mediante un controlador de acción propia instalándose una trampa simple para la eliminación del condensado, siempre y cuando las demandas de calor no varíen rápida y frecuentemente para permitir un ajuste manual.

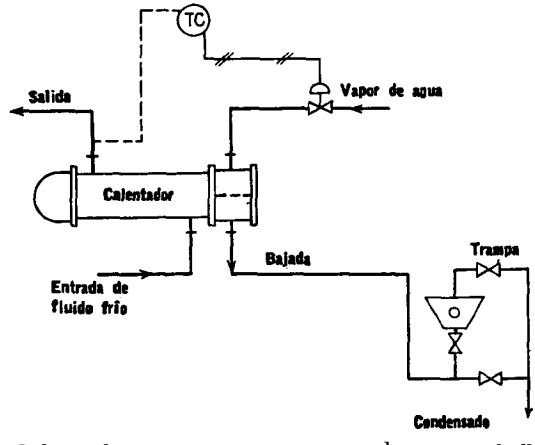


FIG. 21.15. Calentador para temperaturas altas en el fluido frío

Para un sistema de eliminación de vapor a baja presión con control de temperatura deben emplearse los principios mostrados en la Fig. 21.16. Sin embargo, puede usarse una válvula de control de presión para mantener la presión en el calentador. Cuando esta válvula se instala en la línea de salida del condensado, la válvula de control de temperatura varía el nivel del condensado en el calentador para compensar la variación de carga térmica. Muy a menudo, se usa un arreglo igual al de la Fig. 21.15 para calentadores que proporcionan bajas temperaturas en la salida del fluido frío. Cuando no se tiene condensado que cubra algo de la superficie de los tubos, la superficie total, que está en exceso, siempre está expuesta y el vapor debe de condensarse a presión subatmosférica para reducir la MLDT y proporcionar la temperatura deseada en la salida del fluido frío. Al obtenerse una temperatura anormalmente alta en la salida, la válvula de control de temperatura cierra el vapor hasta que se logra mantenter cierto nivel dentro del calentador. Mientras tanto, la temperatura de salida del fluido frío ha decrecido a lo normal, el condensado cubre los tubos originando un subenfriamiento en la porción inferior y teniéndose vacío dentro del calentador, Cuando el controlador de temperatura detecta temperatura anormal en la salida del fluido frío, debe admitir suficiente vapor para aumentar la presión y eliminar todo el condensado subenfriado y disminuir así el nivel del condensado en el calentador. Al efectuarse esta operación pueden quedar descubiertos muchos tubos haciendo que la temperatura de salida del fluido suba del punto de control. Este procedimiento origina un ciclo con temperatura de salida del fluido frío

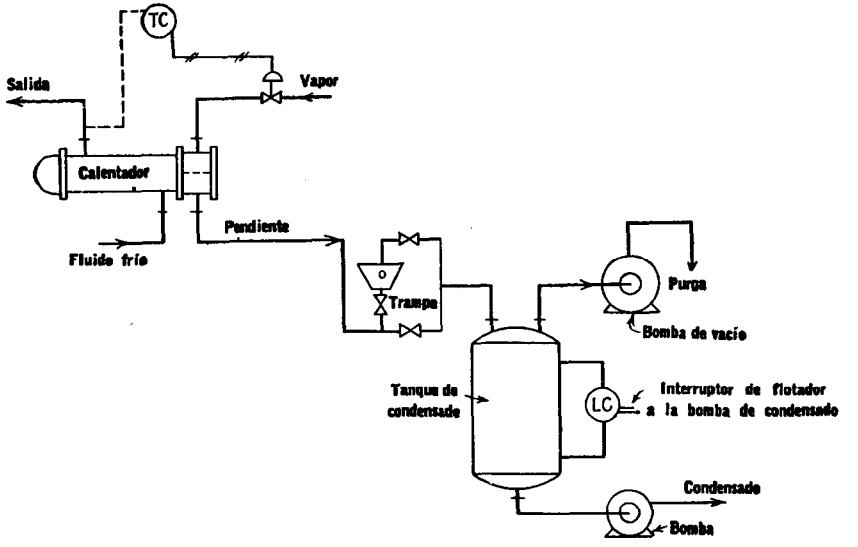


FIG. 21.16. Calentador usando vapor de agua a baja presión

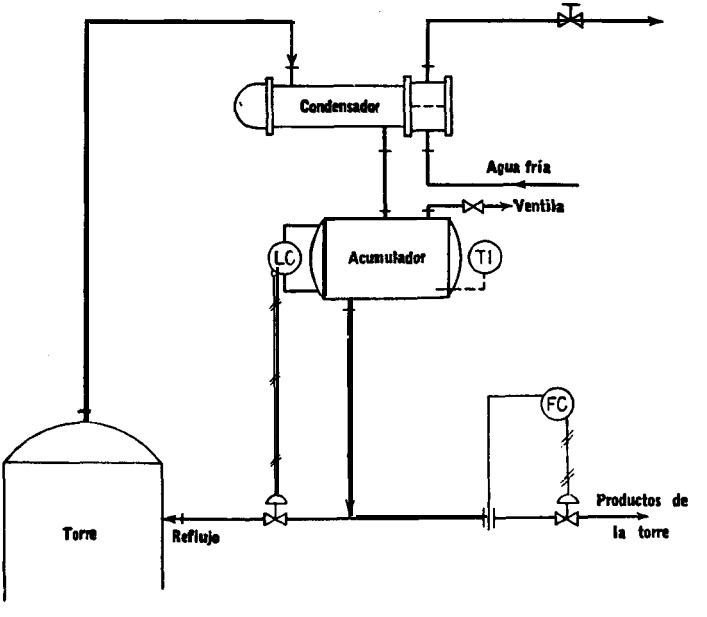


FIG. 21.17. Condensador con retorno de reflujo por gravedad

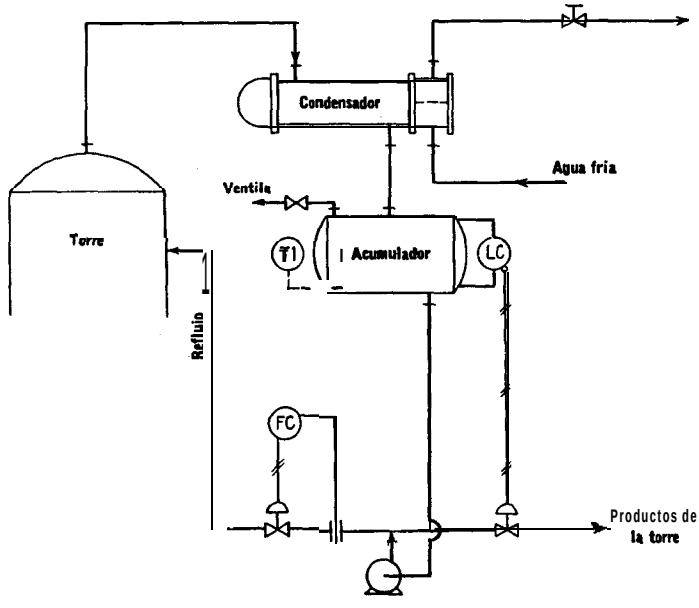


FIG. 21.18. Condensador con bombeo de reflujo

virtualmente sin control. El arreglo de la Fig. 21.15 es recomendable para calentadores que usen vapor a alta presión en los que la temperatura de condensación y presión, después de pasar por la válvula de control, sea lo suficientemente alta para purgar el condensado.

Condensadores totales. La Fig. 21.17 muestra **el** arreglo para un condensador con retorno de reflujo por gravedad. La principal desventaja del uso de este sistema es el hecho de que el condensador y el acumulador deben colocarse sobre el nivel de la torre, requiriendo soporte estructural adicional. El condensado fluye hacia el acumulador, el que está provisto de una ventila manual para purga continua si la operación se efectúa a presión elevada o para dejarla abierta si la operación es a presión atmosférica. Si hay tendencia de los no condensables para entrar al sistema, será necesario purgarlos en la parte superior del condensador. El condensado aumenta de nivel en el acumulador y el reflujo se regula por un control de nivel. Los productos de la torre se eliminan a flujo constante mediante un regulador de flujo. Se verá que no hay un control positivo de temperatura, sino solamente manual para el caso de que la temperatura del reflujo baje apreciablemente de la registrada en el plato superior. Sin embargo, esto puede compensarse introduciendo un control de temperatura en alguno de los platos intermedios de la columna que

opere en la línea de vapor que va a la caldereta en el fondo de la columna.

La Fig. 21.18 es un ejemplo típico de condensador que opera con bombeo de reflujo. La bomba de reflujo a menudo se localiza a nivel del piso y el condensador y acumulador inmediatamente arriba de ella. En esta aplicación particular, el gasto en el reflujo se controla por un controlador y los productos de la torre por un controlador de nivel. Esta inversión de los métodos de control de flujo de productos de la torre entre las Figs. 21.17 y 21.18, se debe a que la carga dinámica del líquido es pequeña en los sistemas de gravedad. La

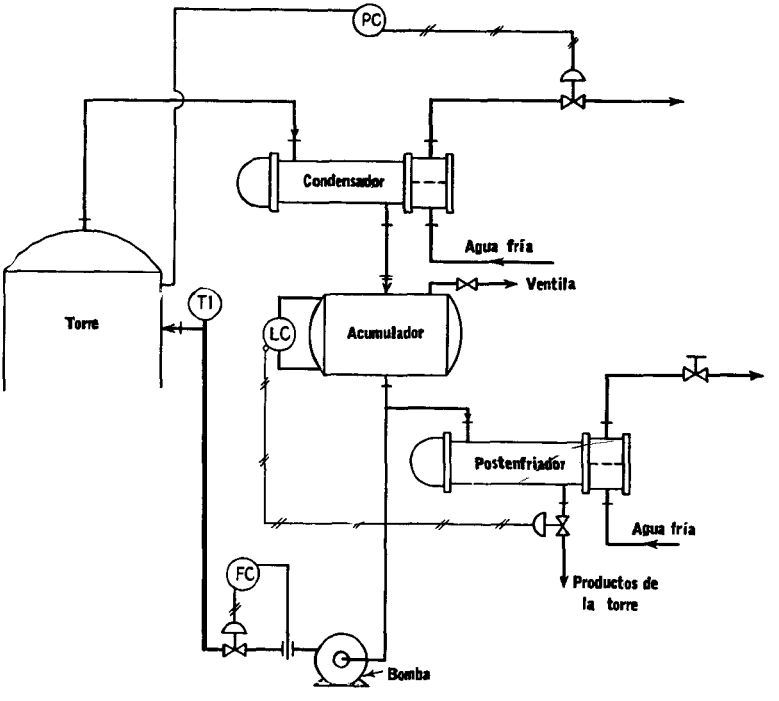


FIG. 21.19. Condensación de un producto volátil puro

Fig. 21.19 muestra un arreglo para la condensación de un producto volátil puro, el que debe subenfriarse y postenfriarse para prevenir evaporación de los productos de la torre cuando la presión del líquido se disminuya. Una particularidad de este tipo de arreglo es el uso de control de presión para el control de la temperatura mediante conexión directa entre la salida del agua y la presión de la torre. Cuando el sistema contiene no condensables este arreglo no puede usarse.

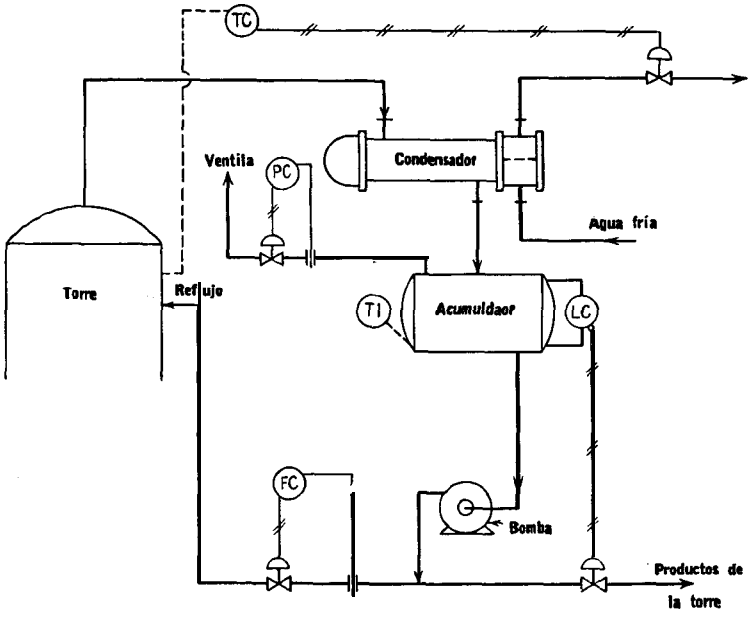


FIG. 21.20. Condensación con no condensables

La Fig. 21.20 es un arreglo para un sistema con no condensables. Los instrumentos que aquí se usan difieren en la manera en que efectúan el control. Primero, se evita que los no condensables se acumulen en el sistema mediante el uso de un control de presión en el acumulador, el que purga continuamente a la atmósfera o al siguiente paso en el proceso si los no condensables saturados se sujetan a tratamiento posterior. La temperatura en la parte superior de la torre se mantiene por un controlador que ajusta el flujo de agua al condensador, así como la temperatura del reflujo para mantener la pureza de los productos obtenidos en la torre.

Condensadores parciales. La Fig. 21.21 es un arreglo de un condensador parcial. El condensador parcial se usa para permitir que materiales volátiles en forma de reflujo se bombeen a la torre casi a la temperatura del plato superior, mientras que el resto que no es reflujo se condensa y enfría para evitar evaporaciones cuando se disminuya la presión en el tanque de almacenamiento. Los elementos de control pueden identificarse por comparación con las Figs. 21.19 y 21.20.

Recalentadores de bombeo directa Un recalentador puede ser crítico en un proceso de destilación y su control es extremadamente importante. Además, los recalentadores por vapor están sujetos a

las mismas dificultades de operación encontradas con los calentadores. Ya que los recalentadores de bombeo directo se usan solamente para cargas reducidas, los requerimientos de control son usualmente más sensitivos que los que se usan en operaciones mayores.

La Fig. 21.22 muestra el arreglo para un recalentador de bombeo directo donde la cantidad de productos de fondo es pequeña comparada con el flujo total que pasa por el recalentador. La Fig. 21.23 es un arreglo para los casos donde el producto de fondos es una parte

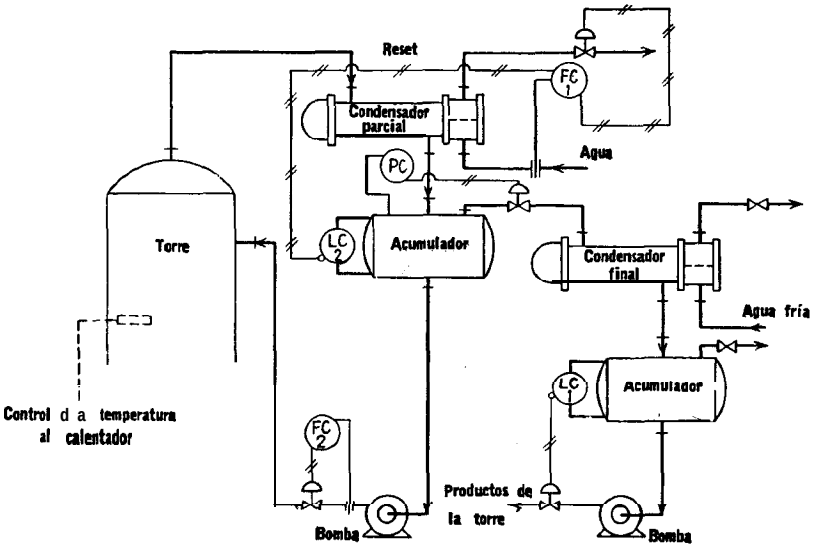


FIG. 21.21. Condensador parcial

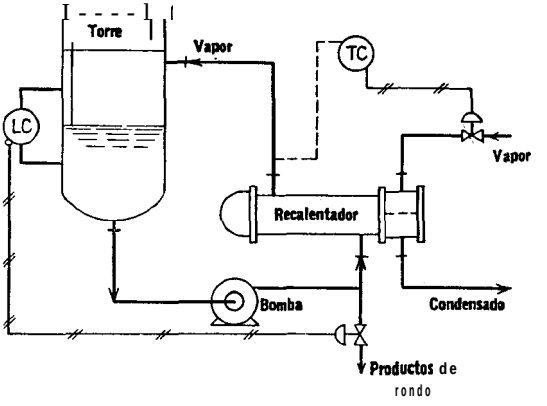


FIG. 21.22. Recalentador de bombeo directo con pequeño gasto de productos de fondo

apreciable del flujo total. En este caso, el gasto de los productos de fondo se controla separadamente mediante un control de nivel para no interferir con la operación del recalentador. Tanto en la Fig. 21.22 como en la 21.23, se ha supuesto que los líquidos tienen un

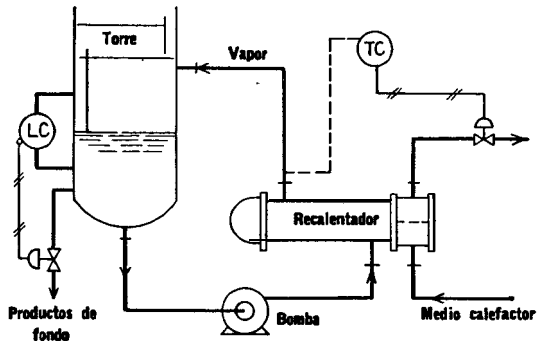


FIG. 21.23. Recalentador de bombeo directo con mayor gasto de productos de fondo

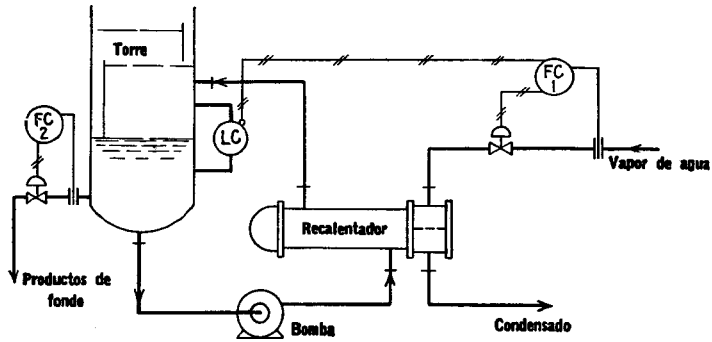


FIG. 21.24. Recalentador de bombeo directo con productos de fondo puros o mezcla de ebullición constante

rango de ebullición apreciable, de manera que el control de la temperatura sea efectivo. Si los productos de fondo son una sustancia pura o mezcla de ebullición constante como en la Fig. 21.24, el uso del control de temperatura es impráctico, puesto que la temperatura permanecreá constante independientemente de la cantidad de vapor. Unicamente cambiar el gasto y para allanar esta limitación el flujo de vapor de agua se ajusta con un controlador de nivel. El reset permite respuestas parciales del controlador de flujo para aumentar el rango del controlador de nivel.

Recalentadores y evaporadores de circulación natural. Debido a su similaridad, el enfriador y el recalentador tipo marmita se incluyen en esta clasificación. La instrumentación para el enfriador se muestra en la Fig. 21.25. La válvula en el control de temperatura deberá dimensionarse para pequeñas caídas de presión y no reducir la succión del compresor y aumentar innecesariamente el costo por potencia. La Fig. 21.26 muestra la instrumentación para el recalentador tipo marmita. Las funciones del control de nivel son evidentes. El termosifón horizontal se muestra en la Fig. 21.27 con flujo en un paso comparado con arreglo de recirculación. Los esquemas de las Figs. 21.26 y 21.27, pueden servir también como base para la instrumentación de evaporadores horizontales y verticales.

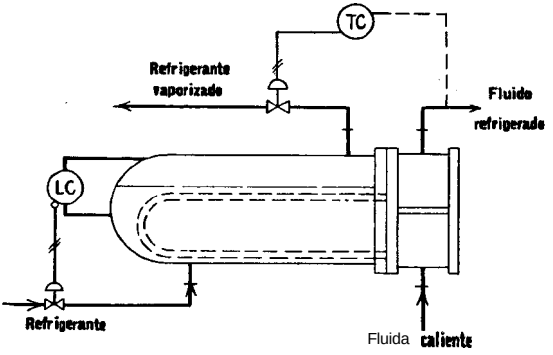


FIG. 21.25. Enfriador

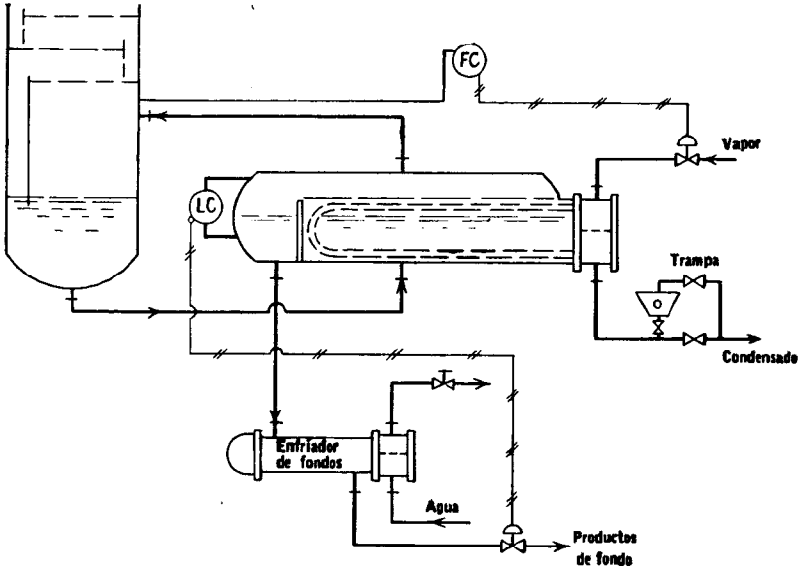


FIG. 21.26. Recalentador tipo marmita

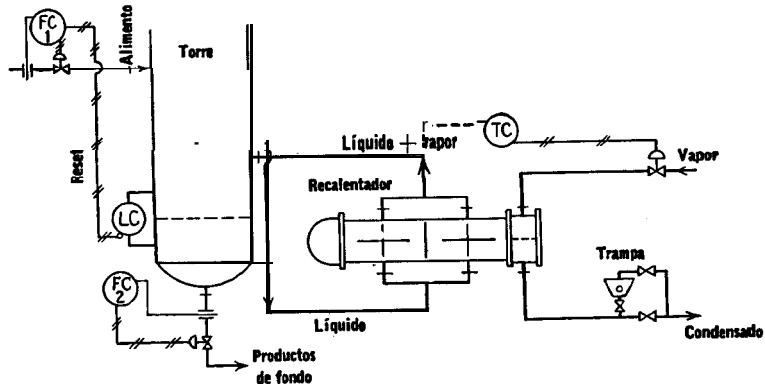


FIG. 21.27. Recalentador de termosifón

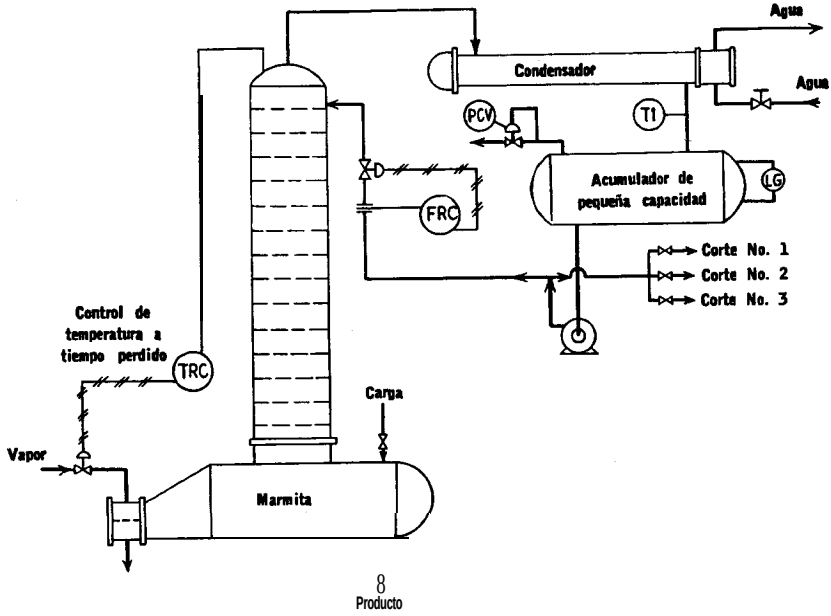


FIG. 21.28. Destilación de lotes con control de temperatura a tiempo perdido

Proceso de lotes. El proceso de lotes usualmente es muy simple de controlar.[3] Muchos de estos procesos no requieren control automático de ningún tipo. La destilación de lotes presenta algunos problemas interesantes que se indican en la Fig. 21.28. Durante la destilación por lotes, la temperatura de la torre y posiblemente la temperatura en la parte superior de la misma, cambien continuamente

[3] Ver particularmente Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook", 3 ed ed. Mc-Graw-Hill Book Company, Inc., New York. 1950.

a medida que el material se retira en la parte superior, el problema entonces es el control de la temperatura y la presión. En lugar de usar un controlador de temperatura se usa un controlador a tiempos perdidos o una programación de temperatura. Este controlador fija un periodo de tiempo para la temperatura de destilación y cierra la válvula de vapor mientras que la temperatura de la columna sube mediante un ciclo programado de incrementos de temperatura. La presión se mantiene simplemente por un regulador de contrapresión (válvula de control de presión) en la suposición de que hay pequeñas cantidades de volátiles o no condensables. El reflujo se controla con ***una*** válvula para control de flujo durante toda la operación.

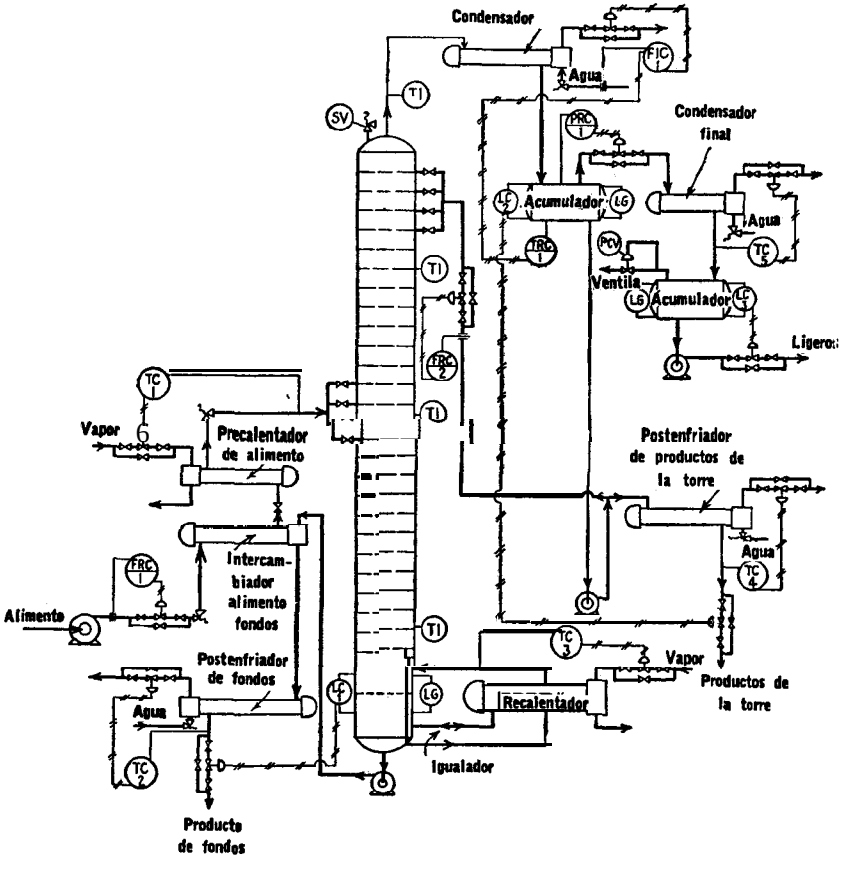


FIG. 21.29. Control automático de proceso de destilación con alimento que contiene algo de gases no condensables

Destilación continua. La Fig. 21.29 muestra la instrumentación para destilación continua con carga que contiene no condensables. Con excepción de la destilación de vapor que se le asemeja mucho, otros tipos de alimento permiten que la instrumentación se simplifique. Se incluye en la Fig. 21.29 la línea de derivación de los instrumentos controladores y las válvulas de relevo y seguridad en los intercambiadores. Las válvulas de seguridad son del tipo de resorte. Por si existe la posibilidad de que el flujo del fluido frío se interrumpa debido a que una válvula se haya dejado cerrada accidentalmente, o porque el instrumento falle, se ha colocado una válvula de seguridad en la entrada del fluido frío. Esto permite la expansión del líquido frío mientras que el fluido caliente puede continuar fluyendo y previene que se formen grandes presiones en la línea de los líquidos. Después de que una pequeña cantidad de líquido haya escapado, la válvula se cierra por sí sola. Debe prestarse atención a la capacidad de retención del recalentador. En lugar de que el derrame conecte a la salida de productos como en el caso de la recirculación, el derrame se usa para igualar el nivel del líquido en el arreglo en un paso. Este es preferible en el caso de que el recalentador esté sobrediseñado y pueda tener lugar una vaporización mayor que la necesaria. Los indicadores de temperatura que se muestran en la columna son termocoples múltiples que generalmente se conectan a un solo instrumento indicador. Aquellos instrumentos que se prestan para montarse en un tablero se muestran con una línea horizontal para su identificación.

Conclusión. Los elementos de control de proceso presentados aquí han sido del tipo más simple. Los pasos fundamentales mediante los cuales un proceso moderno pueda ser controlado, involucran más que la combinación de varios efectos simples. Para estas aplicaciones complejas se requieren muchos componentes de fábricas especialistas para simplificar las mediciones o eliminar los retardos que resultan de la operación de un gran número de controles.

APENDICE DE DATOS PARA CALCULOS

CONTENIDO

Tabla 1. Factores de conversión y constantes 899

Conductividades térmicas [1]

Tabla 2. Conductividades térmicas de aislantes de algunos materiales de construcción 901
Tabla 3. Conductividades térmicas de metales 905
Tabla 4. Conductividades térmicas de líquidos 906
Tabla 5. Conductividades térmicas de gases y vapores 906
Fig. 1. Conductividades térmicas de hidrocarburos líquidos 908

Calores específicos [1]

Tabla 3. Calores específicos de metales 905
Fig. 2. Calores específicos de líquidos 909
Fig. 3. Calores específicos de gases a 1 atm 910
FIG. 4. *Calores* específicos de hidrocarburos líquidos 911
Fig. 5. Calores específicos de vapores de hidrocarburos a 1 atm ... 912

Gravedades específicas [1]

Tabla 3. Gravedades específicas de metales 905
Tabla 6. Gravedades específicas y peso molecular de líquidos *903*
Fig. 6. Gravedades específicas de hidrocarburos *914*

Datos de equilibrio [2]

Fig. 7. Constantes de equilibrio para hidrocarburos 915
Fig. 8. Presiones de vapor de hidrocarburos 916

Entalpías y calores latentes

Fig. 9. Entalpías de hidrocarburos puros 917
Fig. 10. Entalpías de hidrocarburos ligeros 918
Fig. 11. Entalpía de fracciones de petróleo 919
Fig. 12. Calores latentes de evaporización 920
Tabla 7. Propiedades termodinámicas del vapor de agua 921

[1] Para soluciones orgánicas y acuosas véase la Pág. 197. en donde se dan las fórmulas aproximadas.

[2] Véase también la Fig. 13.14.

Viscosidades [3]

Fig. 13a. Gráfica de conversión para viscosidades , ... 925
Fig. 13b. Gráfica para viscosidad para gases a diferentes presiones . . 925
Fig. 14. Viscosidades de líquidos 928
FIG. 15. Viscosidades de gases 931
Fig. 16. Valores de $k(c/\mu)^{1/3}$ para hidrocarburos , ... 931

Correcciones de diferencia de temperatura [4]

Fig. 17. Factor F_c de temperatura calórica 932
Fig. 18. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 1-2 . . . 933
Fig. 19. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 2-4 . . . 934
Fig. 20. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 3-6 . . . 935
Fig. 21. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 48 . . . 936
Fig. 22. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 5-10 . . 937
Fig. 23. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 6-12 . . 938

Datos sobre transferencia de calor [5]

Fig. 24. Curva de transferencia de calor, lado de tubos 939
Fig. 25. Curva de transferencia de calor, agua en los tubos 940
Fig. 26. Factores de fricción para lado de tubo 941
Fig. 27. Pérdida de presión por retorno, lado de tubos . , ... 942
Fig. 28. Curva de transferencia de calor para lado de la coraza, haz de tubos con deflectores segmentados 25% 943
FIG. 29. Factores de fricción lado de la coraza, para haces de tubos con deflectores segmentados 25% 944
Tabla 8. Valores aproximados de los coeficientes totales para diseño . 945

Datos sobre disposiciones

Tabla 9. Disposición de los espejos de tubos (cuenta de tubos) 946
Tabla 10. Datos de tubos para condensadores e intercambiadores de calor 948
Tabla 11. Dimensiones de tubería de acero (IPS) 949

Factores de obstrucción

Tabla 12. Factores de obstrucción 950

[3] Para soluciones orgánicas y acuosas véase la Pág. 197, en donde se dan las fórmulas aproximales.

[4] Véase el índice para correcciones.

[5] Véase el índice para otros datos.

TABLA 1. FACTORES DE CONVERSION Y CONSTANTES

Energía y potencia:

Btu = 0.252 kg-cal
Btu = 0.293 watt-h
Btu = 0.555 pcu (Unidad libra centígrado)
Btu = 778 pie-lb
Btu/min = 0.236 hp
Hp = 42.4 Btu/min
Hp = 33 000 pie-lb/min
Hp = 0.7457 kw
Hp-h = 2 543 Btu
Kw = -1.3415 hp
Watt-h = 3.415 Btu

Flujo de fluidos :

Bbl/h = 0.0936 cfm
Bbl/h = 0.700 gpm
Bbl/día = 0.0292 gpm
Bbl/día = 0.0039 cfm
Cfm = 10.686 bbl/h
Gpm = 1.429 bbl/h
Gpm = 34.3 bbl/día
Gpm × s (gravedad especifica) = 500 × s lb/h

Coeficientes de transferencia de calor:

Btu/(h)(pie²)(°F) = 1.0 pcu/(h)(pie²)(°C)
Btu/(h)(pie²)(°F) = 4.88 kg-cal/(h)(m²)(°C)
Btu/(h)(pie²)(°F) = 0.00204 watts/(plg²)(°F)

Longitud, área y volumen:

Bbl = 42 gal
Bbl = 5.615 pie³
Cm = 0.3937 plg
Pie³ = 0.1781 bbl
Pie3 = 7.48 gal
Pie3 = 0.0283 m³
M³ = 6.290 bbl
M³ = 35.314 pie³
Pies = 30.48 cm
Pies = 0.3048 m
Gal = 0.02381 bbl
Gal = 0.1337 pie³
Gal = 3.785 lt
Gal = 0.8327 gal (Imperial)
Plg = 2.54 cm
Litro = 0.2642 gal
Litro = 1.0567 qt

TABLA 1. *(Continúa)*

M = 3.281 pie
Pie² = 0.0929 m²
M² = 10.76 pie2

Presión

Atm = 33.93 pies de agua a 60°F
Atm = 29.92 plg Hg a 32°F
Atm = *760* mm Hg a 32°F
Atm = 14.696 lb/plg²
Atm = 2 116.8 lb/pie²
Atm = 1.033 kg/cm²
Pies de agua a 60°F = 0.4331 lb/plg²
Plg de agua a 60°F = 0.361 lb/plg²)
Kg/cm² = 14.223 lb/plg².
Psi = 2.309 Pies de agua a 60°F

Temperatura :

Temperatura °C = 5/9(°F − 32)
Temperatura °F = 9/5(°C + 32)
Temperatura °F absoluta (°R) = °F + 460
Temperatura °C absoluta (°K) = °C + 273

Conductividad térmica:

Btu/(h)(pie²)(°F/pie) = 12 Btu/(h)(pie²)(°F/plg)
Btu/(h)(pie²)(°F/pie) = 1.49 kg-cal/(h)(m²)(°C/m)
Btu/(h)(pie²)(°F/pie) = 0.0173 watts/(cm²)(°C/cm)

Viscosidad (factores adicionales están contenidos en la Fig. 13).

Poise = 1 g/(cm)(seg)
Centipoise = 0.01 poise
Centipoise = 2.42 lb/(pie)(h)

Yeso •

Lb = 0.4536 kg
Lb = 7 000 granos
Tonelada (corta o neta) = 2 000 lb
Tonelada (larga) = 2 240 lb
Tonelada (métrica) = 2 205 lb
Tonelada (métrica) = 1000 kg

Constantes:

Aceleración de la gravedad = 32.2 pies/seg²
Aceleración de la gravedad = 4.18 × 10⁸ pies/h²
Densidad del agua = 62.5 lb/pie³

TABLA 2. CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE AISLANTES Y ALGUNOS MATERIALES DE **CONSTRUCCION***

k = Btu/(h)(pie²)(°F/pie)

Material	Densidad aparente, ρ, lb/pie³ a temperatura ambiente	°F	k
Aerogel, sílica, opacificada	8.5	248	0.013
Algodón en rama	5	86	0.024
Aluminio, hojas, 7 cavidades por 2.5 plg	0.2	100	0.025
Asbesto-cemento, láminas	120	68	0.43
Asbesto, hojas	55.5	124	0.096
Asbesto, pizarra	112	32	0.087
Asbesto	112	140	0.114
	29.3	-328	0.043
	29.3	32	0.090
	36	32	0.087
	36	212	0.111
	36	392	0.120
	36	752	0.129
	43.5	-328	0.090
	43.5	32	0.135
Asfalto	132	68	0.43
Aserrín	12	70	0.03
Aserrín	.....	.....	0.033-0.05
Arena, seca	94.6	68	0.19
Azufre, monoclínico	.....	212	0.09-0.097
Rómbico	.....	70	0.16
Batista, barnizada	.....	100	0.09
calcio, carbonato, natural	162	86	1.3
Mármol blanco	.....	.....	1.7
Yeso	96	.....	0.4
Calcio, sulfato ($4H_2O$), artificial	84.6	104	0.22
Yeso, artificial	132	167	0.43
Construcción	17.9	77	0.25
Calderas, incrustaciones, (Ref. 364)			
Calisa (15.3 vol. % H_2O)	103	75	0154
Carbón, gas	....	32-212	210
Carbón vegetal, escamas	11.9	176	01043
	15	176	01051
Cartón, corrugado	.....	.....	0037
Celuloide	87.3	86	0.12
Cemento Portland (véase Concreto)	.....	194	0.17
Ceniza de madera	.....	32-212	0.041
Ciinker, granulado	.....	32-1292	0.27

TABLA 2. CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE AISLANTES Y ALGUNOS MATERIALES DE CONSTFWCCION* (*Continúa*)

Subtítulos			
Coque, petroleo	.....	212	3.4
		932	2.9
Coque, pulverizado	.....	32–212	0.11
Concreto, cinder	.....	.....	0.20
1:4 seco	.....	.....	0.44
Piedra	.....	.....	0.54
Corcho, placa	10	86	0.025
Corcho, molido	9.4	86	0.025
Begranulado	8.1	86	0.026
Cuero, suela	62.4	.....	0.092
Diatomácea, tierra, polvo, gruesa	20.0	100	0.036
	20.0	1600	0.082
Fina	17.2	399	0.040
	17.2	1600	0.074
Aislante de tubería	26.0	399	0.051
	26.0	1600	0.088
4 partes calcinada y 1 parte cemento, vaciada y calcinada	61.8	399	0.16
	61.8	1600	0.23
Dolomita	167	122	1.0
Ebonita		.....	0.10
Esmalte, silicato	'38"	.....	0.5-0.75
Escoria, alto horno	.....	75–261	0.064
Escoria, lana	12	86	0.022
Fibra aislante, placa	14.8	70	0.028
Fibra, roja	80.5	68	0.27
Con adhesivos, horneada	.....	68–207	0.097
Fieltro, lana	20.6	88	0.03
Fieltro, pelo, perpendicular a las fibras	17	86	0.021
Gas, carbón	.....	32-212	2.0
Grafito, denso, comercial	.....	32	86.7
Pulverizado, a través 100 mallas ..	30	104	0.104
Granito	.....	.....	1.0-2.3
Grava	140	104	1.06
Hielo	57.5	32	1.3
Hule, duro	74.8	32	0.087
Para	.....	70	0.109
Blando	.....	70	0.075-0.092
Infusorios, tierra (véase tierra Diatomácea)			
Incrustaciones (Ref. 364)			
Kapok	0.88	68	0.020
Lana, animal	6.9	86	0.021

TABLA 2. CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE AISLANTES Y ALGUNOS MATERIALES DE CONSTRUCCION * (Continúa)

Subtítulos			
Lana, mineral	9.4	86	0.0225
Lava	.....	.....	0.49
Lino	.....	86	0.05
Ladrillos			
Alúmina (9299% Al_2O_3 por peso) fundida	.....	801	1.8
Alúmina (6465% Al_2O_3 por peso)	.....	2 399	2.7
(Véase también Ladrillos, arcilla refractaria)	115	1472	0.62
	115	2 012	0.63
Ladrillo para construcción	.....	68	0.4
Ladrillo al cromo (32% CR_2O_3 por peso)	200	392	0.67
	200	1202	0.85
	200	2 399	1.0
Tierra diatomácea, natural, perpendicular al estrato	27.7	399	0.051
	27.7	1600	0.077
Diatomácea, natural, paralelo al estrato	27.7	399	0.081
	27.7	1600	0.106
Tierra diatomácea, moldeado y calcicinado	38	399	0.14
	38	1600	0.18
Tierra diatomácea y arcilla, moldeadoy calcinado	42.3	399	0.14
	42.3	1600	0.19
Tierra diatomácea, alto quemado, poroso	37	392	0.13
	37	1 832	0.34
Arcilla refractaria, Missouri	.....	392	0.58
		1112	0.85
		1832	0.95
		2 552	1.02
Ladrillo aislante, caolín	27	932	0.15
	27	2 102	0.26
Ladrillo refractario aislante, caolín	19	392	0.050
	19	1400	0.113
Magnesita (86.8% MgO, 6.3% Fe_2O_3, 3% CaO, 2.6% SiO_2 por peso)	158	399	2.2
	158	1202	1.6
	158	2 192	1.1

TABLA 2. CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE AISLANTES Y ALGUNOS MATERIALES DE CONSTRUCCION * (Continúa)

Subtítulos

Ladrillo de carburo de silicio, recristalizado	129	1 112	10.7
	129	1472	9.2
	129	1832	8.0
	129	2 192	7.0
	129	2 552	6.3
Magnesia, pulverizada	49.7	117	0.35
Magnesia, carbonato ligero	19	70	0.04
Magnesio, óxido, comprimido	49.9	68	0.32
Madera, fibra cruzada			
Balsa	7.8	86	0.025-0.03
Olmo	51.5	59	0.12
Maple	44.7	122	0.11
Pino, blanco	34.0	59	0.087
Teca	40.0	59	0.10
Abeto	28.1	140	0.062
Madera, paralelo a la fibra			
Pino	34.4	70	0.20
Mármol	.....	.....	1.2-1.7
Mica, perpendicular a los planos.	.....	122	0.25
Negro de humo	10	104	0.038
Nieve	34.7	32	0.27
Piedra pómez	.....	70-151	0.14
Pizarra	.....	201	0.86
Papel	.....	.....	0.075
Papel tapiz, tipo aislante	14.8	70	0.028
Papel tapiz, cartoncillo	43	86	0.04
Parafina	.....	32	0.14
Plásticos piroxilina	.....	.....	0.075
Porcelana	.....	392	0.88
Seda	6.3	.....	0.026
Barnizada	....	100	0.096
Vidrio	.....	.....	0.2–0.73
Tipo boro-silicato	139	86–167	0.63
Vidrio a la soda	.....	.....	0.3–0.44
Vidrio de ventana	.....	.....	0.3–0.61
Viruta de madera	8.8	86	0.034
Yeso, moldeado y seco	78	68	0.25

* De S. Marks, "Mechanical Engineers' Handbook", McGraw-Hill Book Company, Inc. New York. 1941.

TABLA 3. CONDUCTIVIDADES TERMICAS, CALORES ESPECIFICOS, GRAVEDADES ESPECIFICAS DE METALES Y ALEACIONES

k = Btu/(h)(pie²)(°F/pie)

Sustancia	Temp. °F	k*	Calor específico ** Btu/(lb)(°F)	Gravedad especifica
Acero	32	26	Ver Hierro	7.83
Acero	212	26	Ver Hierro	
Acero	1112	21	Ver Hierro	
Aluminio	32	117	0.183	2.55-7.8
Aluminio	212	119	0.1824	
Aluminio	932	155	0.1872	
Antimonio	32	10.6	0.0493	
Antimonio	212	9.7	0.0508	
Bismuto	64	4.7	0.0294	9.8
Bismuto	212	3.9	0.0304	
Cadmio	64	53.7	0.0550	8.65
Cadmio	212	52.2	0.0567	
Cinc	32	65	0.0917	6.9-7.2
Cinc	212	64	0.0958	
cinc	752	54	0.1082	
Cobre	32	224	0.1487	8.8-8.95
Cobre	212	218	0.1712	
Cobre	932	207	0.2634	
Hierro, vaciado	32	32	0.1064	7.03-7.13
Hierro, vaciado	212	30	0.1178	
Hierro, vaciado	752	25	0.1519	
Hierro, forjado	64	34.6	Ver Hierro	7.6-7.9
Hierro, forjado	212	27.6	Ver Hierro	
Latón (70-30)	32	56	0.1315‡	8.4-8.7
Latón	212	60	0.1488‡	
Latón	752	67	0.2015‡	
Magnesio	32-212	92	0.255	1.74
Mercurio	32	4.8	0.0329	13.6
Níquel	32	36	0.1050	8.9
Níquel	212	34	0.1170	
Niquel	572	32	0.1408	
Oro	64	169.0	0.030	19.25-19.35
Oro	212	170.8	0.031	
Plata	32	242	0.0557	10.4-10.6
Plata	212	238	0.0571	
Plomo	32	20	0.0306	11.34
Plomo	212	19	0.0315	
Plomo	572	18	0.0335	
Tántalo	64	32	0.0342	16.6

* De L. S. Marks, "Mechanical Engineers' Handbook," McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1941.

** De K. K. Kelley, U. S. Bur. Mine Bull. 371 (1939).

*** Valores balanceados para cobre y cinc.

TABLA 4. CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE LIQUIDOS *

$$k = \text{/(h)(pie}^2\text{)(°F/pie)}$$

Puede suponerse una variación lineal con la temperatura. Los valores extremos que **se dan constituyen** también los limites de temperatura en los cuales **se recomiendan** los datos.

Liquido	°F	k
Aceites		
Ricino	68	0.104
	212	0.100
Oliva	68	0.097
	212	0.095
Acetato de etilo	68	0.101
Alcohol 100%	68	0.105
80%	68	0.137
60%	68	0.176
40%	68	0.224
20%	68	0.281
100%	122	0.087
Benceno	86	0.086
	140	0.082
Bromuro	68	0.070
Eter	86	0.080
	167	0.078
Yoduro	104	0.064
	167	0.063
Acetato de amilo	50	0.083
Alcohol (n-)	86	0.094
	212	0.089
	86	0.088
	167	0.087
Acetato butílico (n-)	77–86	0.085
Alcohol (n-)	86	0.097
	167	0.095
(iso-)	66	0.091
Acetona	86	0.102
	167	0.095
Acido acético 100%	68	0.099
50%	68	0.20
Acido esteárico	212	0.0786
Acido láurico	212	0.102
Acido oleico	212	0.0925
Acido palmítico	212	0.0835
Acido sulfúrico 90%	86	0.21
60%	86	0.25
30%	86	0.30
Agua	32	0.330
	86	0.356
	140	0.381
	176	0.398
Alcohol alílico	77–86	0.104
Alcohol heptílico (n-)	86	0.094
	167	0.091
Alcohol hexílico (n-)	86	0.093
	167	0.090
Alcohol metílico 100%	68	0.124
80%	68	0.154
60%	68	0.190
40%	68	0.234
20%	68	0.284
100%	122	0.114
Cloruro	5	0.111
	86	0.089
Alcohol propílico (n-)	86	0.099
	167	0.095
Alcohol (iso-)	86	0.091
	140	0.090
Amoniaco	5–86	0.29
Amoniaco, acuoso, 26%	68	0.261
	140	0.29
Anilina	32–68	0.100
Benceno	86	0.092
	140	0.087

Liquido	°F	k
Bromobenceno	86	0.074
	212	0.070
Bióxido de azufre	5	0.198
	86	0.111
Bisulfuro de carbono	86	0.093
	167	0.088
Tetracloruro	32	0.107
	154	0.094
Cloruro de calcio, salmuera 30%	86	0.32
15%	86	0.34
Cloruro de sodio, salmuera 25.0%	86	0.33
12.5%	86	0.34
Clorobenceno	50	0.083
Cloroformo	86	0.080
Cymene (para)	86	0.078
	140	0.079
Decano (n-)	86	0.085
	140	0.083
Diclorodifluorometano	20	0.057
	60	0.053
	100	0.048
	140	0.042
	180	0.038
Dicloroetano	122	0.082
Diclorometano	5	0.111
	86	0.096
Eter de petróleo	86	0.075
	167	0.073
Etilen glicol	32	0.153
Gasolina	86	0.078
Glicerina 100%	68	0.164
80%	68	0.189
60%	68	0.220
40%	68	0.259
20%	68	0.278
100%	212	0.164
Heptano (n-)	86	0.081
	140	0.079
Hexano (n-)	86	0.080
	140	0.078
Kerosena	68	0.086
	167	0.081
Mercurio	82	4.83
Nitrobenceno	86	0.095
	212	0.088
Nitrometano	86	0.125
	140	0.120
Nonano (n-)	86	0.084
	140	0.082
Octano (n-)	86	0.083
	140	0.081
Paraldehído	86	0.084
	212	0.078
Pentano (n-)	86	0.078
	167	0.074
Percloroetileno	122	0.092
Sodio	212	49
	410	46
Tolueno	86	0.086
	167	0.084
β-tricloroetano	122	0.077
Tricloroetileno	122	0.080
Trementina (aguarrás)	59	0.074
Vaselina	59	0.106
Xileno (orto-)	68	0.090
Xileno (meta-)	68	0.090

* De Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook", 3 d ed., Mc-Graw-Hill Book Company Inc., New York, 1950.

TABLA 5. CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE GASES Y VAPORES *

k = Btu/(h)(pie²)(°F/pie)

Los valores extremos de la temperatura constituyen el rango experimental. Bara extrapolación a otras temperaturas, se sugiere que los datos consignados se grafiquen como log de k vs. log de T o que se haga uso de la suposición de que la razón $c\mu/k$ es prácticamente independiente de la temperatura (o de la presión, dentro de limites moderados).

Sustancia	°F	k
Acetato de etilo	115	0.0072
	212	0.0096
	363	0.0141
Alcohol	68	0.0089
	212	0.0124
cloruro	32	0.0055
	212	0.0095
	363	0.0135
	413	0.0152
Eter	32	0.0077
	115	0.0099
	212	0.0131
	363	0.0189
	413	0.0209
Acetona	32	0.0057
	115	0.0074
	212	0.0099
	363	0.0147
Acetileno	−103	0.0068
	32	0.0108
	122	0.0140
	212	0.0172
Aire	−148	0.0095
	32	0.0140
	212	0.0183
	392	0.0226
	572	0.0265
Alcohol metílico	32	0.0083
	212	0.0128
Acetato	32	0.0059
	68	0.0068
Amoniaco	−76	0.0095
	32	0.0128
	122	0.0157
	212	0.0185
Benceno	32	0.0052
	115	0.0073
	212	0.0103
	363	0.0152
	413	0.0176
Bióxido de azufre	32	0.0050
	212	0.0069
Bióxido de carbono	−58	0.0068
	32	0.0085
	212	0.0133
	392	0.0181
	572	0.0228
Bisulfuro	32	0.0040
	45	0.0042
Monóxido	−312	0.0041
	−294	0.0046
	32	0.0135
Tetracloruro	115	0.0041
	212	0.0052
	363	0.0065
Butano (n-)	32	0.0078
	212	0.0135
Butano (iso-)	32	0.0080
	212	0.0139
Ciclohexano	216	0.0095
Cloro	32	0.0043
Cloroformo	32	0.0038
	115	0.0046
	212	0.0058
	363	0.0077
Cloruro de metileno	32	0.0039
	115	0.0049
	212	0.0063
	413	0.0095
Cloruro de metilo	32	0.0053
	115	0.0072
	212	0.0094
	363	0.0130
	413	0.0148

Sustancia	°F	k
Diclorodifluorometano	32	0.0048
	122	0.0064
	212	0.0080
	302	0.0097
tano	−94	0.0066
	−29	0.0086
	32	0.0106
	212	0.0175
Etileno	−96	0.0064
	32	0.0101
	122	0.0131
	212	0.0161
Heptano (n-)	392	0.0112
	212	0.0103
Hexano (n-)	32	0.0072
	68	0.0080
Hexeno	32	0.0061
	212	0.0109
Hidrógeno	148	0.065
	−58	0.083
	32	0.100
	122	0.115
	212	0.129
	572	0.178
Hidrógeno y bióxido de carbono	32	
0% H_2		0.0083
20%		0.0165
40%		0.0270
60%		0.0410
80%		0.0620
100%		0.10
Hidrógeno y nitrógeno	32	
0 H_2		0.0133
20%		0.0212
40%		0.0313
60%		0.0438
80%		0.0635
Hidrógeno y óxido nitroso	32	
0% H_2		0.0002
20%		0.0170
40%		0.0270
60%		0.0410
80%		0.0650
Mercurio	392	0.0197
Metano	−148	0.0100
	58	0.0145
	32	0.0175
	122	0.0215
Nitrógeno	−148	0.0095
	32	0.0140
	122	0.0160
	212	0.0180
Oxido nítrico	−94	0.0103
	32	0.0138
Oxido nitroso	−98	0.0067
	32	0.0087
	212	0.0128
Oxígeno	−148	0.0095
	58	0.0119
	32	0.0142
	122	0.0164
	212	0.0185
Pentano (n-)	32	0.0074
	68	0.0083
(iso-)	32	0.0072
	212	0.0127
Propano	32	0.0087
	212	0.0151
Sulfuro de hidrógeno	32	0.0076
Vapor de agua	115	0.0120
	212	0.0137
	392	0.0187
	572	0.0248
	752	0.0315
	932	0.0441

* De Perry, J. H. "Chemical Engineers' Handbook", 3d ed. McGraw-Hill Book Company Inc., New York, 1950.

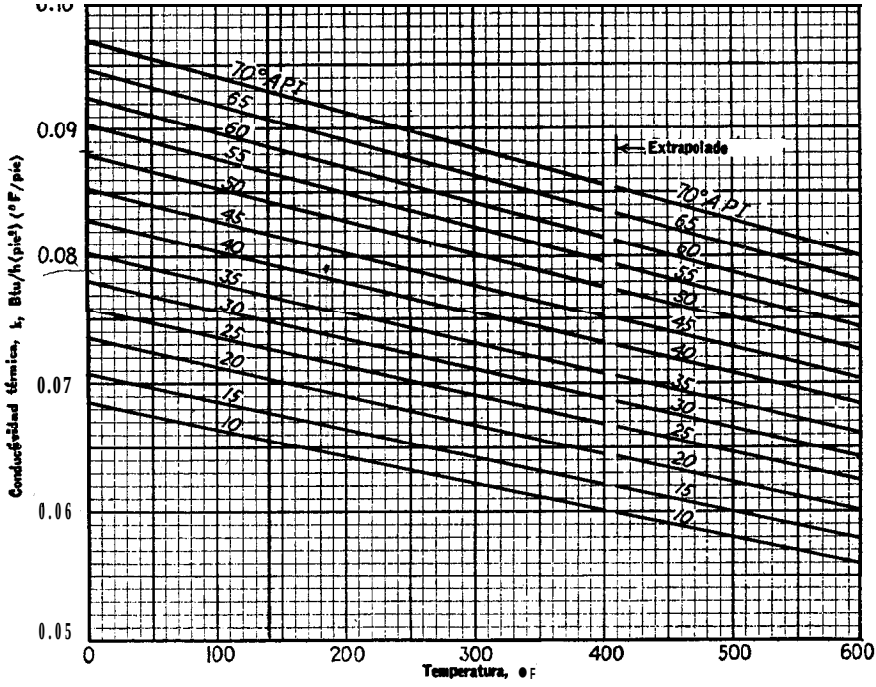
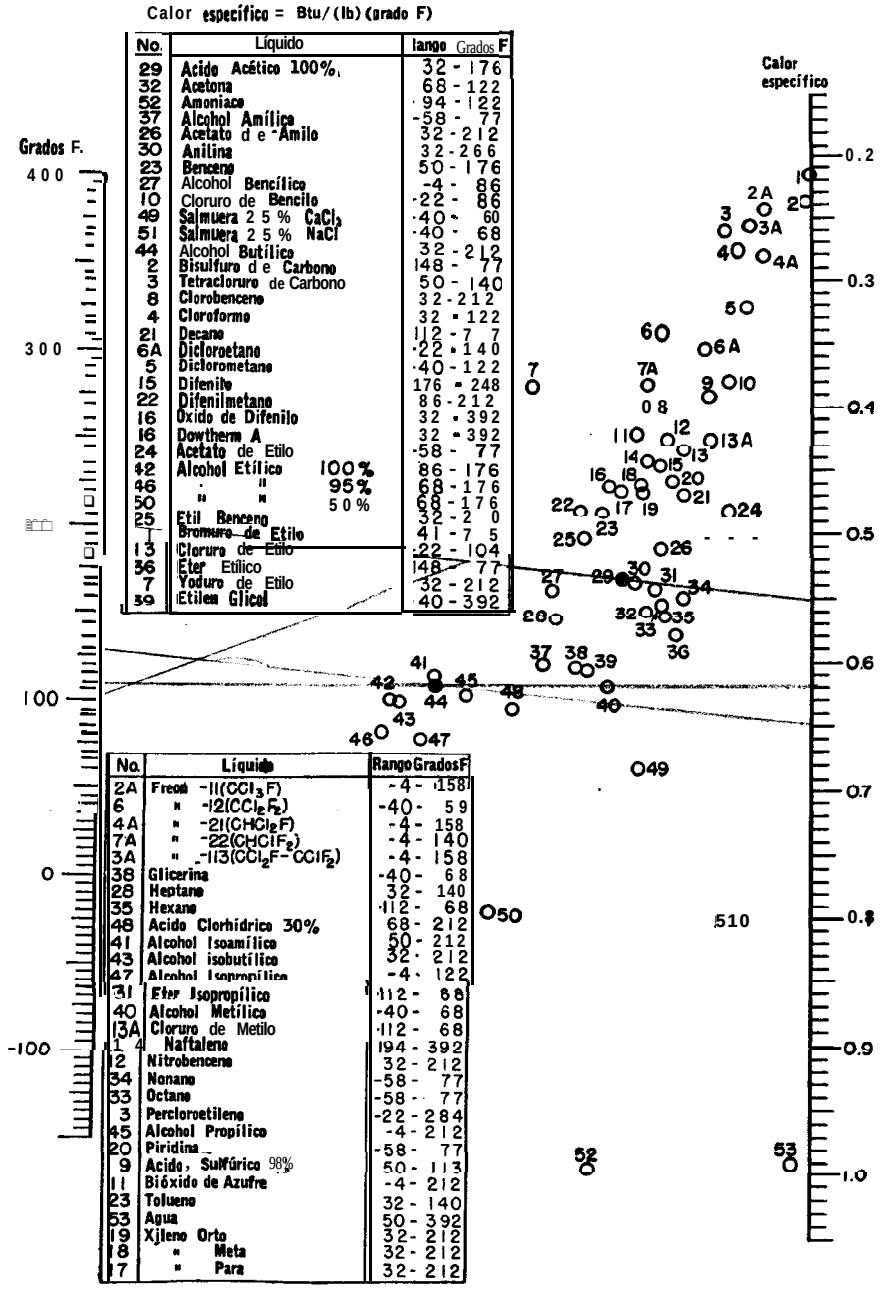


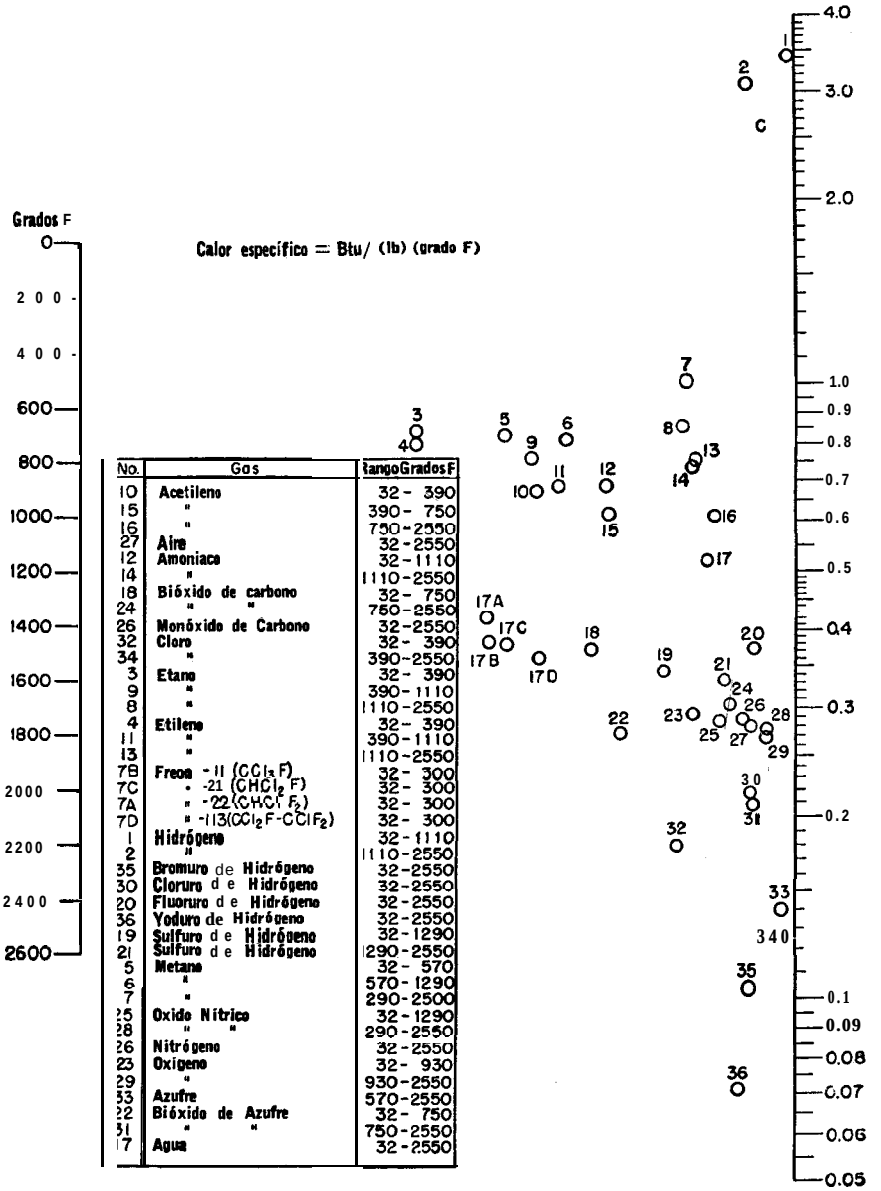
FIG. 1. Conductividades térmicas de hidrocarburos líquidos. *(Adaptado del Natl. Bur. Standards Misc. Pub. 97)*



No.	Líquido	Rango Grados F
29	Acido Acético 100%	32 - 176
32	Acetona	68 - 122
52	Amoniaco	-94 - 122
37	Alcohol Amílico	-58 - 77
26	Acetato de Amilo	32 - 212
30	Anilina	32 - 266
23	Benceno	50 - 176
27	Alcohol Bencílico	-4 - 86
10	Cloruro de Bencilo	-22 - 86
49	Salmuera 25% $CaCl_2$	-40 - 60
51	Salmuera 25% NaCl	-40 - 68
44	Alcohol Butílico	32 - 212
2	Bisulfuro de Carbono	148 - 77
3	Tetracloruro de Carbono	50 - 140
8	Clorobenceno	32 - 212
4	Cloroformo	32 - 122
21	Decano	112 - 77
6A	Dicloroetano	-22 - 140
5	Diclorometano	-40 - 122
15	Difenilo	176 - 248
22	Difenilmetano	86 - 212
16	Oxido de Difenilo	32 - 392
16	Dowtherm A	32 - 392
24	Acetato de Etilo	-58 - 77
42	Alcohol Etílico 100%	86 - 176
46	" " 95%	68 - 176
50	" " 50%	68 - 176
25	Etil Benceno	32 - 20
	Bromuro de Etilo	41 - 75
13	Cloruro de Etilo	-22 - 104
36	Eter Etílico	148 - 77
7	Yoduro de Etilo	32 - 212
39	Etilen Glicol	40 - 392

No.	Líquido	Rango Grados F
2A	Freon -11(CCl_3F)	-4 - 158
6	" -12(CCl_2F_2)	-40 - 59
4A	" -21($CHCl_2F$)	-4 - 158
7A	" -22($CHClF_2$)	-4 - 140
3A	" -113($CCl_2F-CClF_2$)	-4 - 158
38	Glicerina	-40 - 68
28	Heptano	32 - 140
35	Hexano	-112 - 68
48	Acido Clorhídrico 30%	68 - 212
41	Alcohol Isoamílico	50 - 212
43	Alcohol isobutílico	32 - 212
47	Alcohol Isopropílico	-4 - 122
31	Eter Isopropílico	-112 - 68
40	Alcohol Metílico	-40 - 68
13A	Cloruro de Metilo	-112 - 68
1 4	Naftaleno	194 - 392
12	Nitrobenceno	32 - 212
34	Nonano	-58 - 77
33	Octano	-58 - 77
3	Percloroetileno	-22 - 284
45	Alcohol Propílico	-4 - 212
20	Piridina	-58 - 77
9	Acido Sulfúrico 98%	50 - 113
11	Bióxido de Azufre	-4 - 212
23	Tolueno	32 - 140
53	Agua	50 - 392
19	Xileno Orto	32 - 212
18	" Meta	32 - 212
17	" Para	32 - 212

FIG. 2. Calores específicos de liquidos. (*Chilton, Colburn, and Vernon,* basados *principalmente en datos de Zas Tablas Internacionales de* Valores Críticos. *Perry "Chemical Engineers' Handbook", 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Znc. New York,* 1950)



No.	Gas	Rango Grados F
10	Acetileno	32 - 390
15	"	390 - 750
16	"	750 - 2550
27	Aire	32 - 2550
12	Amoniaco	32 - 1110
14	"	1110 - 2550
18	Bióxido de carbono	32 - 750
24	" "	750 - 2550
26	Monóxido de Carbono	32 - 2550
32	Cloro	32 - 390
34	"	390 - 2550
3	Etano	32 - 390
9	"	390 - 1110
8	"	1110 - 2550
4	Etileno	32 - 390
11	"	390 - 1110
13	"	1110 - 2550
7B	Freon - 11 (CCl_3F)	32 - 300
7C	" -21 ($CHCl_2F$)	32 - 300
7A	" -22 ($CHClF_2$)	32 - 300
7D	" -113 ($CCl_2F-CClF_2$)	32 - 300
1	Hidrógeno	32 - 1110
2	"	1110 - 2550
35	Bromuro de Hidrógeno	32 - 2550
30	Cloruro de Hidrógeno	32 - 2550
20	Fluoruro de Hidrógeno	32 - 2550
36	Yoduro de Hidrógeno	32 - 2550
19	Sulfuro de Hidrógeno	32 - 1290
21	Sulfuro de Hidrógeno	1290 - 2550
5	Metano	32 - 570
6	"	570 - 1290
7	"	290 - 2500
25	Oxido Nítrico	32 - 1290
28	" "	290 - 2550
26	Nitrógeno	32 - 2550
23	Oxígeno	32 - 930
29	"	930 - 2550
33	Azufre	570 - 2550
22	Bióxido de Azufre	32 - 750
31	" "	750 - 2550
17	Agua	32 - 2550

FIG. 3. Calores específicos de gases a 1 atm. (*Perry, "Chemical Engineers' Handbook", 3d ed., McGraw-Hill Eook Company, Inc. New York,* 1950)

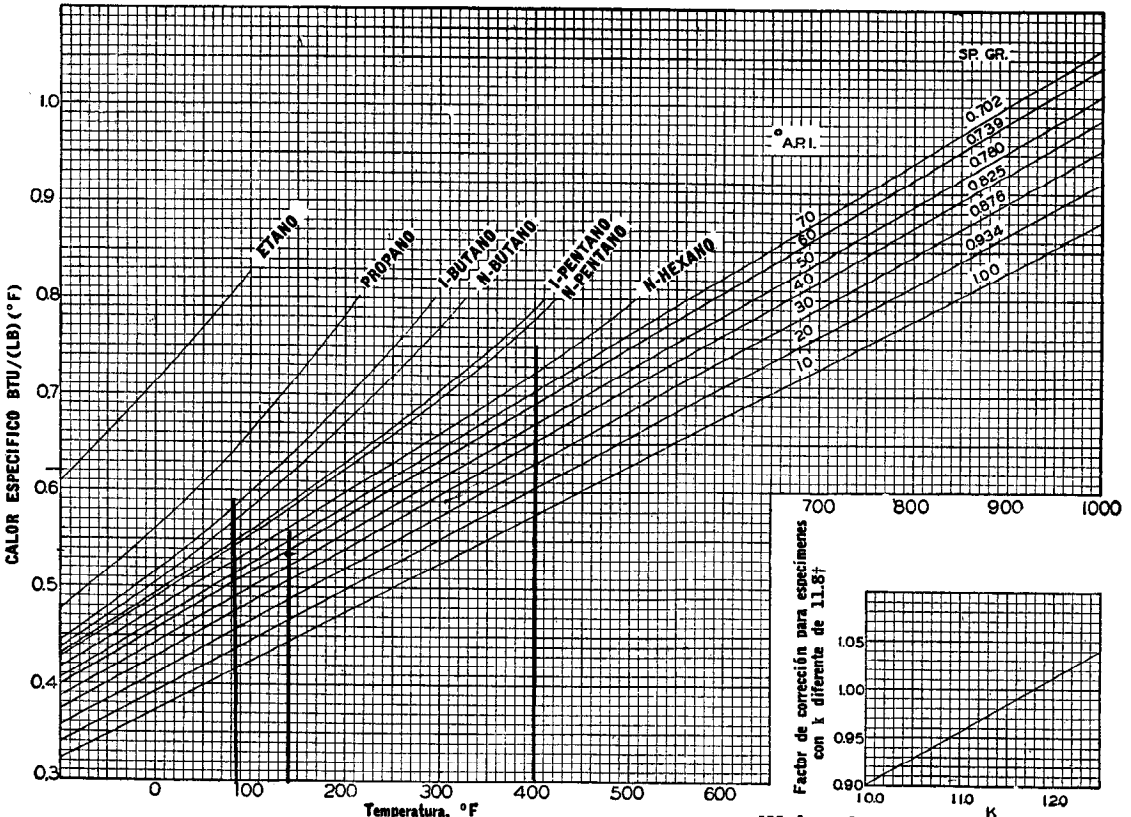


FIG. 4. Calores específicos de hidrocarburos liquidos. [*Holcomb and Brown, Ind. Eng. Chem. 34, 505* (1942)]

† K = Factor de caracterización

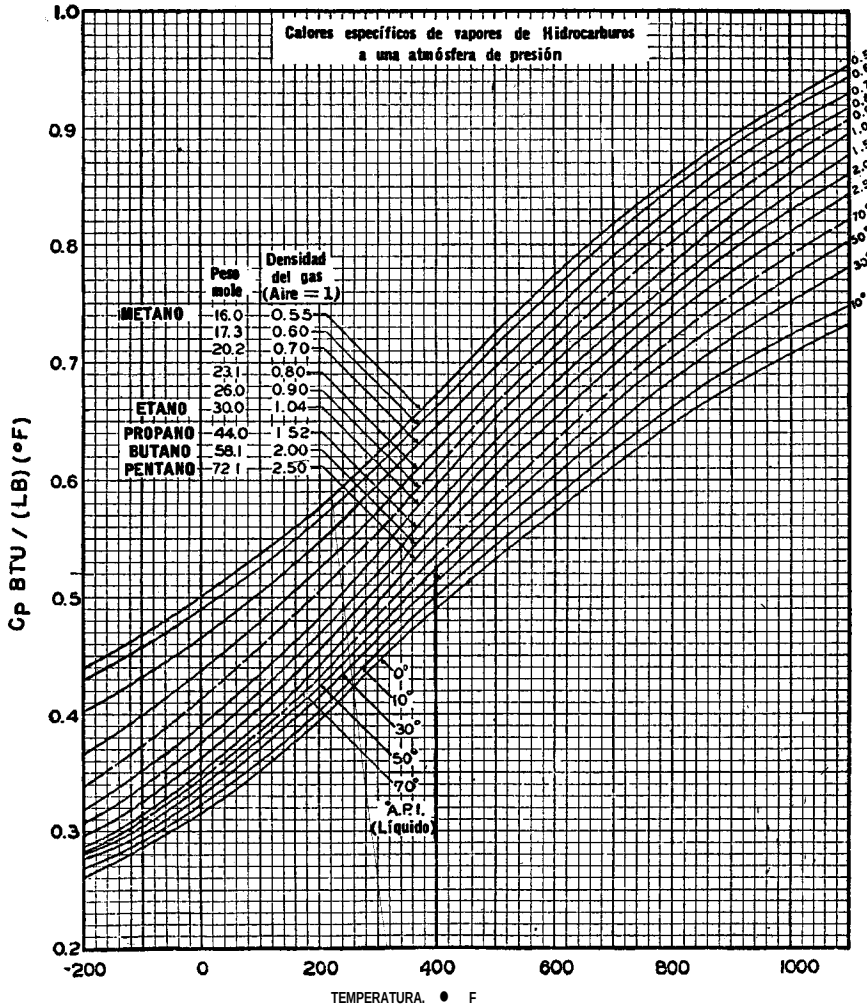


FIG. 5. Calores específicos de vapores de hidrocarburos a 1 atm. [*Holcomb and Brown, Znd. Eng. Chem.*, 34, 595 (1942)]

TABLA 6. GRAVEDADES ESPECIFICAS Y PESO MOLECULAR DE LIQUIDOS

Compuesto	Mol.	S*	compuesto	Mol.	s*
Acetaldehído	44.1	0.78	Cloruro de etilo	64.5	0.92
Acetato de amilo	130.2	0.88	Cloruro de metilo	50.5	0.92
Acetato de etilo	88.1	0.90	Cloruro de n-propilo	78.5	0.89
Acetato de metilo	74.9	0.93	Cloruro de sulfúriclo	135.0	1.67
Acetona	58.1	0.79	Dibrometano	187.9	2.09
Acetato de butilo	116.2	0.88	Dicloroetano	99.0	1.17
Acetato de vinilo	86.1	0.93	Diclorometano	88.9	1.34
Agua	18.0	1.0	Difenilo	154.2	0.99
Acido acético 100%	60.1	1.05	Eter etílico	74.1	0.71
Acido acético 70%	.....	1.07	Etilbenceno	106.1	0.87
Acido n-butírico	88.1	0.96	Etilglicol	88.1	1.04
Acido i-butírico	88.1	0.96	Fenol	94.1	1.07
Acido clorosulfónico	116.5	1.77	Formiato de etilo	74.1	0.92
Acido fórmico	46.0	1.22	Glicerina 100%	92.1	1.26
Acido nítrico 95%	....	1.50	Glicerina 50%	.....	1.13
Acido nítrico 60%	....	1.38	n-heptano	100.2	0.68
Acido propiónico	74.1	0.99	n-hexano	86.1	0.66
Acido sulfúrico 100%	98.1	1.83	Hidróxido de sodio 50%	....	1.53
Acido sulfúrico 98%	....	1.84	Yoduro de etilo	155.9	1.93
Acido sulfúrico 60%	....	1.05	Yoduro de n-propilo	170.0	1.75
Alcohol alílico	58.1	0.86	Mercurio	200.6	13.55
Alcohol amílico	88.2	0.81	Metacresol	108.1	1.03
Alcohol n-butílico	74.1	0.81	Metanol 100%	32.5	0.79
Alcohol i-butílico	74.1	0.82	Metanol 90%	.....	0.82
Alcohol etílico 100%	46.1	0.79	Metanol 40%	....	0.94
Alcohol etílico 95%	.	0.81	Metiletilcetona	72.1	0.81
Alcohol etílico 40%	....	0.94	Naftaleno	128.1	1.14
Alcohol isopropílico	60.1	0.79	Nitrobenceno	123.1	1.20
Alcohol octílico	30.23	0.82	Nitrotolueno, orto	137.1	1.16
Alcohol n-propílico	60.1	0.80	Nitrotolueno. meta	137.1	1.16
Amoniaco 100%	17:0	0.61	Nitrotolueno, para	137.1	1.29
Amoniaco 26 %	....	0.91	n-octano	114.2	0.70
Anhídrido acético	02.1	1.08	Oxalato de dietilo	146.1	1.08
Anilina	93.1	1.02	Oxalato de dimetilo	118.1	1.48
Anisol	08.1	0.99	Oxalato de dipropilo	174.1	1.02
Benceno	78.1	0.88	Pentacloroetano	202.3	1.67
Bióxido de azufre	64.1	1.38	n-pentano	72.1	0.63
Bióxido de carbono	44.0	1.29	Propano	44.1	0.59
Bisulfuro de carbono	76.1	1.26	Salmuera. Ca Cl, 25%	....	1.23
Bromotolueno, orto	171.0	1.42	Salmuera, Na Cl. 25%	.....	1.19
Bromotolueno, meta	171.0	1.41	Sodio	23.0	0.97
Bromotolueno. para	171.0	1.39	Tetracloroetano	167.9	1.60
Bromuro de etilo	108.9	1.43	Tetracloroetileno	165.9	1.63
Bromuro de n-propilo	123.0	1.35	Tetracloruro de carbono	153.8	1.60
n-butano	58.1	0.60	Tetracloruro de titanio	189.7	1.73
i-butano	58.1	0.60	Tribromuro de fósforo	270.8	2.85
Ciclohexanol	100.2	0.96	Tricloruro de arsénico	181.3	2.16
Clorobenceno	112.6	1.11	Tricloruro de fósforo	137.4	1.57
Cloroformo	119.4	1.49	Tricloroetileno	131.4	1.46
Clorotolueno. orto	126.6	1.08	Tolueno	92.1	0.87
Clorotolueno, meta	26.6	1.07	xileno. orto	106.1	0.87
Clorotolueno, para	126.6	1.07	Xileno; meta	...	0.86
Cloruro estánico	260.5	2.23	Xileno, para	....	0.86

* Aproximadamente a 68°F. Estos valores serán satisfactorios, sin extrapolación, para la mayoría de los problemas de ingeniería.

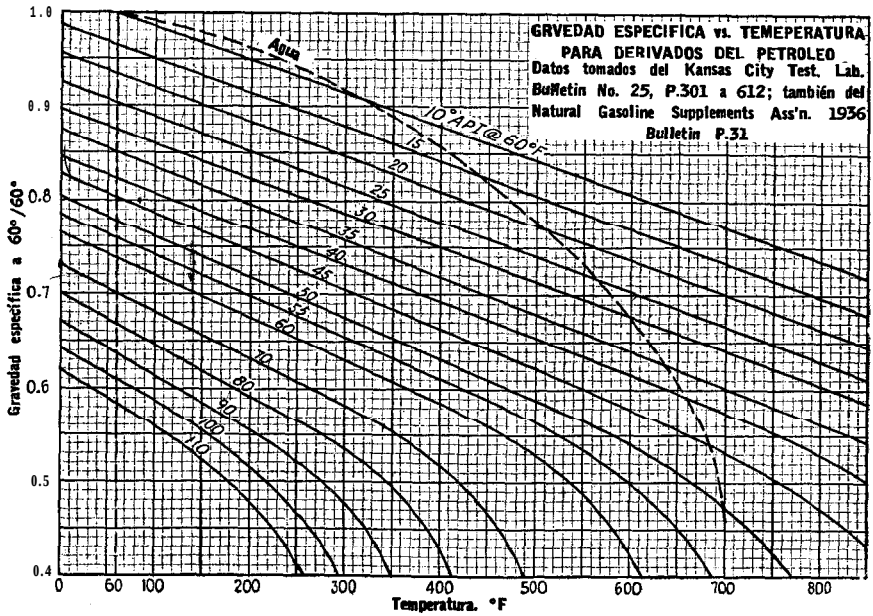


FIG. 6. Gravedades específicas de hidrocarburos

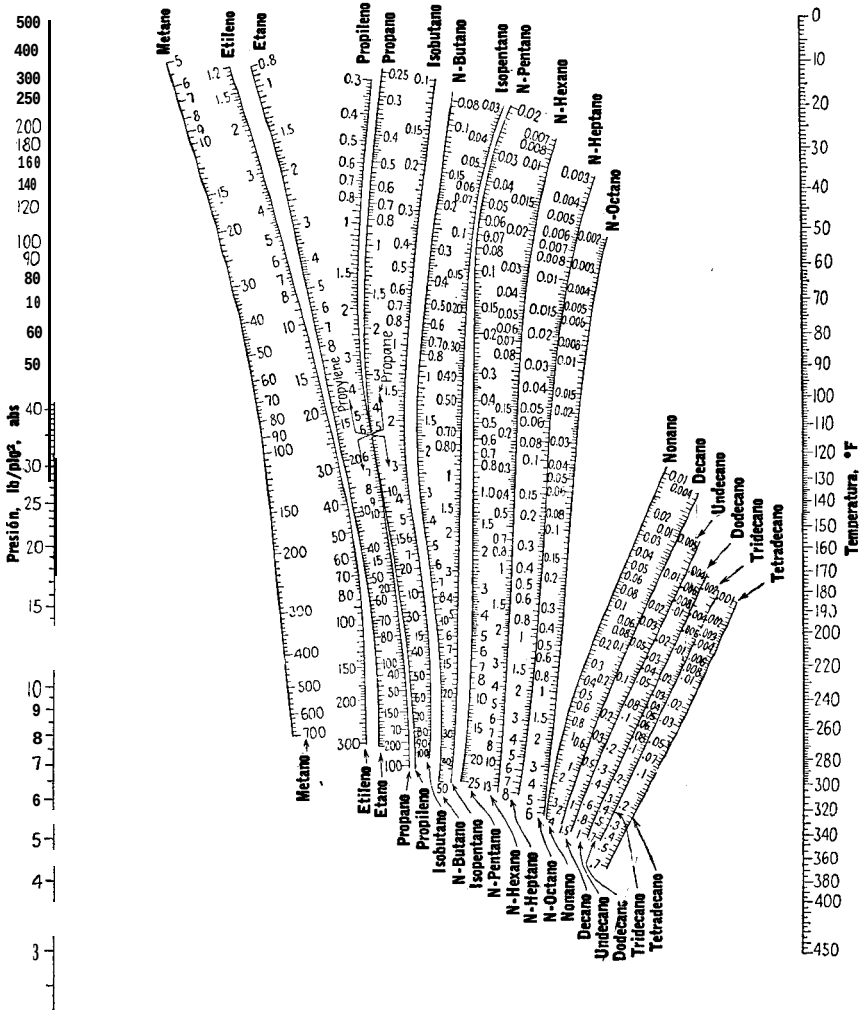


FIG. 7. Constantes de equilibrio para hidrocarburos. [*Scheibel and Jenny, Ind. Eng. Chem.*, 37, 81 (1945)]

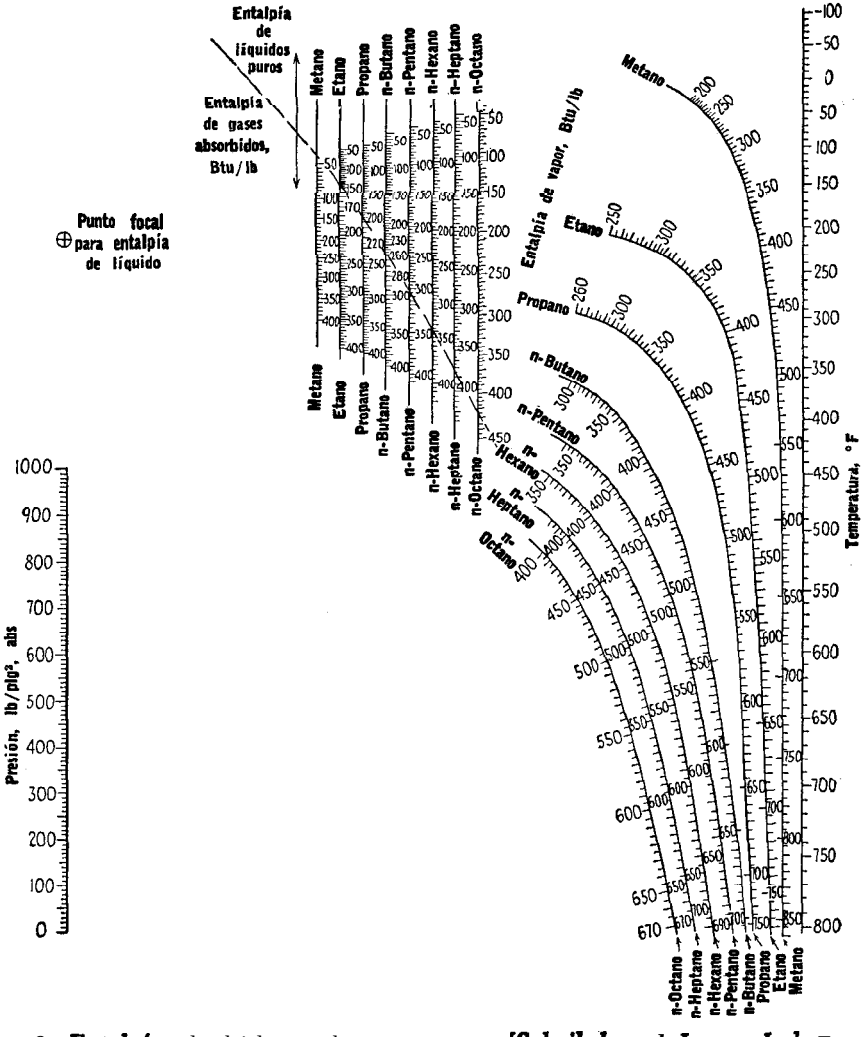


FIG. 9. **Entalpías** de hidrocarburos puros. **[*Scheibel and Jenny, Ind.* Eng. *Chem.*, 37, 992 (1945)]**

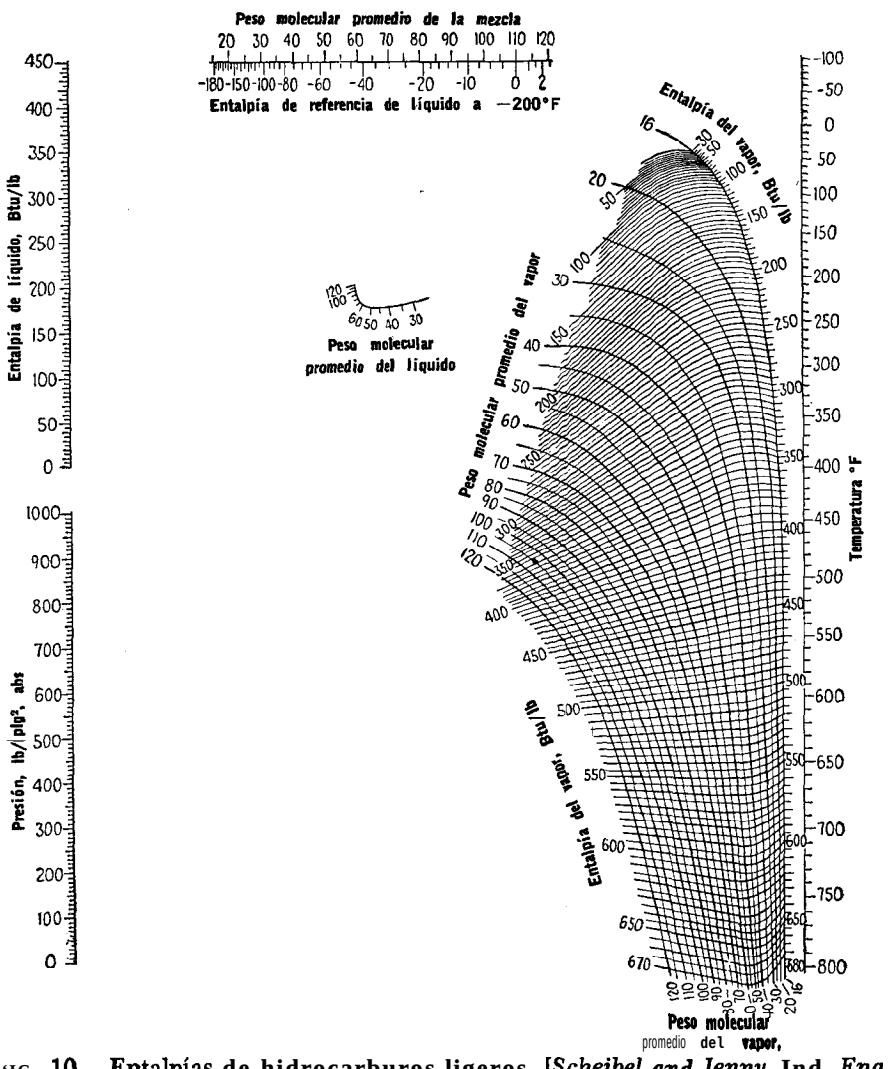


FIG. 10. **Entalpías de hidrocarburos ligeros.** [*Scheibel and Jenny*, Ind. *Eng Chem.*, *37*, 993 (1945)]

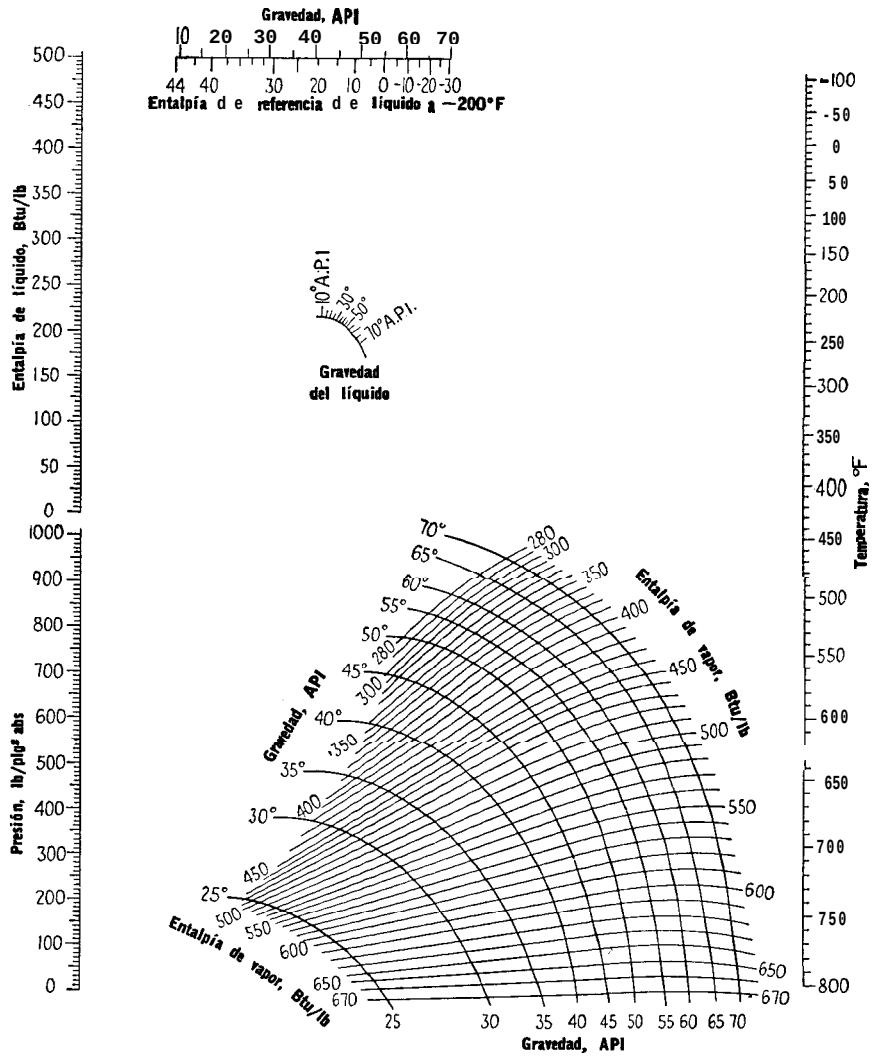


FIG. 11. Entalpía de fracciones de petróleo. *[Scheibel and Jenny, Ind. Eng. Chem., 37, 994* (1945)]

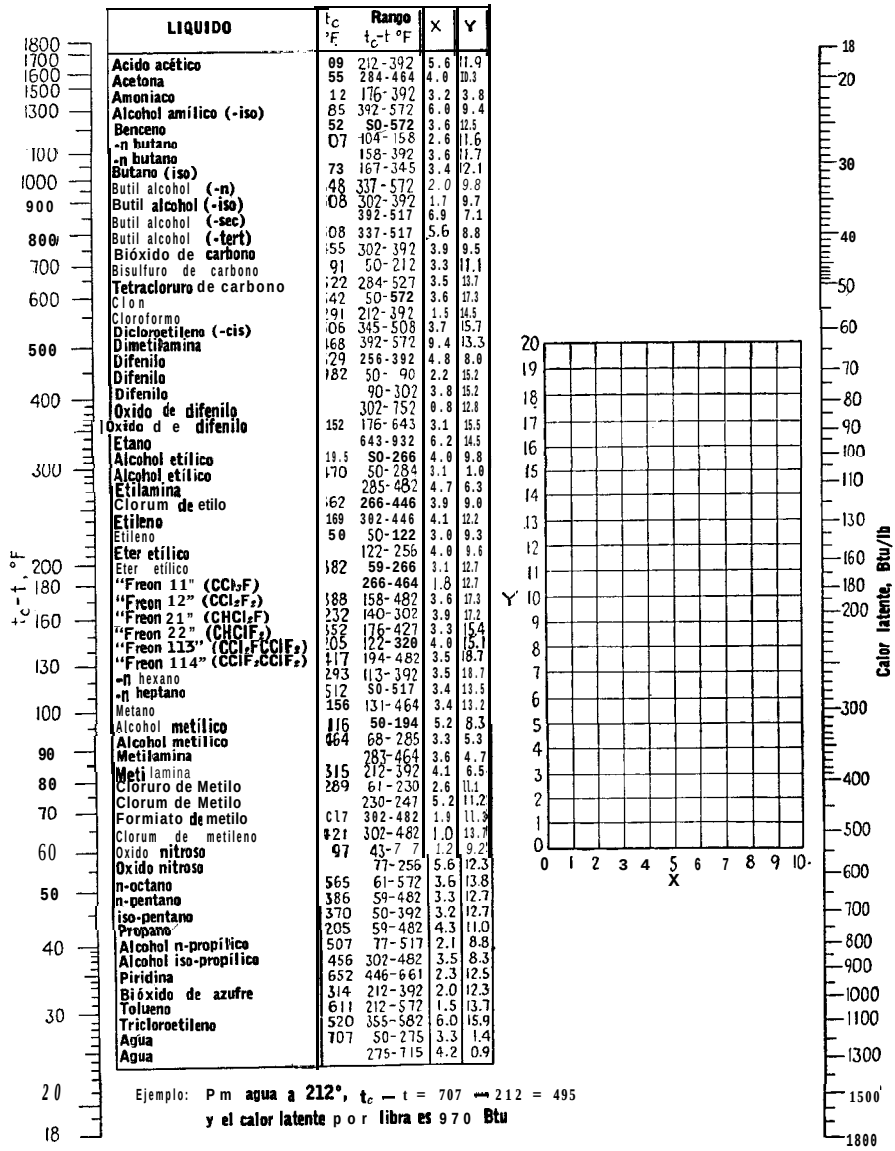


FIG. 12. Calores latentes de vaporización. *[Reproducida con permiso de Chilton, Colburn, and Vemon, comunicación personal (revisado)* 1947]

TABLA 7. PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL VAPOR DE AGUA VAPOR SATURADO SECO: TABLA DE PRESION*

Presión absoluta, lb/plg²	Temperatura, °F	Vol. específico		Entalpía			Entropía			Energía interna		Presión absoluta, lb/plg²
		Líquido saturado	Vapor saturado	Líquido saturado	Evaporación	Vapor saturado	Líquido saturado	Evaporación	Vapor saturado	Líquido saturado	Vapor saturado	
p	t	v_f	v_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}	s_g	u_f	u_g	p
1.0	101.74	0.01614	333.6	69.70	1036.3	1106.0	0.1326	1.8456	1.9782	69.70	1044.3	1.0
2.0	126.08	0.01623	173.73	93.99	1022.2	1116.2	0.1749	1.7451	1.9200	93.98	1051.9	2.0
3.0	141.48	0.01630	118.71	109.37	1013.2	1122.6	0.2008	1.6855	1.8863	109.36	1056.7	3.0
4.0	152.97	0.01636	90.63	120.86	1006.4	1127.3	0.2198	1.6427	1.8625	120.85	1060.2	4.0
5.0	162.24	0.01640	73.52	130.13	1001.0	1131.1	0.2347	1.6094	1.8441	130.12	1063.1	5.0
6.0	170.06	0.01645	61.98	137.96	996.2	1134.2	0.2472	1.5820	1.8292	137.94	1065.4	6.0
7.0	176.85	0.01649	53.64	144.76	992.1	1136.90	2.5811.55	61.8167	144.74		1067.4	7.0
8.0	182.86	0.01653	47.34	150.79	988.5	1139.30	2.6741.53	31.8057	150.77		1069.2	8.0
9.0	188.28	0.01656	42.40	156.22	985.2	1141.40	2.7591.52	63 1.7962	156.19		1070.8	9.0
10	193.21	0.0169	38.42	161.17	982.1	1143.3	0.2835	1.5041	1.7876	161.14	1072.2	10
14.696	212.00	0.01672	26.80	180.07	970.3	1150	0.40.31	201.44461	.7566186	.02	1077.5	14.696
15	213.03	0.01672	26.29	181.11	969.7	1150	0.80.31	351.44151	.7549181	.06	1077.8	16
20	227.96	0.01683	20.089	196.16								20
25	240.07	0.01692	16.303	208.42	962	1156	60.60	5535	2.3661	1.3139	98.10	1085.1	25
30	250.33	0.01701	13.746	218.82	945.3	1164	10.36	801.33131	.6993218	.73	1087.8	30
35	259.28	0.01708	11.898	227.91	939.2	1167.10	.38071	.30631	.6870	27.801	090.1	35
40	267.25	0.01715	10.498	236.03	933.7	1169	.70.39	191.28441	.6763235	.90	1092.0	40
46	274.44	0.0172	9.401	243.36	928.6	1172	.00.40	19 1.2650	1.6669	243.22		1093.7 45
50	281.01	0.01727	8.515	250.09	924.0	1174.1	0.4101	1.24741	.6585	249.93	1095.3	50
55	287.07	0.01732	7.787	256.30	919.6	1175.9	0.4193	1.2316	1.6509	256.12	1096.7	55
60	292.71	0.01738	7.175	262.09	915.5	1177.6	1'0.42	701.2168	1.6438	261.90	1097.9	60
65	297.97	0.01743	6.655	267.50	911.6	1179.10	.4342	1.2032	1.6374	267.29	1099.1	65
70	302.92	0.01748	6.206	272.61	907.9	1180	.60.44	091	1.1906	1.6315	272.38	1100.2 70
75	307.60	0.01753	5.816	277.43	904.5	1181	.90.44	72	1.1787	1.6259	277.19	1101.2 75
80	312.03	0.01757	5.472	282.02	901.1	1183	.10.45	311.16761	.6207	281.76	102.1	80
86	316.25	0.01761	5.168	286.39	897.8	1184.2	0.4587	1.1571	1.6158	286.11	1102.9	85
90	320.27	0.01766	4.896	290.51	894.7	1185.3	0.4641	1.1471	1.6112	290.27	1103.7	90
96	324.12	0.01770	4.652	294.5	891.7	1186.20	.4692	1.1376	1.6068	294.25	1104.5	95
100	327.81	0.01774	4.432	298.41	888.8	1187.2	0.4740	1.1286	1.6026	298.08	1105.2	100
110	334.77	0.01782	4.049	305.61	883.2	1188.9	0.4832	1.1117	1.5948	305.30	1106.5	110
120	341.25	0.01789	3.728	312.4	877.9	1190.4	0.4916	1.0962	1.5878	312.05	1107.6	120
130	347.32	0.01796	3.455	318.81	879.9	1191.7	0.4995	1.0817	1.5812	318.38	1108.6	130
140	353.02	0.01802	3.220	324.8	868.2	1193	.00.50	691.0682	1.5751	324.35	1109.6	140
160	358.42	0.01809	3.015	330.51	863.6	1194.1	0.5138	1.0556	1.5694	330.01	1110.5	160
160	363.53	0.01815	2.334	335.93	859.2	1195.1	0.5204	1.0436	1.5640	335.39	1111.2	160
170	368.41	0.01822	2.675	341.09	854.9	1196.0	0.5266	1.0324	1.5590	340.52	1111.9	170
160	373.06	0.01827	2.532	346.03	850.8	1196.9	0.5325	1.0217	1.5542	345.42	1112.5	180
190	377.51	0.01833	2.404	350.79	846.8	1197.6	0.5381	1.0116	1.5497	350.15	1113.1	190
200	381.79	0.01839	2.288	355.31	843.0	1198.4	0.5435	1.0018	1.5453	354.68	1113.7	200
250	400.95	0.01865	1.8438	376.00	825.1	1201.1	0.5675	0.9588	1.5263	375.14	1115.8	250
300	417.33	0.0189	1.5433	393.84	809.0	1202.8	0.5879	0.9225	1.5104	392.79	1117.1	300
350	431.72	0.0191	1.3260	409.69	794.2	1203.90	.60560	.89101	.4966	408.45	1118.0	350
400	444.59	0.0193	1.1613	424.0	780.5	1204.50	.62140	.86301	.4844	422.6	1118.5	400
450	456.28	0.0195	1.0320	437.2	767.4	1204.6	0.6356	0.8378	1.4734	435.5	1118.7	450
500	467.01	0.0197	0.9278	449.4	755.0	1204.40	.64870	.81471	.4634	447.6	1118.6	500
550	476.94	0.0199	0.8424	460.8	743.1	1203.90	.66080	.79341	.4542	458.8	1118.2	550
600	486.21	0.0201	0.7698	471.6	731.6	1203.2	0.6720	0.7734	1.4454	469.4	1117.7	600
650	494.90	0.0203	0.7083	481.8	720.5	1202.30	.68260	.75481	.4374	479.4	1117.1	650
700	503.10	0.0205	0.6554	491.5	709.7	1201.20	.69250	.73711	.4296	488.8	1116.3	700
750	510.86	0.0207	0.6092	500.8	699.2	1200.00	.70190	.72041	.4223	498.0	1115.4	750
800	518.23	0.0209	0.5687	509.7	688.9	1198.6	0.7108	0.7045	1.4153	506.6	1114.4	800
850	525.26	0.0210	0.5327	518.3	678.8	1197.1	0.7194	0.6891	1.4085	515.0	1113.3	850
900	531.98	0.0212	0.5006	526.6	668.8	1195.4	0.7275	0.6744	1.4020	523.1	1112.1	900
950	538.43	0.0214	0.4717	534.6	659.1	1193.7	0.7355	0.6602	1.3957	530.9	1110.8	960
1000	544.61	0.0216	0.4456	542.4	649.4	1191.8	0.7430	0.6467	1.3897	538.4	1109.4	1000
1100	556.31	0.0220	0.4001	557.4	630.4	1187.8	0.7575	0.6205	1.3780	552.9	1106.4	1100
1200	567.22	0.0223	0.3619	571.7	611.7	1183.4	0.7711	0.5956	1.3667	566.7	1103.0	1200
1300	577.46	0.0227	0.3293	585.4	593.2	1178.6	0.7840	0.5719	1.3559	580.0	1099.4	1300
			0.3012	598.7	574.7	1173.4	0.7963	0.5491	1.3454	592.7	1095.4	1400
1400	587.10	0.0231	0.2765	611.6	556.3	1167.9	0.8082	0.5269	1.3351	605.1	1091.2	1500
2000	635.82	0.0257	0.1878	671.7	463.4	1135.1	0.8619	0.4230	1.2849	662.2	1065.6	2000
2500	668.13	0.0287	0.1307	730.6	360.5	1091.1	0.9126	0.3222	1.2322	717.3	1030.6	2600
3000	695.36	0.0346	0.0858	802.5	217.8	1020.3	0.9731	0.1884	1.1615	783.44	972.7	3000
3206.2	705.40	0.0503	0.0503	902.7	0	902.7	1.0580	0	1.0580	872.9	372."	3206.2

* Condensada de "Thermodynamic Properties of Steam", por Joseph H. Keenan y Frederick G. Keyes. John Wiley & Sons, Inc., New York, 1937

TABLA 7. PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL VAPOR DE AGUA (*Continúa*)

VAPOR SATURADO SECO: TABLA DE TEMPERATURA*

Temperatura, °F t	Presión absoluta, psi p	Volumen específico: Líquido saturado v_f	Volumen específico: Evaporación v_{fg}	Volumen específico: Vapor saturado v_g	Entalpía: Líquido saturado h_f	Entalpía: Vapor h_{fg}	Entalpía: Evaporación h_g	Entropía: Líquido saturado s_f	Entropía: Evaporación s_{fg}	Entropía: Vapor saturado s_g	Temperatura, °F t
32	0.08854	0.01602	3306	3306	0.00	1075.8	1075.8	0.0000	2.1877	2.1877	32
35	0.09995	0.01602	2947	2947	3.02	1074.1	1077.1	0.0061	2.1709	2.1770	35
40	0.12170	0.01602	2444	2444	8.05	1071.3	1079.3	0.0162	2.1435	2.1597	40
45	0.14752	0.01602	2036.4	2036.4	13.06	1068.4	1081.5	0.0262	2.1167	2.1429	45
50	0.178110	01603	1703.2	1703.2	18.07	1065.6	1083.7	0.0361	2.0903	2.1264	50
60	0.2563	0.01604	1206.6	1206.7	28.06	1059.9	1088.0	0.05552	2.03932	2.0948	60
70	0.3631	0.01606	867.8	867.9	38.04	1054.3	1092.3	0.0745	1.9902	2.0647	70
80	0.5069	0.01608	633.1	633.1	48.02	1048.6	1096.6	0.0932	1.9432	2.0360	80
90	0.6982	0.01610	468.0	468.0	57.99	1042.9	1100.90	0.11151	.89772	2.0087	90
100	0.9492	0.01613	350.3	350.4	67.97	1037.2	1105.2	0.1295	1.8531	1.9826	100
110	1.2748	0.01617	265.3	265.4	77.94	1031.6	1109.5	0.1471	1.8106	1.9577	110
120	1.6924	0.01620	203.25	203.27	87.92	1025.8	1113.7	0.1645	1.7694	1.9339	120
130	2.2225	0.01625	157.32	157.34	97.90	1020.0	1117.9	0.1816	1.7296	1.9112	130
140	2.8886	0.01629	122.99	123.01	107.89	1014.1	1122.0	0.1984	1.6910	1.8894	140
150	3.718	0.01634	98.06	97.07	117.89	1008.2	1126.1	0.2149	1.6537	1.8685	150
160	4.741	0.01639	77.27	77.29	127.89	1002.3	1130.2	0.2311	1.6174	1.8485	160
170	5.992	0.01645	62.04	62.06	137.90	996.3	1134.2	0.2472	1.5822	1.8293	170
180	7.510	0.01651	50.21	50.23	147.92	990.2	1138.1	0.2630	1.5480	1.8109	180
190	9.339	0.01657	40.94	40.96	157.95	984.1	1142.0	0.2785	1.5147	1.7932	190
200	11.526	0.01663	33.62	33.64	167.99	977.9	1145.9	0.2938	1.4824	1.7762	200
210	14.123	0.01670	27.80	27.82	178.05	971.6	1149.7	0.30901	.45081	1.7598	210
212	14.696	0.01672	26.78	26.80	180.07	970.3	1150.4	0.3120	1.4446	1.7566	212
220	17.186	0.01677	23.13	23.15	188.13	965.2	1153.4	0.32391	.42011	1.7440	220
230	20.780	0.01684	19.365	19.382	198.23	958.8	1157.0	0.33871	.39011	1.7288	SS0
240	24.969	0.01692	16.306	16.323	208.34	952.2	1160.5	0.35311	.3609	1.7140	240
250	29.825	0.01700	13.804	13.821	216.48	945.5	1164.0	0.36751	.3323	1.6998	250
260	35.429	0.01700	11.746	11.763	228.64	938.7	1167.3	0.38171	.30431	1.6860	260
270	41.858	0.01717	10.044	10.061	238.84	931.8	1170.6	0.3958	1.2769	1.6727	270
280	49.203	0.01726	8.628	8.645	249.06	924.7	1173.8	0.4096	1.2501	1.6597	280
290	57.556	0.01735	7.444	7,461	259.31	917.5	1176.8	0.42341	.22381	1.6472	290
300	67.013	0.01745	6.449	6.466	269.59	910.1	1179.7	0.43691	.19801	1.6 350	300
310	77.68	0.01755	5.609	5.626	279.9	902.6	1182.5	0.45041	.17271	1.6 231	310
320	89.66	0.01765	4.896	4,914	290.28	894.9	1185.2	0.46371	.14781	1.6115	320
330	103.06	0.01776	4.289	4,307	300.61	887.0	1187.7	0.47691	.12331	1.6002	SS0
340	118.01	0.01787	3.770	3,788	311.1	879.0	1190.1	0.49001	.0992	1.5891	340
350	134.63	0.01799	3.3201	3,342	321.61	870.7	1192.3	0.50291	.07541	1.5783	350
360	153.04	0.01811	2.939	2.957	332.11	862.2	1194.4	0.51581	.05191	1.5677	360
370	173.37	0.01823	2.606	2,625	342.79	853.5	1196.3	0.5286	1.0287	1.5573	370
380	195.77	0.01836	2.317	2.335	353.4	844.6	1198.1	0.5413	1.0059	1.5471	380
390	220.37	0.01850	2.0651	2.0836	364.17	835.4	1199.6	0.55390	.98321	1.5371	390
400	247.31	0.0186'	1.8447	1.8633	374.9	826.0	1201.0	0.56640	.96081	1.5272	400
410	276.75	0.01878	1.6512	1.6700	385.8	816.3	1202.1	0.5788	0.9386	1.5174	410
420	308.83	0.01894	1.4811	1.5000	396.7	806.3	1203.1	0.59120	.91661	1.5078	420
430	343.72	0.01910	1.3308	1.3499	407.7	796.0	1203.8	0.6035	0.8947	1.4982	430
440	381.59	0.01926	1.1979	1.2171	418.90	785.4	1204.3	0.61580	.87301	1.4887	440
450	422.6	0.0194	1.0799	1.0993	430.1	774.5	1204.6	0.6280	0.8513	1.4793	460
460	466.9	0.0196	0.9748	0.9944	441.4	763.2	1204.6	0.64020	.82981	1.4700	460
470		0.0198	0.88 11	0.9009	452.8	751.5	1204.3	0.65230	.80831	1.4606	470
480	514.7	0.0200	0.7972	0.8172	464.4	739.4	1203.7	0.6645	0.7868	1.4513	480
490	621.4	0 0202	0.72:21	0.7423	476.0	726.8	1202.8	0.67660	.7653	1.4419	490
500		0.0204	0.6545	0.6749	487.8	713.9	1201.7	0.6887	0.7438	1.4325	500
520	689.4	0.0209	0.5385	0.5594	511.9	686.4	1198.2	0.71390	.70061	1.4136	520
540	962.5	0.0215	0.4434	0.4649	536.6	656.6	1193.2	0.73740	.65681	1.3942	540
560	133.1	0.0221	0.36 47	0.3868	562.2	624.2	1186.4	0.76210	.61211	1.3742	660
580	325.8	0.0228	0.29 89	0.3217	588.9	588.4	1177.3	0.7872	0.5659	1.3532	580
600	542.9	0.0236	0.24 32	0.2668	617.0	548.5	1165.5	0.8131	0.5176	1.3307	600
620	786.6	0.0247	0.19 55	0.2201	646.7	503.6	1150.3	0.8398	0.4664	1.3062	620
640	1365.4	0.0260	0.1538	0.1798	678.6	452.0	1130.5	0.8679	0.4110	1.2789	640
660		0.0278	0.1165	0.1442	714.2	390.2	1104.4	0.8987	0.3485	1.2472	660
680	2708.1	0.0305	0.0810	0.1115	757.3	309.9	1067	0.935	0.2719	1.2071	680
700	3093.7	0.0369	0.0392	0.0761	823.3	172.1	995.4	0.9905	0.148	1.13899	700
706.	3206.2	0.0503	0	0.0503	902.7	0	902.7	1.0580	0	1.0580	705.4

* Condensada de "Thermodynamic Properties of Steam", por Joseph H. Keenan y Frederick G. Keyes, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1937.

TABLA 7. PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL VAPOR DE AGUA (*Continúa*)

PROPIEDADES DEL VAPOR SOBRECALENTADO*

Presión lb/plg² (temperatura de saturación)		absoluta,	Temperatura. °F												
			200	300	400	500	600	700	800	909	1000	1100	1200	1400	1600
1 (101.74)	v		392.6	452.3	512.0	571.6	631.2	890.8	750.4	809.9	869.5	929.1	988.7	107.8	1227.0
	h		1150.4	1195.8	1241.7	288.3	1335.7	1333.8	1432.8	1482.7	1533.5	1585.2	1637.7	1745.7	1857.5
	s		2.0512	2.1153	2.1720	2.2233	2.2702	2.3137	2.3542	2.3923	2.4283	2.4625	2.4952	2.5566	2.6137
5 (162.24)	v		73.16	90.25	102.26	114.22	126.16	138.10	150.03	161.95	173.87	185.79	197.71	221.6	245.4
	h		1148.8	1195.0	1241.2	1288.0	1335.4	1383.6	1432.7	1482.6	1533.4	1585.1	1637.7	1745.7	1857.4
	s		1.8718	1.9370	1.9942	2.0456	2.0927	2.1361	2.1767	2.2148	2.2509	2.2851	2.3178	2.3792	2.4363
10 (193.21)	v		38.85	45.00	51.04	57.05	63.03	69.01	74.98	80.95	86.92	92.88	98.84	110.77	122.69
	h		1146.6	1193.9	1240.6	1287.5	1335.1	1383.4	1432.5	1482.4	1533.2	1585.0	1637.6	1745.6	1857.3
	s		1.7927	1.8595	1.9172	1.9689	2.0160	2.0596	2.1002	2.1383	2.1744	2.2086	2.2413	2.3028	2.3598
14.696 (212.00)	v			30.53	34.68	38.78	42.86	46.94	51.00	55.07	59.13	63.19	67.26	75.37	83.48
	h			1192.8	1239.9	1287.1	1334.8	1383.2	1432.3	1482.3	1533.1	1584.8	1637.5	1745.5	1357.3
	s			1.8160	1.8743	1.9261	1.9734	2.0170	2.0576	2.0958	2.1319	2.1662	2.1989	2.2603	2.3174
20 (227.96)	v			22.36	25.43	28.46	31.47	34.47	37.46	40.45	43.44	46.42	49.41	55.37	61.34
	h			1191.6	1239.2	1286.6	1334.4	1382.9	1432.1	1482.1	1533.0	1584.7	1637.4	1745.4	1857.2
	s			1.7808	1.8396	1.8918	1.9392	1.9829	2.0235	2.0618	2.0978	2.1321	2.1648	2.2263	2.2834
(267'025)	v			11.040	12.628	14.168	15.688	17.198	18.702	20.20	21.70	23.20	24.69	27.68	30.66
	h			1186.8	1236.5	1284.6	1333.1	1381.9	1431.3	1481.4	1532.4	1584.3	1637.0	1745.1	1857.0
	s			1.6994	1.7608	1.8140	1.8619	1.9058	1.9467	1.9850	2.0212	2.0555	2.0883	2.1498	2.2069
60 (292.71)	v			7.259	9.357	9.403	10.427	11.441	12.449	13.452	14.454	15.452	16.451	18.446	20.44
	h			1181.6	1233.6	1283.0	1331.8	1380.9	1430.5	1480.8	1531.9	1583.8	1636.6	1744.8	1856.7
	s			1.6492	1.7135	1.7678	1.8162	1.8605	1.9015	1.9400	1.9762	2.0106	2.0434	2.1049	2.1621
80 (312.03)	v				6.220	7.020	7.797	8.562	9.322	10.077	10.830	11.582	12.332	13.830	15.325
	h				1230.7	1281.1	1330.5	1379.9	1429.7	1480.1	1531.3	1583.4	1636.2	1744.5	1856.5
	s				1.6791	1.7346	1.7836	1.8281	1.8694	1.9079	1.9442	1.9787	2.0115	2.0731	2.1303
100 (327.81)	v				4.937	5.589	6.218	6.835	7.446	8.052	8.656	9.259	9.860	11.060	12.258
	h				1227.6	1279.1	1329.1	1378.9	1428.9	1479.5	1530.8	1582.9	1635.7	1744.2	1856.2
	s				1.6518	1.7085	1.7581	1.8029	1.8443	1.8829	1.9193	1.9538	1.9867	2.0484	2.1056
120 (341.25)	v				4.081	4.636	5.165	5.663	6.195	6.702	7.207	7.710	8.212	9.214	10.213
	h				1224.4	1277.2	1327.7	1377.8	1428.1	1478.8	1530.2	1582.4	1635.3	1744.0	1856.0
	s				1.6287	1.6869	1.7370	1.7822	1.8237	1.8625	1.8990	1.9335	1.9664	2.0281	2.0854
140 (353.02)	v				3.468	3.954	4.413	4.861	5.301	5.738	6.172	6.604	7.035	7.895	8.752
	h				1221.1	1275.2	1326.4	1376.8	1427.3	1478.2	1529.7	1581.9	1634.9	1743.5	1855.7
	s				1.6087	1.6683	1.7190	1.7645	1.8063	1.8451	1.8817	1.9163	1.9493	2.0110	2.0663
160 (363.53)	v				3.008	3.443	3.849	4.244	4.631	5.015	5.396	5.775	6.152	6.906	7.656
	h				1217.6	1273.1	1325.0	1375.6	1426.4	1477.5	1529.1	1581.4	1634.5	1743.3	1855.5
	s				1.5908	1.6519	1.7033	1.7491	1.7911	1.8301	1.8667	1.9014	1.9344	1.9962	2.0535
180 (373.06)	v				2.649	3.044	3.411	3.764	4.110	4.452	4.792	5.129	5.466	6.136	6.804
	h				1214.0	1271.0	1323.5	1374.7	1425.6	1476.8	1528.6	1581.0	1634.1	1742.9	1855.2
	s				1.5745	1.6373	1.6894	1.7355	1.7776	1.8167	1.8534	1.8882	1.9212	1.9831	2.0404
200 (381.79)	v				2.361	2.726	3.060	3.380	3.693	4.002	4.309	4.613	4.917	5.521	6.123
	h				1210.3	1268.9	1322.1	1373.6	1424.8	1476.2	1528.0	1580.5	1633.7	1742.6	1855.0
	s				1.5594	1.6240	1.6767	1.7232	1.7655	1.8048	1.8415	1.8763	1.9094	1.9713	2.0287
220 (389.86)	v				2.125	2.465	2.772	3.066	3.352	3.634	3.913	4.191	4.467	5.017	5.565
	h				1206.5	1266 7	1320.7	1372.0	1424.0	1475.5	1527.5	1580.0	1633.3	1742.3	1354.7
	s				1.5453	1.6117	1.6652	1.7120	1.7545	1.7939	1.8308	1.8656	1.8987	1.9607	2.0181
240 (397.37)	v				19276	2.247	2.533	2.804	3.068	3.327	3.584	3.839	4.093	4.597	5.100
	h				1202.5	1264 5	1319.2	1371.5	1423.2	1474.8	1526.9	1579.6	1632.9	1742.0	1354.5
	s				1.5219	1.6063	1.6546	1.7017	1.7444	1.7339	1.8209	1.3558	1.8889	1.9510	2.0084
260 (404.42)	v				....	2.063	2.330	2.582	2.827	3.067	3.305	3.541	3.776	4.242	4.707
	h					1262.3	1317.7	1370.4	1422.3	1474.2	1526.3	1579.1	1632.5	1741.7	1354.2
	s					1.5897	1.6447	1.6922	1.7352	1.7748	1.8118	1.8467	1.8799	1.9420	1.9995
280 (411.05)	v					1.9047	2.156	2.392	2.621	2.845	3.066	3.286	3.504	3.938	4.370
	h					1260.0	1316.2	1369.4	1421.5	1473.5	1525.8	1578	1632.1	1741.4	1854.0
	s					1.5796	1.6354	1.6334	1.7265	1.7662	1.8033	1.8383	1.8716	1.9337	1.9912
300 (417.33)	v					1.7675	2.005	2.227	2.442	2.652	2.859	3.065	3.269	3.674	4.078
	h					1257.6	314.7	368.3	1420.6	1472.8	1525.2	1578.1	1631.7	1741.0	1853.7
	s					1.5701	1.6268	1.6751	1.7184	1.7582	1.7954	1.8305	1.8638	1.9260	1.9835
350 (431.72)	v					1.4923	1.7036	1.8980	2.084	2.266	2.445	2.622	2.793	3.147	3.493
	h					1251 5	1310.9	1365.5	1418.5	1471.1	1523.8	1577.0	1630.7	1740 3	1853.1
	s					1.5481	1.6070	1.6563	1.7002	1.7403	1.7777	1.8130	1.8463	1.9086	1.9663
400 (444.59)	v					1 2851	1 4770	[6508	1.8161	1.9767	2.134	2.290	2 445	2 751	3.055
	h					1245 1	1306 9	1362 7	1416.4	1469.4	1522.4	1575.8	1629.6	1739.5	1852.5
	s					1 5281	1 5894	1.6393	1.6842	1.7247	1.7623	1.7977	1.8311	1.8936	1.9513

* Condensada de "Thermodynamic Properties of Steam", por Joseph H. Keenan y Frederick G. Keyes, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1937

TABLA 7. PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL VAPOR DE AGUA
PROPIEDADES DEL VAPOR SOBRECALENTADO*
(*Continúa*)

Presión absoluta, lb/plg² (temperatura de saturación)		Temperatura, °F												
		500	550	600	620	040	660	030	700	300	900	1999	1200	1400	1600
	v	1.1231	1.2155	1.3005	1.3332	1.3652	1.3967	1.4278	1.4584	1.6074	1.7516	1.8928	2.170	2.443	2.714
450	h	1238	41272.0	1302.8	1314.61	26.2133	7.51348	81359.9	1414.31	467.715	21.0162	8.61788	71851.9		
(456.28)	s	1.5095	1.5437	1.5735	1.5845	1.5951	1.6054	1.6153	1.6250	1.6699	1.7108	1.7486	1.8177	1.8803	1.9381
	v	0.9927	1.0800	1.1591	1.1893	1.2188	1.2478	1.2763	1.3044	1.4405	1.5715	1.6996	1.9504	2.197	2.442
500	h	1231.3	1266.8	1298.6	1310.7	322.6	1334.2	1345.7	1357.0	1412.1	1466.0	1519.6	1627.6	1737.9	1851.3
(467.01)	s			1.4919	1.5280	1.5588	1.57011	58101.59	151.6016	51.6115	1.65711	69821.7	3e31.80	561.868	31.9262
	v	0.8852	0.9686	1.0431	1.0714	1.0989	1.1259	1.1523	1.1783	1.3038	1.4241	1.5414	1.7706	1.9957	2.219
550	h	1223.7	1261.2	1294.3	1306.8	1318.9	1330.8	1342.5	1354.0	1409.9	1464.3	1518.2	1626.6	1737.1	1850.6
(476.94)	s	1.4751	1.5131	1.5451	1.5568	1.5680	1.5787	1.5890	1.5991	1.6452	1.6868	1.7250	1.7946	1.8575	1.9155
	v	0.7947	0.8753	0.9463	0.9729	0.9988	1.0241	1.0489	1.0732	1.1899	1.3013	1.4096	1.6208	1.8279	2.033
600	h	1215.7	1255.5	1289.9	1302.7	1315.2	1327.4	1339.3	1351.1	1407.7	1462.5	1516.7	1625.5	1736.3	1850.0
(486.21)	s	1.4586	1.4990	1.5323	1.5443	1.5558	1.5667	1.5773	1.5875	1.6343	1.6762	1.7147	1.7846	1.8476	1.9056
	v			0.7277	0.7934	0.8177	0.8411	0.8639	0.8860	0.9077	1.0108	1.1082	1.2024	1.3853	1.5641	1.7405
700	h			1243.2	1280.6	1294.3	1307.5	1320.3	1332.8	1345.0	1403.2	1459.0	1515.9	1623.5	1734.8	1848.8
(503.10)	s			1.4722	1.5084	1.5221	1.53338	1.54491	1.55651	1.5665	1.6147	1.6573	1.6963	1.7666	1.8299	1.8881	
	v			0.6154	0.6779	0.7006	0.7223	0.7433	0.7635	0.7833	0.8763	0.9633	1.0470	1.2088	1.3662	1.5214	
800	h			1229.8	1270.7	1285.4	1299.4	1312.9	1325.9	1338.6	1398.6	1455.4	1511.0	1621.4	1733.2	1847.5	
(518.23)	s			1.4467	1.4863	1.5000	1.5129	1.5250	1.5366	1.5476	1.5972	1.6407	1.6801	1.7510	1.8146	1.8729	
	v			0.5264	0.5873	0.6089	0.6294	0.6491	0.6680	0.6863	0.7716	0.8506	0.9262	1.0714	1.2124	1.3509	
900	h						1215.0	1260.1	1275.9	1290.9	1305.5	1319.8	1332.1	1393.9	1451.8	1508.1	1619.3	1731.6	1846.3
(531.98)	s			1.4216	1.4653	1.4800	1.4938	1.5066	1.5187	1.5303	1.5814	1.6257	1.6656	1.7371	1.8009	1.8595	
	v			0.4533	0.5140	0.5350	0.5546	0.5733	0.5912	0.6084	0.6878	0.7604	0.8294	0.9615	1.0893	1.2146	
1000	h			1198.3	1248.8	1265.9	1281.9	1297.0	1311.4	1325.3	1389.2	1448.2	1505.1	1617.3	1730.0	1845.0	
(544.61)	s		<	1.3961	1.4450	1.4610	1.4757	1.4893	1.5021	1.5141	1.5670	1.6121	1.6525	1.7245	1.7886	1.8474	
	v				0.4532	0.4738	0.4929	0.5110	0.5281	0.5445	0.6191	0.6866	0.7503	0.8716	0.9885	1.1031	
1100	h						1236.7	1255.3	1272.4	1288.5	1303.7	1318.3	1384.3	1444.5	1502.2	1616.4	1843.8		
(556.31)	s			<	1.4251	1.4425	1.4583	1.4728	1.4862	1.4989	1.5535	1.5995	1.6405	1.7130	1.7775	1.8363	
	v			<		0.4016	0.4222	0.4410	0.4586	0.4752	0.4909	0.5617	0.6250	0.6843	0.7967	0.9048	1.0101		
1200	h					1223.5	1243.9	1262.4	1279.6	1295.7	1311.0	1379.3	1440.7	1499.2	1613.1	1726.9	1842.5		
(567.22)	s					1.4054	1.4249	1.4418	1.4568	1.4704	1.4832	1.5409	1.5879	1.6298	1.7052	1.7727	1.8329		
	v	0.3174	0.3390	0.3586	0.3753	0.3912	0.4062	0.4714	0.5281	0.5805	0.6789	0.7727	0.8640				
1400	h				1193.0	1218.4	1240.4	1260.3	1278.5	1295.5	1369.1	1433.1	1493.2	1608.9	1723.7	1840.0	
(587.10)	s				1.3639	1.3877	1.4079	1.4258	1.4419	1.4567	1.5177	1.5666	1.6093	1.6836	1.7489	1.8083	
	v					0.2733	0.2936	0.3112	0.3271	0.3417	0.4034	0.4553	0.5027	0.5906	0.6738	0.7545	
1600	h					1187.8	1215.2	1238.7	1259.6	1278.7	1358.4	1425.3	1487.0	1604.6	1720.5	1837.5	
(604.90)	s					1.3489	1.3741	1.3952	1.4137	1.4303	1.4964	1.5476	1.5914	1.6669	1.7328	1.7926	
	v						0.2407	0.2630	0.2826	0.2999	0.3160	0.3807	0.4336	0.5262	0.6060	0.6806	
1800	h						1185.1	1214.0	1238.5	1260.3	1347.2	1417.4	1480.8	1600.4	1717.3	1835.0	
(621.03)	s						1.3377	1.3638	1.3855	1.4044	1.4765	1.5301	1.5752	1.6520	1.7185	1.7786	
	v						0.1936	0.2161	0.2337	0.2489	0.3074	0.3532	0.3935	0.4668	0.5352	0.6011	
2000	h						1145.6	1184.9	1214.8	1240.0	1335.5	1409.2	1474.5	1596.1	1714.1	1832.5	
(635.82)	s						1.2945	1.3300	1.3564	1.3763	1.4576	1.5139	1.5603	1.6384	1.7055	1.7666	
	v									0.1484	0. 1686	0.2294	0.2710	0.3610	0.3678		0.4244	0.4784	
2500	h									1132.3	11 76,8	1303.6	1387.8	1458.4	1585.3	1706.1	1826.2		
(668.13)	s									1.2687	1. 3073	1.4127	1.4772	15273	1.6088	1.6775	1.7339		
	v										0.0984	0.1760	0.2	0.24760	3018	0.3505	0.3966		
3000	h										1060.7	1267.2	136.5	1441.8	1574.3	1698.0	1819.9		
(695.36)	s										1.1966	1.3696	1.443	9 1.4984	1.5839	1.6540	1.7163		
	v											0.1583	0.1981	0.2288	0.2806	0.3267	0.3703		
3206.2	h											1250.5	1355	1434.7	1569.8	1694.6	1817.2		
(705.40)	s											1.3508	1.4309	1.4874	1.5742	1.6482	1.7080		
	v										0.0306	0.1564	0.1703	0.2035	0.2540	0.2977	0.3381		
3500	h										780.5	1224.9	1340.7	1424.5	1563.3	1689.3	1813.6		
	s										0.9515	1.3241	1.4127	1.4723	1.5615	1.6336	1.6968		
	v										0.0287	0.1052	0.1462	0.1743	0.2192	0.2581	0.2943		
4090	h										763.8	1174.8	1314.4	1406.8	1552.4	1681.7	1807.2		
	s										0.9347	1.2757	1.3827	1.4482	1.5417	1.6154	1.6795		
	v										0.0276	0.0798	0.1226	0.1500	0.1917	0.2273	0.2602		
4500	h										753.5	1113.9	1286.5	1388.4	1540.8	1673.5	1800.9		
	s										0.9235	1.2204	1.3529	1.4253	1.5235	1.5990	1.6640		
	v										0.0268	0.0593	0.1036	0.1303	0.1696	0.2027	0.2329		
5000	h										746.4	1047.1	1256.5	1369.5	1525	0.1825	0.2106		
	s										0.9152	1.1622	1.3231	1.4034	1.5 .2	1657.0	1788.1		
	v										0.0262	0.0463	0.0880	0.1516	0 1808	1.5800	1.6369		
5500	h										741.3	985.0	1224.1	1349.3	1518.2	1657.0	1788.1		
	s										0.9090	1.1093	1.2930	1.3821	1.49				

* Condensada de "Thermodynamic Properties of Steam", por Joseph H. Keenan y Frederick G. Keyes, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1937

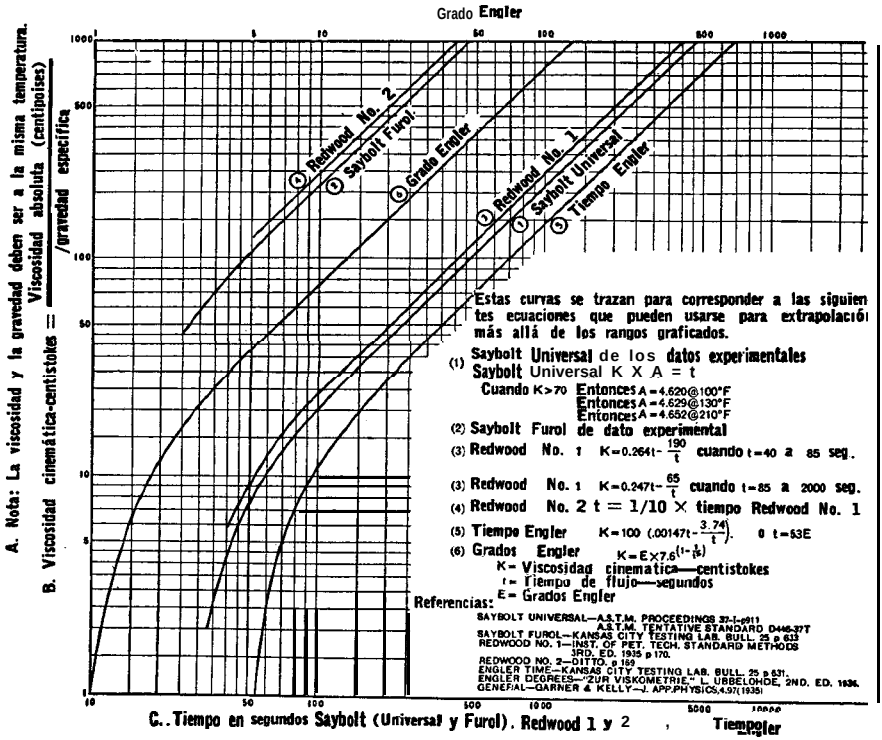


FIG. 13*a*. Gráfica de conversión para viscosidades

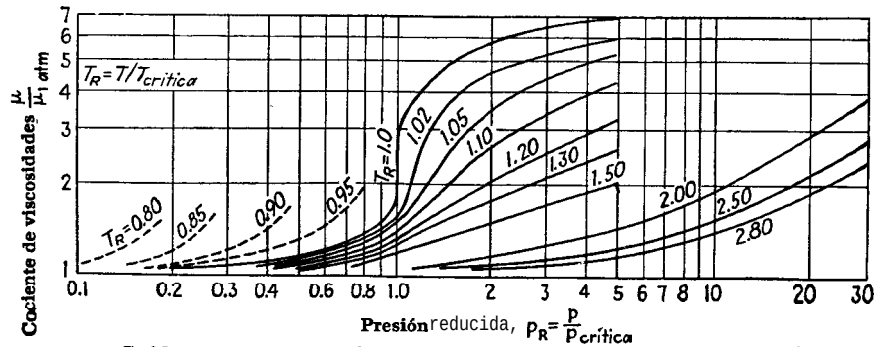


FIG. 13b. Gráfica de corrección para viscosidad para gases a diferentes presiones. [*Comings and Egly, Ind.* Eng. *Chem.*, 32, 775 (19401

VISCOSIDADES DE FRACCIONES DE PETROLEO
Para rangos de temperatura empleados en el texto las Coordenadas deberán usarse con la Fig. 14

	X	Y
76°API gasolina natural	14.4	6.4
56°API gasolina	14.0	10.5
42°API kerosén	11.6	16.0
35°API destilado	10.0	20.0
34°API crudo continental	10.3	21.3
28°API gas-oil	10.0	23.6

VISCOSIDADES DE ACEITES ANIMALES Y VEGETALES*

	Acido NO.	Grav. Esp 20/4°C	X	Y
Almendra	2.85	0.9188	6.9	28.2
coco	0.01	0.9226	6.9	26.9
Hígado de bacalao	. .	0.9138	7.7	27.7
Algodón	14.24	0.9187	7.0	28.0
Lardo	3.39	0.9138	7.0	28.2
Linaza	3.42	0.9297	6.8	27.5
Mostaza	.....	0.9237	7.0	28.5
Aceite de manitas	13.35	0.9158	6.5	28.0
Oliva	....	0.9158	6.6	28.3
Aceite de palma	9.0	0.9190	7.0	26.9
Perilla, crudo	1.36	0.9297	8.1	27.2
Nabo	0.34	0.9114	7.0	28.8
Sardina	0.57	0.9384	7.7	27.3
Soya	3.50	0.9228	8.3	27.5
Esperma	0.80	0.8829	7.7	26.3
Girasol	2.76	0.9207	7.5	27.6
Ballena, refinado	0.73	0.9227	7.5	27.5

* Basada en datos de 100 y 210°F de A. R. Rescorla y F. L. Carnahan, *Ind.* Eng. *Chem.*, 28, 12121213 (1936).

VISCOSIDADES DE ACIDOS GRASOS COMERCIALES*
250 a 400°F

	Grav. Esp. a 300°F	X	Y
Láurico	0.792	10.1	23.1
Oléico	0.799	10.0	25.2
Palmítico	0.786	9.2	25.9
Estéarico	0.789	10.5	25.5

* De datos de D. Q. Kern y W. Van Nostrand, Ind. Eng. *Chem.*, 41, 2 209 (1949).

VISCOSIDADES DE LIQUIDOS*

Para usarse como Coordenadas con la Fig. 14

Líquido	x	Y	Liquido	X	Y
Acetaldehído	15.2	4.8	Cloruro Estánico	13.5	12.8
Acetato de Amilo	11.8	12.5	Cresol, meta	2.5	20.8
Acetato de Butilo	12.3	11.0	Dibromoetano	12.7	15.8
Acetato de Etilo	13.7	9.1	Dicloroetano	13.2	12.2
Acetato de Metilo	14.2	8.2	Diclorometano	14.6	8.9
Acetato de Vinilo	14.0	8.8	Difenilo	12.0	18.3
Acetona 100%	14.5	7.2	Eter Etílico	14.5	5.3
Acetona 35 %	7.9	15.0	Etilbenceno	13.2	11.5
Agua	10.2	13.0	Etilenglicol	6:0	23.6
Acido Acético 100%	12.1	14.2	Fenol	6.9	20.8
Acido Acético 70%	9.5	17.0	Formiato de Etilo	14.2	8.4
Acido Butírico	12.1	15.3	Freon 11	14.4	9.0
Acido Clorosulfónico	11.2	18.1	Freon12	16.8	5.6
Acido Fórmico	10.7	15.8	Freon21	15.7	7.5
Acido Isobutírico	12.2	14.4	Freon 22	17.2	4.7
Acido Nítrico 95%	12.8	13.8	Freon113	12.5	11.4
Acido Nítrico 60%	10.8	17.0	Freon 114	14.6	8.3
Acido Propiónico	12.8	13.8	Glicerina 100%	2.0	30.0
Acido Sulfúrico 110 %	7.2	27.4	Glicerina 50%	6.9	19.6
Acido Sulfúrico 98%	7.0	24.8	Heptano	14.1	8.4
Acido Sulfúrico 60%	10.2	21.3	Hexano	14.7	7.0
Alcohol Alílico	10.2	14.3	Hidróxido de' Sodio 50%	3.2	25.8
Alcohol Amílico	7.5	18.4	Yoduro de Etilo	14.7	10.3
Alcohol Butílico	8.6	17.2	Yoduro de Propilo	14.1	11.6
Alcohol Etílico 100%	10.5	13.8	Isobutano	14.5'	3.7
Alcohol Etílico 95%	9.8	14.3	Mercurio	18.4	16.4
Alcohol Etílico 40%	6.5	16.6	Metanol 100%	12.4	10.5
Acido Clorhídrico 31.5%	13.0	16.6	Metanol 90%	12.3	11.8
Alcohol Isobutílico	7.1	18.0	Metanol 40%	7.8	15.5
Alcohol Isopropilico	8.2	16.0	Metiletilcetona	13.9	8.6
Alcohol Octílico	6.2	21.1	Naftaleno	7.9	18.1
Alcohol Propílico	9.1	16.5	Nitrobenceno	10.6	116.2
Amoniaco 100%	12.6	2.0	Nitrotolueno	11.0	17.0
Amoniaco 26 %	10.1	13.9	Octano	13.7	10.0
Anhidrido Acético	12.7	12.8	Oxalato de Dietilo	11.0	16.4
Anilina	8.1	18.7	Oxalato de Dimetilo	12.3	15.8
Anisol	12.3	13.5	Oxalato de Dipropilo	10.3	17.7
Benceno	12.5	10.9	Pentacloroetano	10.9	17.3
Bióxido de Azufre	15.2	7.1	Pentano	14.9	5.2
Bióxido de Carbono	11.6	0.3	Propano	15.3	1.c
Bisulfuro de Carbono	16.1	7.5	Salmuera $CaCl_2$ 25%	6.6	15.9
Bromo	14.2	13.2	Salmuera NaCl 25%	10.2	16.6
Bromotolueno	20.0	15.9	Sodio	16.4	13.9
Bromuro de Etilo	14.5	8.1	Tetracloroetano	11.9	15.7
Bromuro de Propilo	14.5	9.6	Tetracloroetileno	14.2	12.7
n-Butano	15.3	3.3	Tetracloruro de Carbono	12.7	13.1
Ciclohexanol	2.9	24.3	Tetracloruro de Titanio	14.4	12.3,
Clorobenceno	12.3	12.4	Tribromuro de Fósforo	13.8	16.7
Cloroforma	14.4	10.2	Tricloruro de Arsénico	13.9	14.5
Clorotolueno, orto	13.0	13.3	Tricloruro de Fósforo	16.2	16.9
Clorotolueno, meta	13.3	12.5	Tricloroetileno	14.8	10.5
Clorotolueno, para	13.3	12.5	Tolueno	13.7	10.4
Cloruro de Etilo	14.8	6.0	Turpentina	11.5	14.9
Cloruro de Metilo	15.0	3.8	Xileno, orto	13.5	12.1
Cloruro de Propilo	14.4	7.5	Xileno, meta	13.9	12.1
Cloruro de Sulfurilo	15.2	12.4	Xileno, para	13.9	10.9

* De Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook 3d. ed.. McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950.

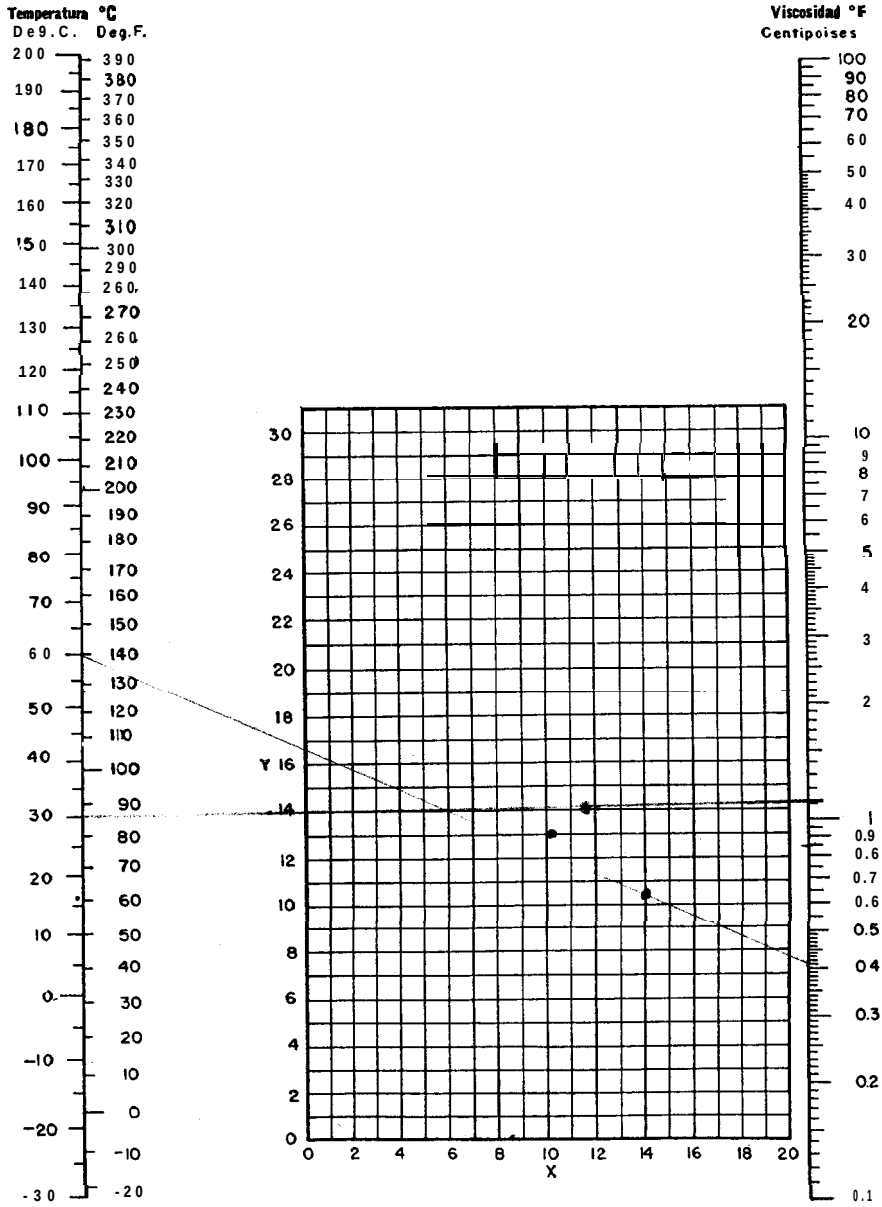


FIG. 14. Viscosidades de líquidos. (*Perry, "Chemical Engineers' Handbook", 3a. ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950*)

VISCOSIDADES DE GASES*
Para usarse como Coordenadas con la Fig. 15

Gas	X	Y
Acetato de Etilo	8.5	13.2
Acetona	8.9	13.0
Acetileno	9.8	14.9
Acido Acético	7.7	14.3
Agua	8.0	16.0
Aire	11.0	20.0
Alcohol Etílico	9.2	14.2
Alcohol Metílico	8.5	15.6
Alcohol Propílico	8.4	13.4
Amoniaco	8.4	16.0
Argón	10.5	22.4
Benceno	8.5	13.2
Bromo	8.9	19.2
Buteno	9.2	13.7
Butileno	8.9	13.0
Bióxido de Azufre	9.6	17.0
Bióxido de Carbono	9.5	18.7
Bisulfuro de Carbono	8.0	16.0
Bromuro de Hidrógeno	8.8	20.9
Cianógeno	9.2	15.2
Ciclobexano	9.2	12.0
Cianuro de Hidrogeno	9.8	14.9
Cloro	9.0	18.4
Cloroformo	8.9	15.7
Cloruro de Etilo	8.5	15.6
Cloruro de Hidrógeno	8.8	18.7
Cloruro de Nitrosilo	8.0	17.6
Etano	9.1	14.5
Eter Etílico	8.9	13.0
Etileno	9.5	15.1
Flúor	7.3	23.8
Freon Il	10.6	15.1
Freon 12	11.1	16.0
Freon 21	10.8	15.3
Freon 22	10.1	17.0
Freon 113	11.3	14.0
Helio	10.9	20.5
Hexano	8.6	11.8
Hidrógeno	11.2	12.4
$3H_2 + 1N_2$	11.2	17.2
Yodo	9.0	18.4
Yoduro de Hidrógeno	9.0	21.3
Mercurio	5.3	22.9
Metano	9.9	15.5
Monóxido de Carbono	11.0	20.0
Nitrógeno	10.6	20.0
Oxido Nítrico	10.9	20.5
Oxido Nitroso	8.8	19.0
Oxígeno	11.0	21.3
Pentano	7.0	12.8
Propano	9.7	12.9
Propileno	9.0	13.8
Sulfuro de Hidrógeno	8.6	18.0
Tolueno	8.6	12.4
2, 3, 3-Trimetilbutano	9.5	10.5
Xenón	9.3	23.0

* De Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbokk" 3d ed.. McGraw-Hill Book Company. Inc., New York 1950.

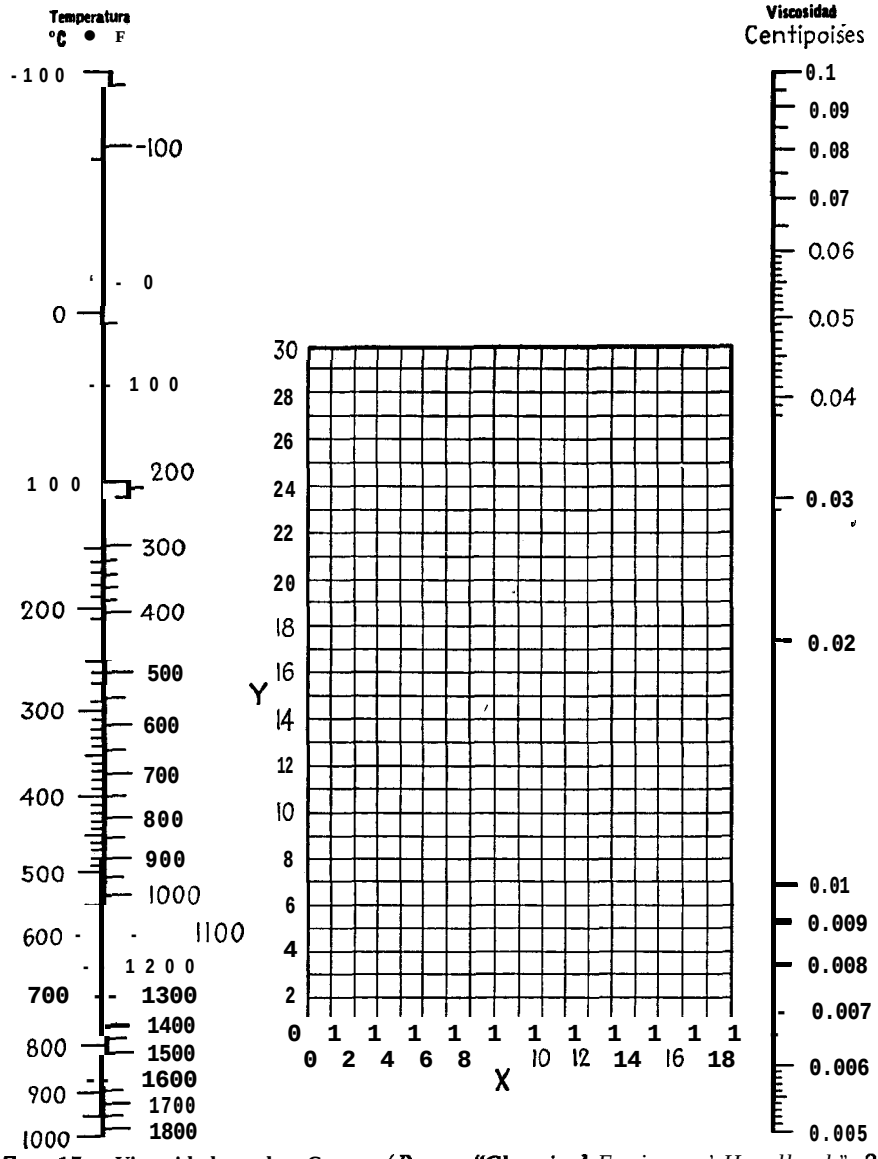


FIG. 15. Viscosidades de Gases. (*Perry, "Chemical Engineers' Handbook", 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York,* 1950)

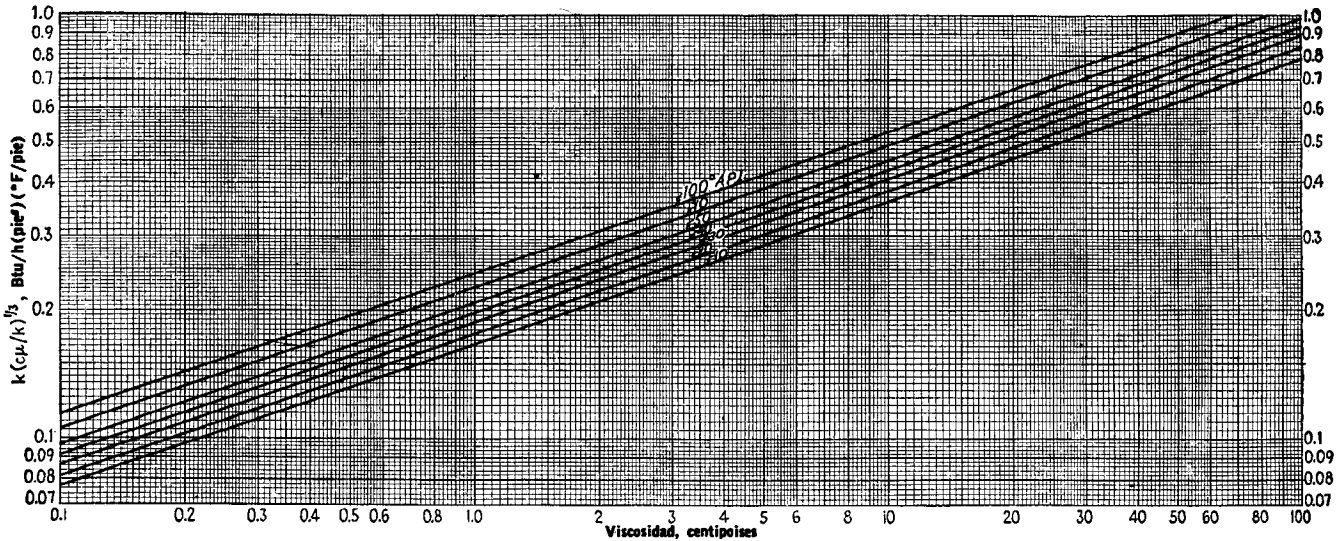


FIG. 16. Valores de $k(c/\mu)^{1/3}$ para hidrocarburos

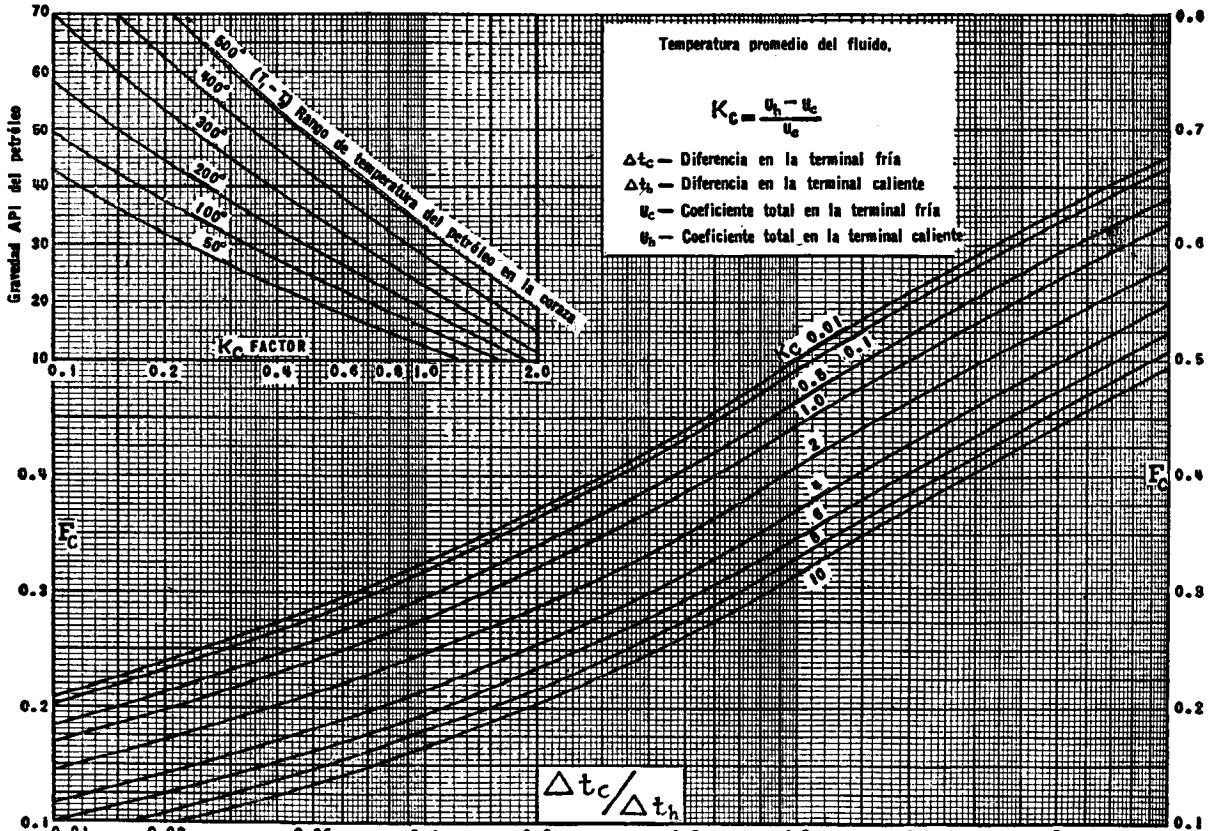


FIG. 17. Factor F de temperatura calórica. (*Standards of Tubular Exchanger Manufacturers* Association, 2a. ed., New York, 1949)

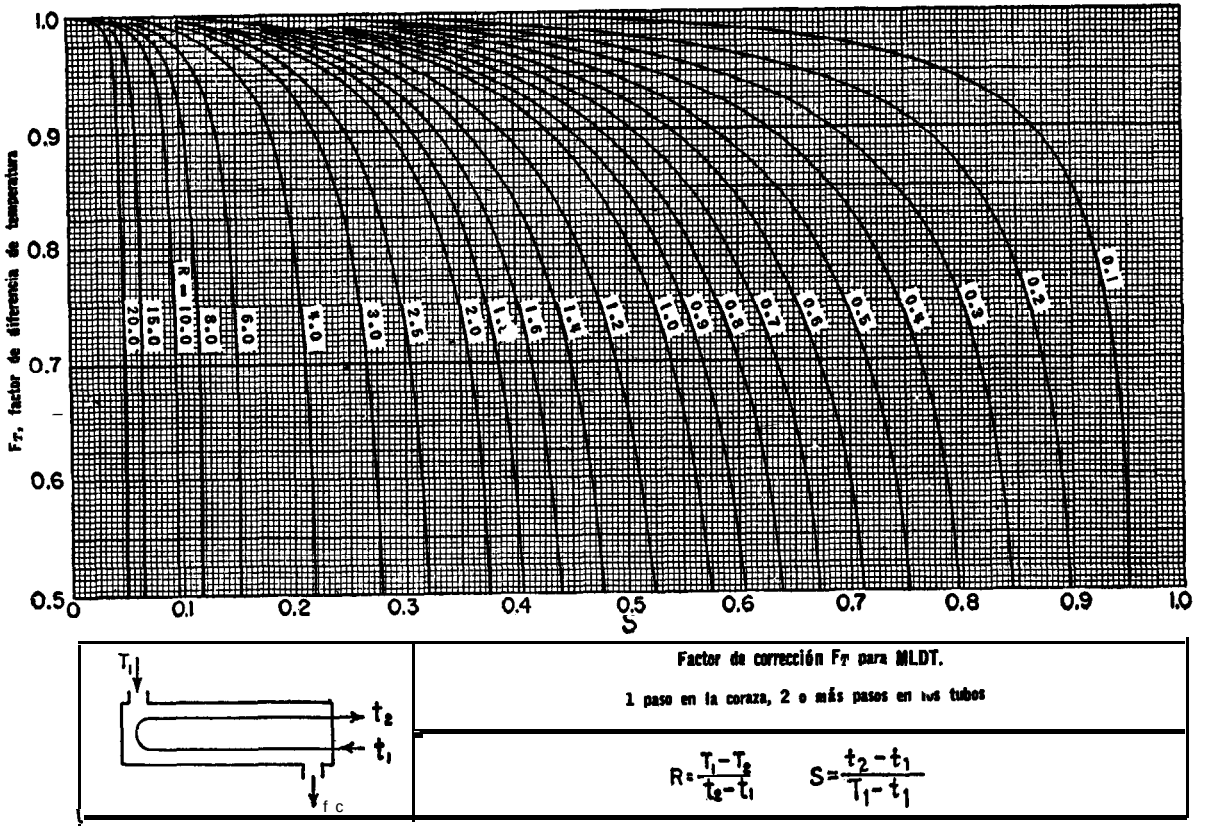


FIG. 18. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 1-2. (*Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2a. ed., New York,* 1949)

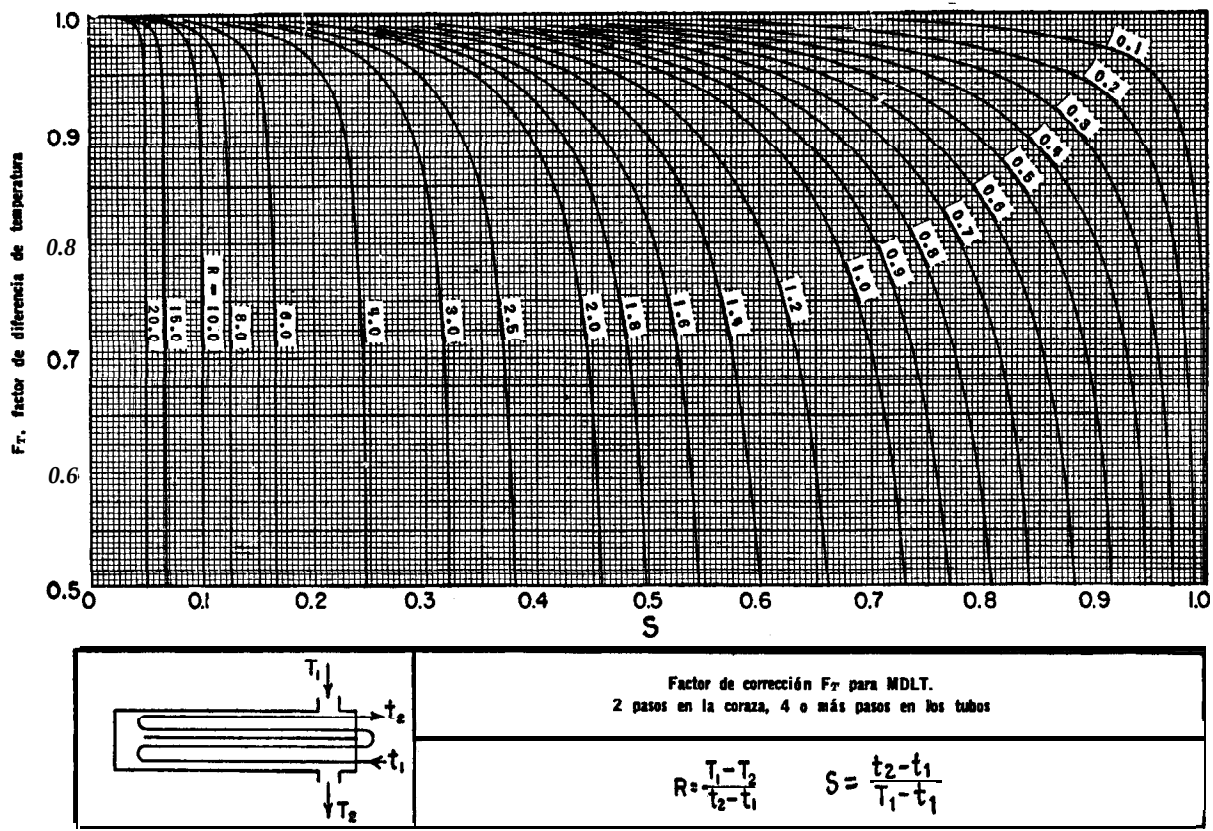


FIG. 19. **Factores de corrección MLDT para intercambiadores** *2-4.* (***Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association*** ***2a.*** *ed., New York,* **1949)**

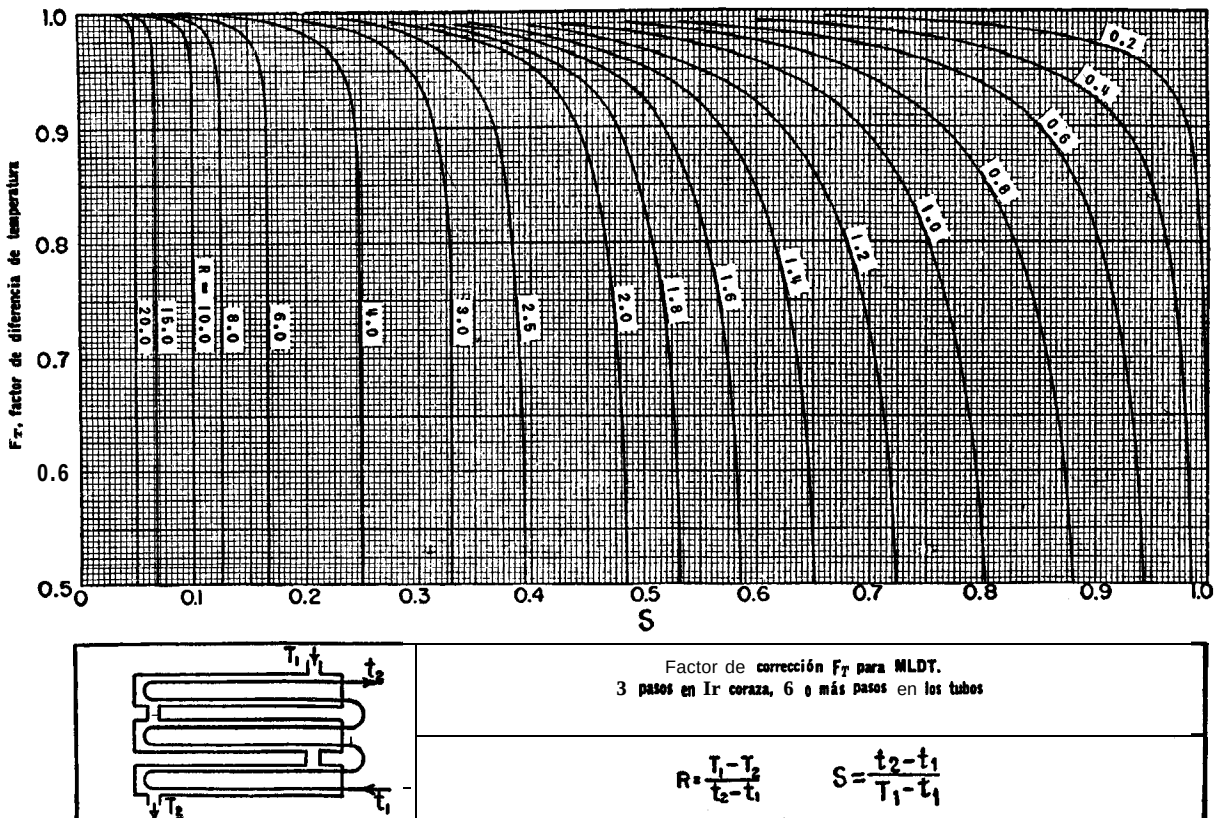


FIG. **20. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 3-6.** ***(Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2.a. ed., New York 1949)***

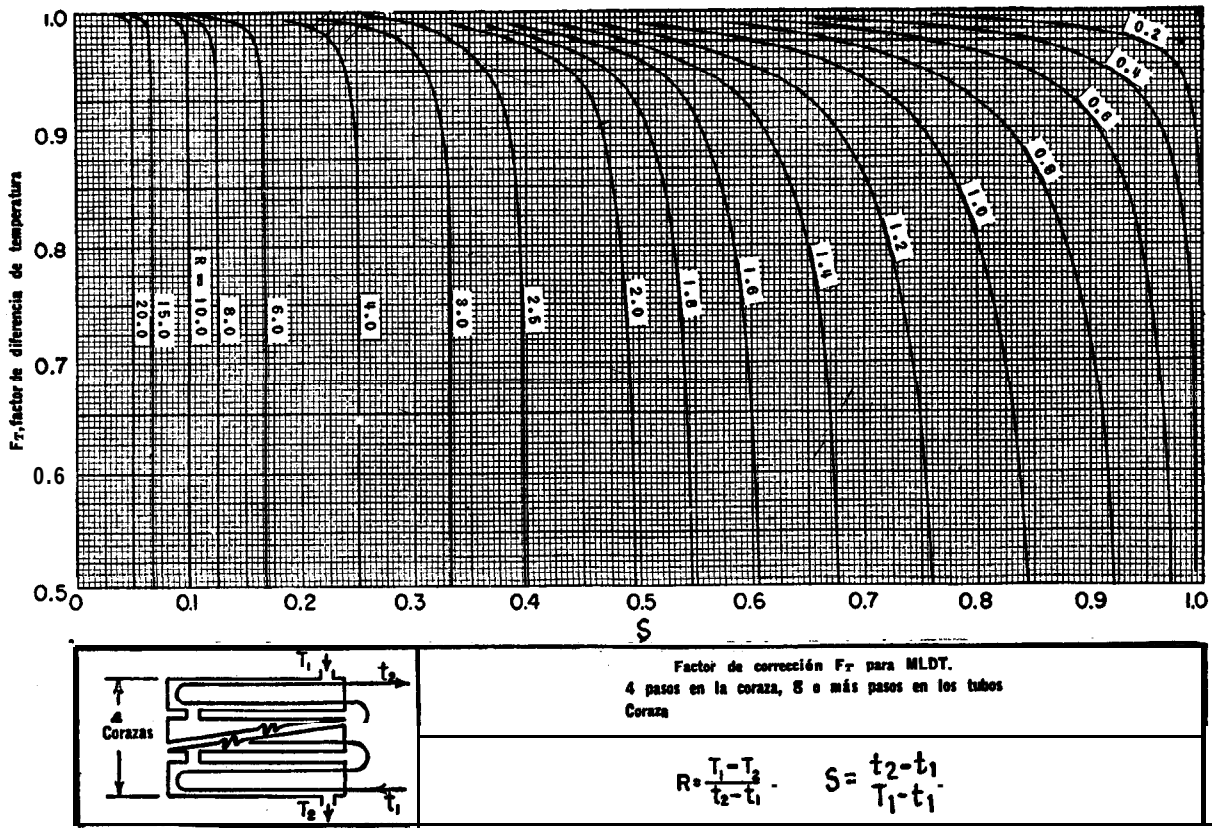


FIG. 21. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 48. (*Stanaards* of *Tubular hxchanger Manufacturers Association, 2a. ed.,* New *York,* 1949)

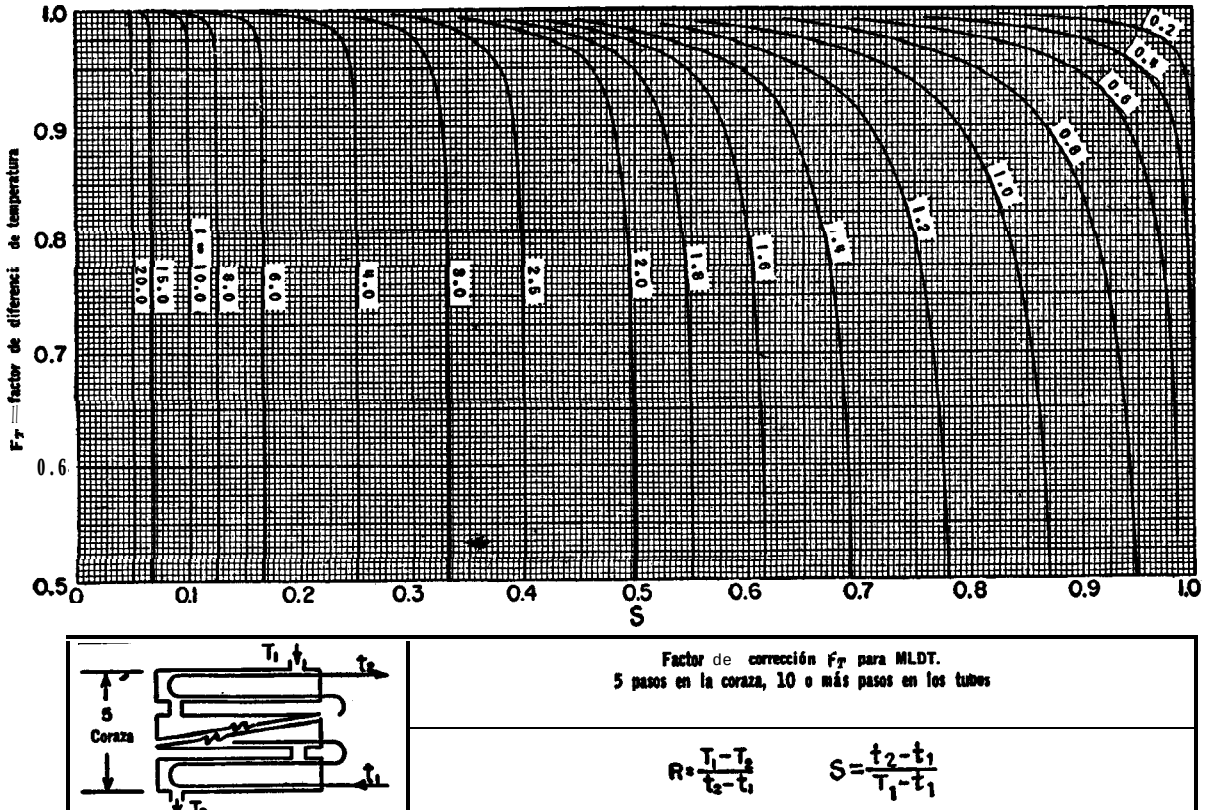


FIG. 22. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 5-10. *(Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2a. ed., New York,* 1949)

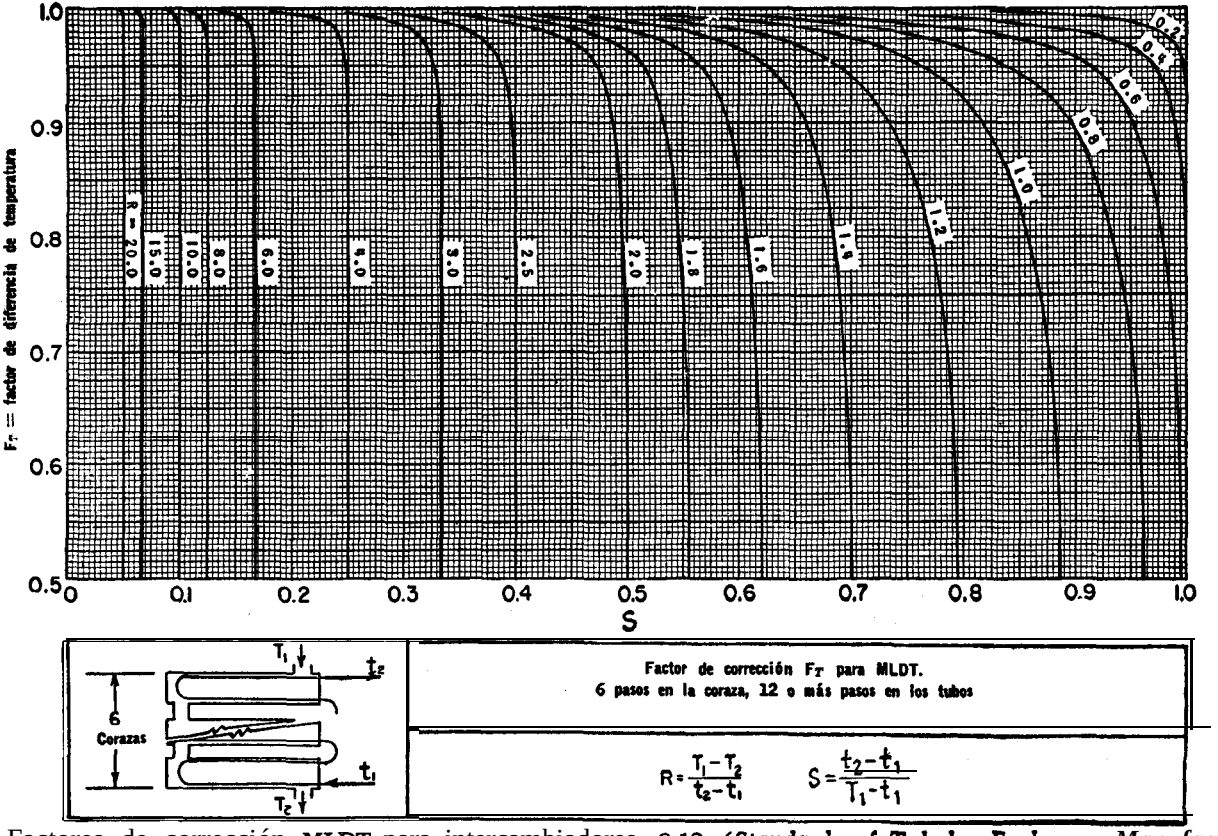


FIG. 23. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 6-12. (*Standards of Tubular Exchanger Manufacturera Association, 2a. ed., New York, 1949)*

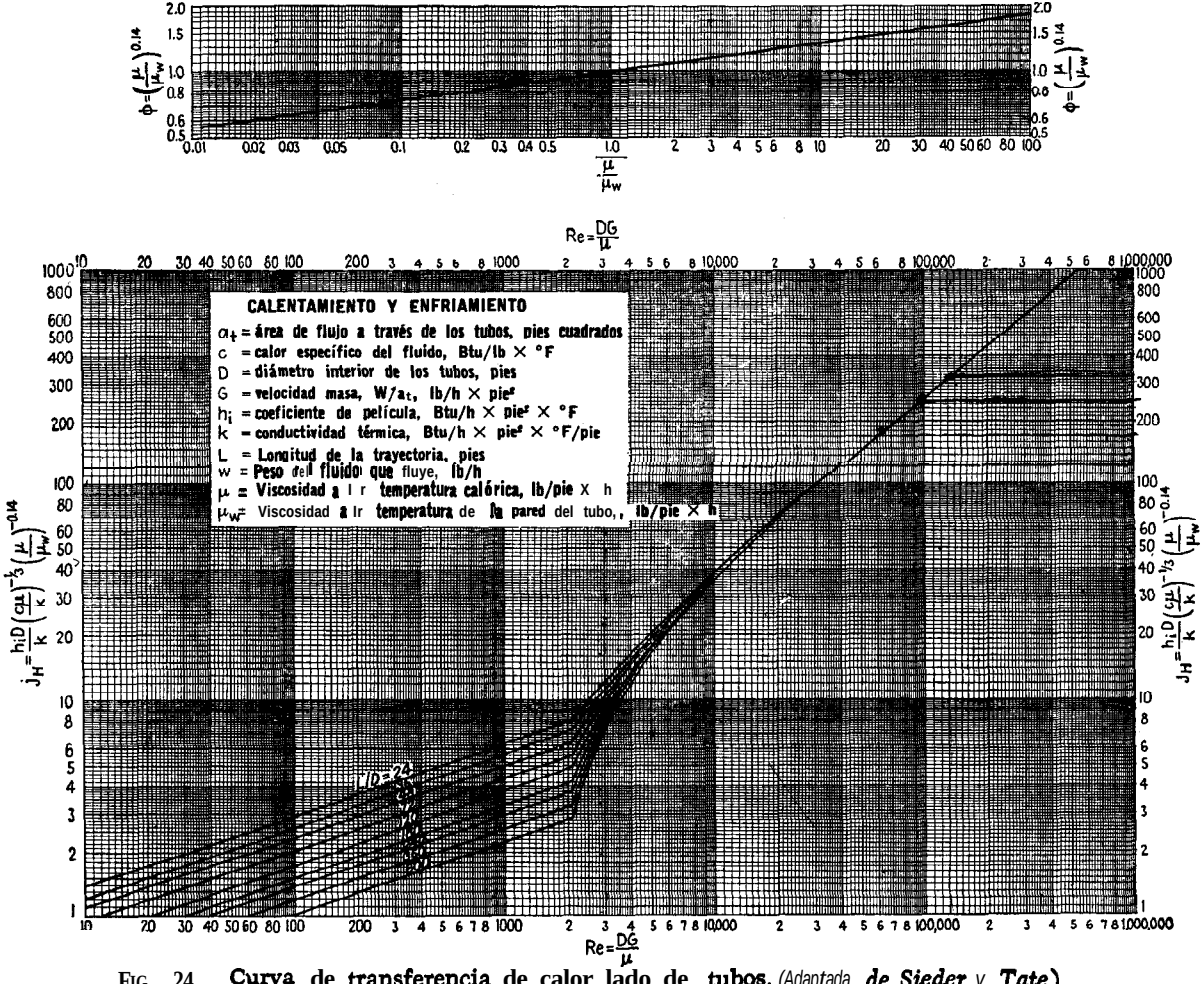


FIG. 24. **Curva de transferencia de calor lado de tubos.** *(Adaptada de Sieder y Tate)*

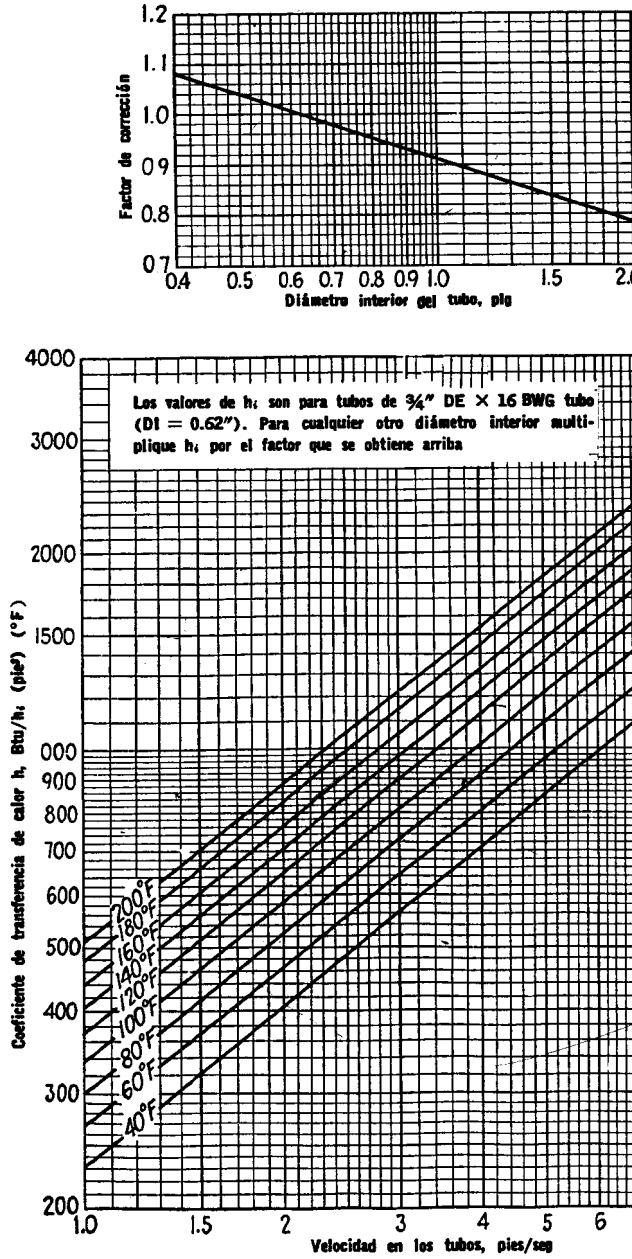


FIG. 25. Curva de transferencia de *calor,* agua en los *tubos. [Adaptada* de *Eagle y Ferguson, Proc Roy., Soc. A127, 540* (1930)]

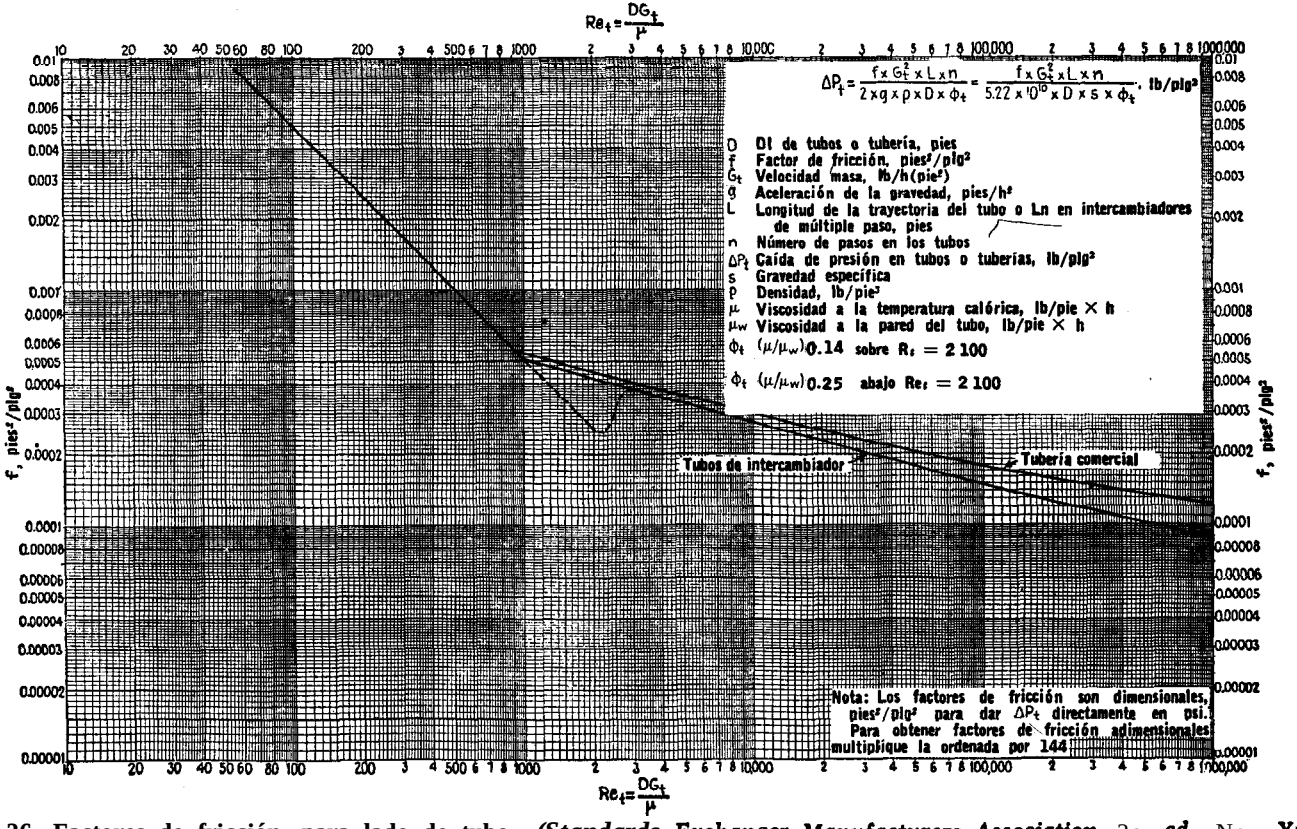


FIG. 26. Factores de fricción, para lado de tubo. ***(Standards Exchanger Manufacturers Association,*** 2a. ***ed.,*** New ***York,*** **1949)**

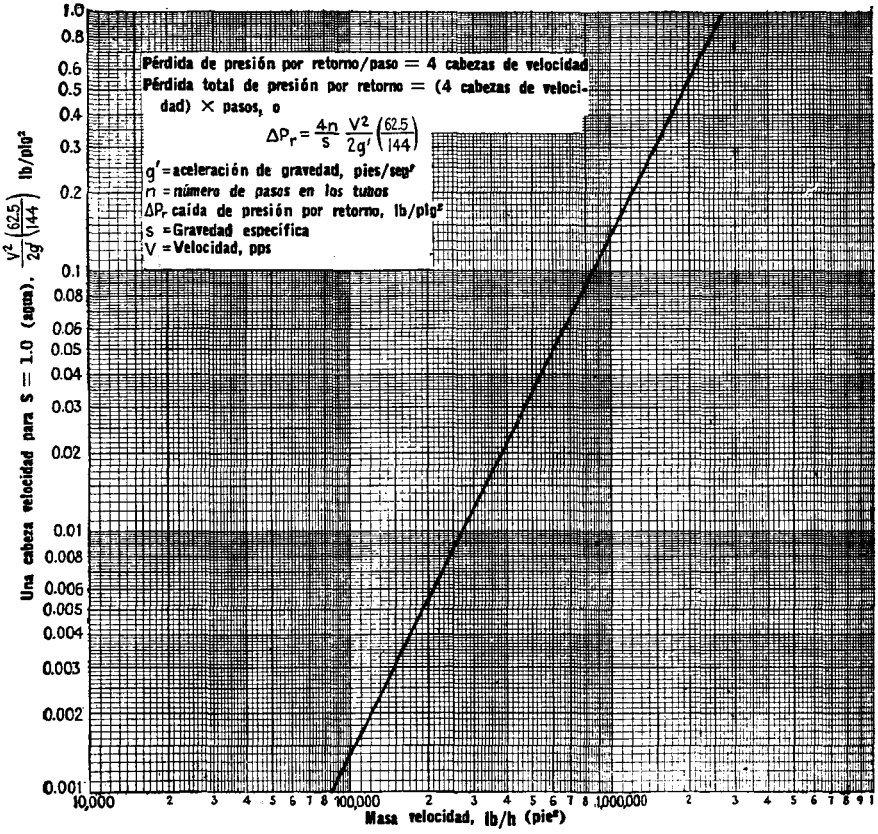


FIG. 27. Pérdida de presión por retorno, lado de tubos

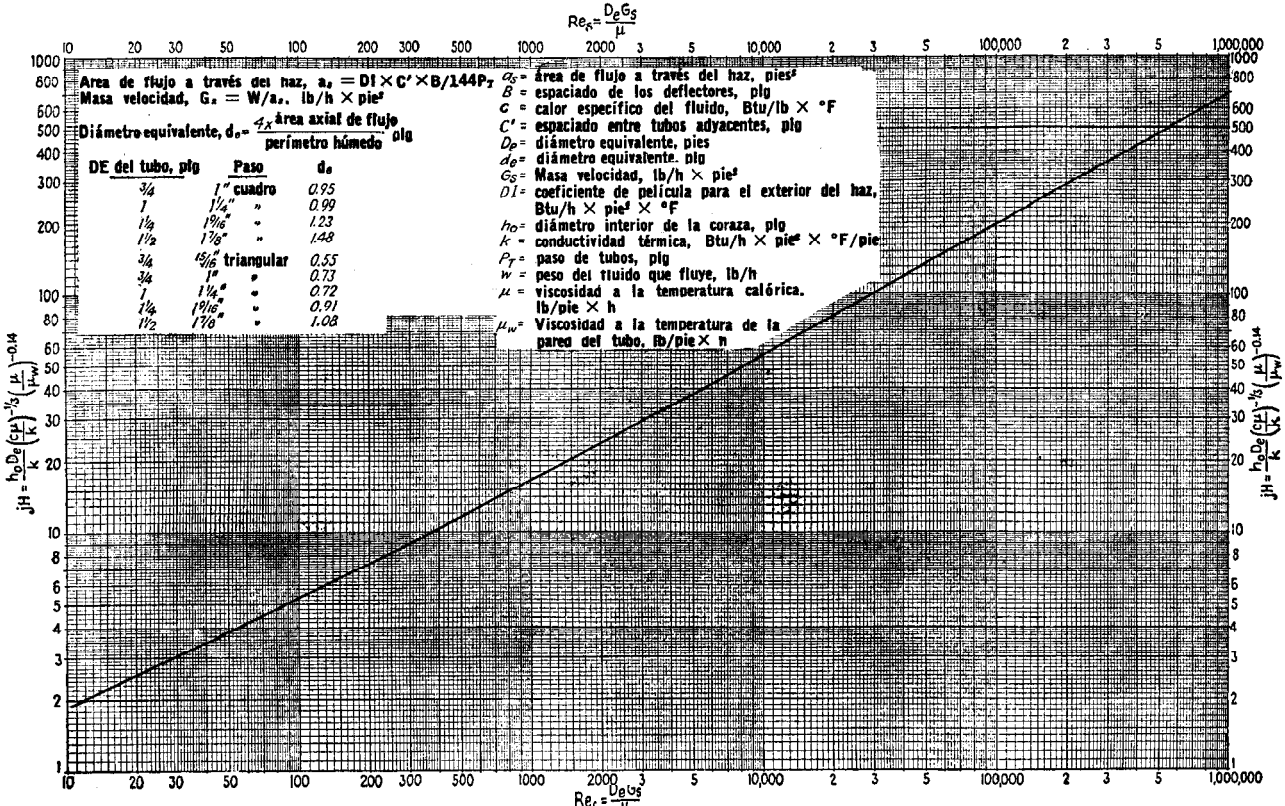


FIG. 28. Curva de transferencia de calor para lado de la coraza con haz de tubos con deflectores segmentados 25%

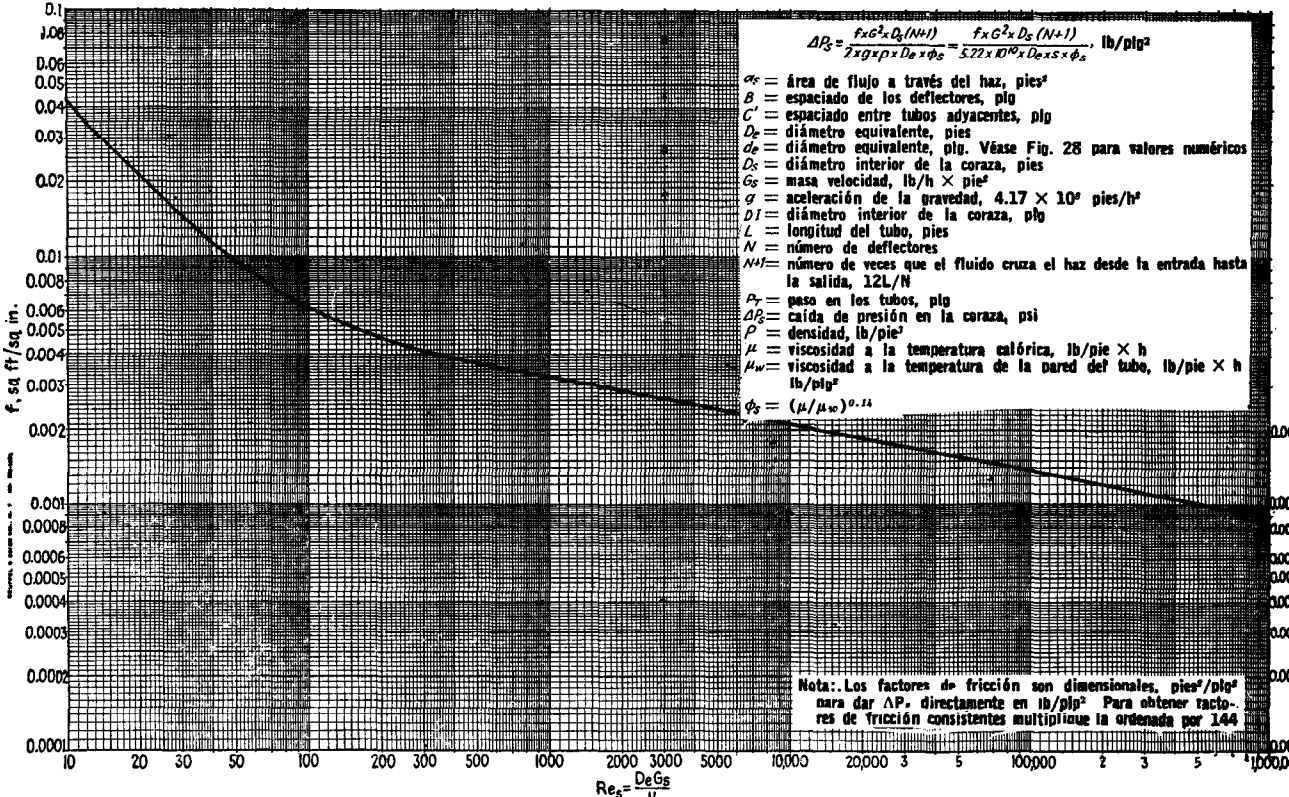


FIG. 29. Factores de fricción lado de la coraza, para haces de tubos con deflectores segmentados 25%

TABLA 8. VALORES APROXIMADOS DE LOS COEFICIENTES TOTALES PARA DISEÑO. MS VALORES INCLUYEN UN FACTOR DE OBSTRUCCION TOTAL DE 0.003 Y CAIDA DE PRESION PERMISIBLE DE 5 A 10 LB/PLG^2 EN LA CORRIENTE QUE CONTROLE

Enfriadores

Fluido caliente	Fluido frío	U_D toral
Agua	Agua	250500 [4]
Metano1	Agua	250–500 [4]
Amoniaco	Agua	250500 [4]
Soluciones acuosas	Agua	250–500 [4]
Sustancias orgánicas ligeras [1]	Agua	75-150
Sustancias orgánicas medias [2]	Agua	50–125
Sustancias orgánicas pesadas [3]	Agua	5– 75
Gases	Agua	2-50
Agua	Salmuera	100–200
Sustancias orgánicas ligeras	Salmuera	40–100

Calentadores

Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Vapor de agua	Agua	200–700 [4]
Vapor de agua	Metano1	200–700 [4]
Vapor de agua	Amoniaco	200–700 [4]
Vapor de agua	Soluciones acuosas :	
Vapor de agua	menos de 2.0 cp	200–700
Vapor de agua	Más de 2.0 cp	100–500 [4]
Vapor de agua	Sustancias orgánicas ligeras	SO-100
Vapor de agua	Sustancias orgánicas medias	100–200
Vapor de agua	Sustancias orgánicas pesadas	S-SO
Vapor de agua	Gases	5–50 [6]

Intercambiadores

Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Agua	Agua	2SO-500 [4]
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	2So-500 [4]
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras	40-75
Sustancias orgánicas medias	Sustancias orgánicas medias	20-60
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas\	10–40
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas ligeras	30-60
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas pesadas/	10-40

[1] Las *sustancias orgánicas* ligeras son fluidos con viscosidades menores de 0.5 centipoises e incluyen benceno, tolueno. acetona. etanol, metil-etil-cetona, gasolina, kerosén y nafta.

[2] *Lar* sustancias *orgánicas* medias tienen viscosidades de 0.5 a 1.0 centipois e incluyen kerosén, strawoil, gasoil caliente, aceite de absorbedor caliente y algunos crudos.

[3] *Sustancias orgánicas pesadas* tienen viscosidades mayores de 1.0 centipois e incluyen gasoil frío, aceites lubricantes. petróleo combustible, petróleo crudo reducido, breas y asfaltos.

[4] Factor de obstrucción 0.001.

[5] Caída de presión de 20 a 30 lb/plg^2.

[6] Estas tasas están influenciadas grandemente por la presión de operación.

TABLA 9. DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS). ARREGLO EN CUADRO

Tubos de 3/4" DE, arreglo en **cuadro de 1 plg**

Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	S-P
8	32	26	20	20	
10	52	52	40	36	
12	81	76	68	68	60
13%	97	90	82	76	70
15¼	137	124	116	108	108
17¼	177	166	158	150	142
19¼	224	220	204	192	188
21¼	277	270	246	240	234
23¼	341	324	308	302	292
25	413	394	370	356	346
27	481	460	432	420	408
29	553	526	480	468	456
31	657	640	600	580	560
33	749	718	688	676	648
35	845	824	780	766	748
37	934	914	886	866	838
39	1049	.024	982	968	948

Tubos de 1" DE. arreglo en cuadro de **1¼ plg**

Coraza DI, plg	1-P	2-P	4 P	6-P	8-P
8	21	16	14		
10	32	32	26	24	
12	48	45	40	38	36
13¼	61	56	52	48	44
15¼	81	76	68	68	64
17¼	112	112	96	90	82
19¼	138	132	128	122	116
21¼	177	166	158	152	148
23¼	213	208	192	184	184
25	260	252	238	226	222
27	300	288	278	268	260
29	341	326	300	294	286
31	406	398	380	368	358
33	465	460	432	420	414
35	522	518	488	484	472
37	596	574	562	544	532
39	665	644	624	612	600

Tubos de 1¼" DE. arreglo en cuadro **de 1 9/16 plg**

10	16	12	10		
12	30	24	22	16	16
13¼	32	30	30	22	22
15¼	44	40	37	35	31
17%	56	53	51	48	44
19%	78	73	71	64	56
21¼	96	90	86	82	78
23¼	127	112	106	102	96
25	140	135	127	123	115
27	166	160	151	146	140
29	193	188	178	174	166
31	226	220	209	202	193
33	258	252	244	238	226
35	293	287	275	268	258
37	334	322	311	304	293
39	370	362	348	342	336

Tubos de 1½" DE, arreglo en cuadro de 1 7/8 plg

12	16	16	12	12	
13¼	22	22	16	16	
15¼	29	29	25	24	22
17¼	39	39	34	32	29
19¼	50	48	45	43	39
21¼	62	60	57	54	50
23¼	78	74	70	66	62
25	94	90	86	84	78
27	112	108	102	98	94
29	131	127	120	116	112
31	151	146	141	138	131
33	176	170	164	160	151
35	202	196	188	182	176
37	224	220	217	210'	202
39	252	246	237	230	224

TABLA 9. DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS. (*Continúa*). ARREGLO TRIANGULAR

Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 15/16 plg

Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18
10	62	56	47	42	36
12	109	98	86	82	78
13¼	127	114	96	90	86
15¼	170	160	140	136	128
17¼	239	224	194	188	178
19¼	301	282	252	244	234
21¼	361	342	314	306	290
23¼	442	420	386	378	364
25	532	506	468	446	434
27	637	602	550	536	524
29	721	692	640	620	594
31	847	822	766	722	720
33	974	938	878	852	826
35	1102	1068	004	988	958
37	1240	1200	1144	104	072
39	1377	1330	1258	248	212

Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 1 plg

Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	37	30	24	24	
10	61	52	40	36	
12	92	82	76	74	70
13¼	109	106	86	82	74
15¼	151	138	122	118	110
17¼	203	196	178	172	166
19¼	262	250	226	216	210
21¼	316	302	278	272	260
23¼	384	376	352	342	328
25	470	452	422	394	382
27	559	534	488	474	464
29	630	604	556	538	508
31	745	728	678	666	640
33	856	830	774	760	732
35	970	938	882	864	848
37	1074	1044	012	986	870
39	1206	1176	128	100	078

Tubos de 1" DE, arreglo triangular de 1¼ plg

8	21	16	16	14	
10	32	32	26	24	
12	55	52	48	46	44
13¾	68	66	58	54	50
15¼	91	86	80	74	72
17¼	131	118	106	104	94
19¼	163	152	140	136	128
21¼	199	188	170	164	160
23¼	241	232	212	212	202
25	294	282	256	252	242
27	349	334	302	296	286
29	397	376	338	334	318
	472	454	430	424	400
83	538	522	486	470	454
35	608	592	562	546	532
37	674	664	632	614	598
39	766	736	700	688	672

Tubos de 1¼" DE, arreglo triangular de 1 9/16" plg

10	20	18	14		
12	32	30	26	22	20
13¼	38	36	32	28	26
15¼	54	51	45	42	38
17¼	69	66	62	58	54
19¼	95	91	86	78	69
21¼	117	112	105	101	95
23¼	140	136	130	123	117
25	170	164	155	150	140
27	202	196	185	179	170
29	235	228	217	212	202
31	275	270	255	245	235
33	315	305	297	288	275
35	357	348	335	327	315
37	407	390	380	374	357
39	449	436	425	419	407

Tubos de 1½" DE, arreglo triangular de 1 7/8 plg

12	18	14	14	12	12
13¼	27	22	18	16	14
15¼	36	34	32	30	27
17¼	48	44	42	38	36
19¼	61	58	55	51	48
21¼	76	72	70	66	61
23¼	95	91	86	80	76
25	115	110	105	98	95
27	136	131	125	118	115
29	160	154	147	141	136
31	184	177	172	165	160
33	215	206	200	190	184
35	246	238	230	220	215
37	275	268	260	252	246
39	307	299	290	284	275

TABLA 10. DATOS DE TUBOS PARA CONDENSADORES E INTERCAMBIADORES DE CALOR

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared, plg	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg²	Superficie por pie lin. pies²		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
½	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639
	18	0.049	0.902	0.639		0.2361	0.545
1¼	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
	18	0.049	1.15	1.04		0.3015	0.688
1½	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
	18	0.049	1.40	1.54		0.3670	0.831

TABLA 11. DIMENSIONES DE TUBERIA DE ACERO (IPS)

Tamaño nominal del tubo, IPS plg	DE, plg	Cédula No.	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg²	Superficie por pie lineal, pies²/pie		Peso por pie lineal, lb de acero
					Exterior	Interior	
⅛	0.405	40*	0.269	0.058	0.106	0.070	0.25
		80†	0.215	0.036		0.056	0.32
¼	0.540	40*	0.364	0.104	0.141	0.095	0.43
		80†	0.302	0.072		0.079	0.54
⅜	0.675	40*	0.493	0.192	0.177	0.129	0.57
		80†	0.423	0.141		0.111	0.74
½	0.840	40*	0.622	0.304	0.220	0.163	0.85
		80†	0.546	0.235		0.143	1.09
¾	1.05	40*	0.824	0.534	0.275	0.216	1.13
		80†	0.742	0.432		0.194	1.48
1	1.32	40*	1.049	0.864	0.344	0.274	1.68
		80†	0.957	0.718		0.250	2.17
1¼	1.66	40*	1.380	1.50	0.435	0.362	2.28
		80†	1.278	1.28		0.335	3.00
1½	1.90	40*	1.610	2.04	0.498	0.422	2.72
		80†	1.500	1.76		0.393	3.64
2	2.38	40*	2.067	3.35	0.622	0.542	3.66
		80†	1.939	2.95		0.508	5.03
2½	2.38	40*	2.469	4.79	0.753	0.647	5.80
		80†	2.323	4.23		0.609	7.67
3	3.50	40*	3.068	7.38	0.917	0.804	7.58
		80†	2.900	6.61		0.760	10.3
4	4.50	40*	4.026	12.7	1.178	1.055	10.8
		80†	3.826	11.5		1.002	15.0
6	6.625	40*	6.065	28.9	1.734	1.590	19.0
		80†	5.761	26.1		1.510	28.6
8	8.625	40*	7.981	50.0	2.258	2.090	28.6
		80†	7.625	45.7		2.000	43.4
10	-0.75	40*	10.02	78.8	2.814	2.62	40.5
		60	9.75	74.6		2.55	54.8
12	2.75	30	12.09	115	3.338	3.17	43.8
14	4.0	30	13.25	138	3.665	3.47	54.6
16	6.0	30	15.25	183	4.189	4.00	62.6
18	8.0	20‡	17.25	234	4.712	4.52	72.7
20	ro.0	20	19.25	291	5.236	5.05	78.6
22	r2.0	20‡	211.25	355	5.747	5.56	84.0
24	14.0	20	23.25	425	6.283	6.09	94.7

*Comúnmente conocido como **estándar.**

†**Comúnmente** conocido como **extragrueso.**

‡ **Aproximadamente.**

TABLA 12. FACTORES DE OBSTRUCCION *

Temperatura del medio calefactor	Hasta 240°F		240-400°F †	
Temperatura del agua	125°F o menos		Más de 125°F	
Agua	Velocidad del agua, pps		Velocidad del agua, pps	
	3 pies o menos	Más de 3 pies	3 pies o menos	Más de 3 pies
Agua de mar	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Salmuera natural	0.002	0.001	0.003	0.002
Torre de enfriamiento y tanque con rocío artificial :				
Agua de compensación tratada	0.001	0.001	0.002	0.002
Sin tratar	0.003	0.003	0.005	0.004
Agua de la ciudad o de pozo (como Grandes Lagos)	0.001	0.001	0.002	0.002
Grandes Lagos	0.001	0.001	0.002	0.002
Agua de río:				
Mínimo	0.002	0.001	0.003	0.022
Mississippi	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schylkill	0.003	0.002	0.004	0.003
East River y New York Bay	0.003	0.002	0.004	0.003
Canal sanitario de Chicago	0.008	0.006	0.010	0.008
Lodosa o turbia	0.003	0.002	0.004	0.003
Dura (más de 15 granos/gal)	0.003	0.003	0.005	0.005
Enfriamiento de máquinas	0.001	0.001	0.001	0.001
Destilada	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Alimentación tratada para calderas	0.001	0.0005	0.001	0.001
Purga de calderas	0.002	0.002	0.002	0.002

† Las cifras de las últimas dos columnas se basan en una temperatura del medio calefactor de 240 a 400°F. Si la temperatura de este medio es mayor de 400°F. y si se sabe que el medio enfriador forma depósitos, estas cifras deben modificarse convenientemente.

FRACCIONES DE PETROLEO

Aceites (industriales) :		Líquidos (industriales) :	
Combustolio	0.005	Orgánicos	0.001
Aceite de recirculación limpio	0.001	Líquidos refrigerantes, calefacción, enfriadores, o evaporantes	0.001
Aceites para maquinarias y transformadores	0.001	Salmueras (enfriamiento).	0.001
Aceite para quenching	0.004	Unidades de destilación atmosférica :	
Aceites vegetales	0.003	Fondos residuales, menos de 25°API	0.005
Gases, vapores (industriales) :		Fondos residuales, de 25° API o más	0.002
Gas de hornos de coque, gas manufacturado	0.01		

TABLA 12. FACTORES DE OBSTRUCCION * (Continúa)

Gases de escape de máquinas Diesel	0.01
Vapores orgánicos	0.0005
Vapor (sin aceite)	0.0
Vapores de alcohol	0.0
Vapor, de escape (con aceite)	0.001
Vapores refrigerantes (condensando de compresores reciprocantes)	0.002
Aire	0.002
Vapores superiores en condensadores enfriados por agua:	
De la torre de burbujeo (condensador final)	0.001
Del tanque flash	0.04
Cortes intermedios :	
Aceite	0.001
Para agua	0.002
Fondos residuales, menos de 20" API	0.005
Fondos residuales, más de 20" API	0.002
Estabilizador de gasolina natural :	
Alimento	0.0005
Vapores superiores	0.0005
Enfriadores de producto e intercambiadores	0.0005
Calderetas de producto	0.001
Unidades de eliminación de HS:,	
Para vapores superiores	0.001
Intercambiadores enfriadores de solución	0.0016
Caldereta	0.0016
Unidades de Cracking:	
Alimento gas-oil :	
Menos de 500°F	0.002
500°F y más	0.003
Alimento de nafta:	
Menos de 500°F	0.002
Más de 500°F	0.004
Separador de vapores vapores del separador, tanque flash, y vaporizador)	0.006
Unidades de destilación atmosférica :	
Vapores superiores sin tratar	0.0013
Vapores superiores tratados	0.003
Cortes intermedios	0.0013
Unidades de destilación al vacío :	
Vapores superiores a aceite :	
De la torre de burbujeo (condensador parcial)	0.001
Del tanque flash (sin reflujo apreciable)	0.003
Aceite delgado	0.002
Vapores superiores	0.001
Gasolina	0.0005
Debutanizador, Depropanizador, Depentanizador y unidades de Alkilación:	
Alimento	0.001
Vapores superiores	0.001
Enfriadores de producto	0.001
Calderetas de producto	0.002
Alimento del reactor	0.002
Unidades de tratamiento de lubricantes :	
Alimento de aceite solvente	0.002
Vapores superiores	0.001
Aceite refinado	0.001
Intercambiadores calentadores de aceite refinado enfriados por agua ‡	0.003
Gomas y breas:	
Generadores de vapor enfriados por aceite	0.005
Enfriados por agua	0.003
Solvente	0.001
Unidades desasfaltizadoras :	
Aceite de alimento	0.002
Solvente	0.001
Asfalto y resina:	
Generadores de vapor enfriados por aceite.	0.005
Enfriados por agua..	0.003
Vapores de solvente	0.001

TABLA 12. FACTORES DE OBSTRUCCION* (Continúa)

Aceite refinado	0.001	Unidades para eliminar ceras :	
Aceite refinado enfriado por agua	0.003	Aceite lubricante	**0.001**
Vapores de la torre de burbujeo	0.002	Solvente	**0.001**
Residuo	0.010	Calentamiento de mezcla aceite-cera	0.001
Unidades de absorción:			
Gas	0.002	Enfriamiento de mezcla aceite-cera ‡	0.003
Aceite graso	0.002		

CORRIENTES DE, ACEITE CRUDO

	0–199°F			200-299°F			300–499°F			500 y más		
	Velocidad, pps											
	Menos de 2 pies	2-4 pies	4 pies o más	Menos de 2 pies	2-4 pies	4 pies o más	Menos de 2 pies	2-4 pies	4 pies o más	Menos de 2 pies	2-4 pies	4 pies o más
Seco	0.003	0.002	0.002	0.003	0.002	0.002	0.004	0.003	0.002	0.005	0.004	0.003
Sal §	0.003	0.002	0.002	0.005	0.004	0.004	0.006	0.005	0.004	0.007	0.006	0.005

* *Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d ed., New York, 1949.*

‡ Deben tomarse precauciones contra la depositación de cera.

§ Se refiere a un crudo húmedo-cualquier crudo que no ha sido deshidratado.

INDICE

—A—

Absorbencia, definición de, 90
Absorbedores, 266
Absorbentes, 266, 399
Absorción, 399
de flamas luminosas, 785
en recuperación de gasolina, 266
zona de, 109, 110, 122, 123
Absorción, del agua, 109, 110, 122, 124
activa (ósmosis), 122, **390-391**
de nutrientes minerales, 124
influencias sobre la velocidad de la, **122**
Aceite de absorción, 17, 281
Aceite delgado, 266, 281
entero, 266, 282
lubricante, 17, 152
Aceites de petróleo (*Ver* Aceites)
Aceites, como combustibles, 768, 772, 762
petróleo, clasificación de, 17
caída de presión en (Ver Factores de fricción: Caída de presión)
calor específico del, liquido, **911**
conductividad térmica de líquido, 908
constante de equilibrio de, 915
entalpías de, 917-919
factores de fricción de (*ver* Factores de fricción; Caída de presión)
grados **API** de, 17
gravedad específica de líquidos, 914
pesos moleculares de, 420
presión de vapor de, 916
transferencia de calor a, (Ver Coeficientes de transferencia de calor)
viscosidad del, 926
(*Ver también* nombres **específicos** de aceites)
Aceites minerales, (Ver Hidrocarburos, Petróleo)
Acetona, 225, 542
Acido acético, 225
Acidos grasos,
gravedad específica de, 926
propiedades de **(Ver** Líquidos)
viscosidad de, 926
Acondicionamiento de agua, 443446
Acondicionamiento de aire, 624, 696
Adherencia del vapor, 439, 441
Agitación en recipientes, efecto de, en coeficiente, 815817, 819-833
Agitadores, de paletas, 814, '820
turbina, 820
Agotamiento (Ver Destilación, vapor de agua)
Agua, algas en, **190, 823**
como medio enfriante, 190, 198, 234, 680
destilada, 191, 448
evaporación de *(Ver* Evaporación)
Agua de alimentación, desaeración de, *357*
Agua de alimentación para calderas, *356*
Agua de mar, 457
Agua de pozo, 338
Agua de salida, temperatura óptima, 194
Agua de torres de **enfriamiento en** condensadores-evaporadores, 454
Agua dura y blanda, 444
cruda, **191**
de mar, 457
de pozo, 338
en ciclos de potencia, 356
en corazas, coeficiente de transferencia de calor de, 171
en tubos, coeficientes de transferencia de calor, 191, 940
temperatura óptima de **salida,** en intercambiadores, 194
cálculo, 195

tratamiento de alimentación de calderas, 443
velocidad de, en enfriadores, 190
en condensadores de superficie, 361
Aire, 233, 238
atmosférico, máxima temperatura razonable, 682
temperaturas de bulbo húmedo en verano, 679-682
calor húmedo de, 763
coeficientes de transferencia de calor en, 233
como contaminante. de vapor, 356, 461
compresión de, 233, 237
disuelto en agua, 190
entalpías de, 670
factor de fricción, 232, 941, 944
humedades de, 670, 672
sobrecalentadores aleteados, 859
sobrecalentadores de tiras, 858
sobre tubos aleteados, 613, 622
(Ver también, Gas; Gases)
Aislante, definición de, 15, 22
grueso óptimo de, 37
máxima pérdida de calor a través de tubos, 36
Alambique a fuego directo, 727
Alcohol, etílico, 298, 542
metílico, 707
propílico, 327
Aleaciones, propiedades de, 905
Aleta térmica óptima, 623
Aletas (Ver Superficies extendidas)
Algas, 190, 823
Alimentación en paralelo a evaporadores, 448
Alto' horno, 756
Altura de la unidad de difusión, 676
Altura de la unidad de transferencia (HTU), 653, 676
Amoniaco, 234, 707
Análisis de rendimiento, en torres de enfriamiento, 689
en intercambiadores 1-2, 183
en intercambiadores -24, 220
en intercambiadores de doble tubo, 140
Análisis dimensional, 49-61
de condensación, 302
de conducción en régimen inestable, 733
de convección forzada, flujo laminar, 60
flujo turbulento, 55
de convección libre, 249
de la fricción de los fluidos, 54
evaluación de las ecuaciones, 64
por el teorema Pi, 57-60
problema de, 79
teoría de modelos, 57
Analogía de Prandtl, 79
Analogía de Reynolds, 75-78
a la destilación, 401
aplicada, a la difusión, 401
Analogías, entre conducción térmica y eléctrica, 27, 606
entre transferencia térmica y transferencia de masa, 398, 646, 657
entre transferencia térmica y fricción de fluidos, 75-78, 646
Anilina, 261
Anillos Raching, características de humidificación de, 686
Anulos, en bayonetas, 846
en películas condensantes, 314
en tubos con núcleo, 253
en tubos dobles, 133-136
API (*Ver* Instituto Americano del Petróleo)
Aproximación de la temperatura, en condensadores barométricos, 460
en intercambiadores, 181
en torres de enfriamiento, 680, 694
Area de flujo lado de la coraza, 172
Area, flujo cruzado, en intercambiadores de tubos y coraza, 172
efectiva, en transferencia de calor radiante, 103-107, 776, 778, 780
en equipo tubular, 161
para transferencia de calor en resistencias cilíndricas, 32
Arena de Ottawa, 853
Arrastre en flujo de fluidos, 76
Arreglo en cuadro, 160
desfasado, 160
Arreglo en los tubos, comunes, 160
en línea, 324
radial, 359, 461

Arreglo triangular, 160
Asfalto, 839
Aumento de temperatura en condensadores de superficie, 360
Aumento del punto de ebullición (BPR), 463, 465
Auto-difusión, 646
Azúcar, 462,484, 494

—B—

Balanceada, diferencia de temperatura (Ver Diferencia de temperatura)
Banco de tubos *(Ver* Haz de tubos)
Benceno, 143, 396, 578, 725
Bióxido de azufre, 828
Bióxido de carbono, 403
Bisulfito de magnesio, 495
Bisulfuro de Carbono, 353
Bohr, 86
Boltzmann, 16, 98
Bomba de chorro de aire, (Véase ***También Eyectores, 360***
Bomba para retorno de condensado, 325
Bombas centrífugas control de flujo en, 878
Bombas centrífugas, control de flujo con, 878
de ayuda, 454
Bombas, selección de, 879
Booster de vapor, 459-460
consumo de vapor, gráficas, 514
Boquilla, abocinada, 323
tolerancias de entrada, 167
Buster para presión, 454
Butano, 338, 373, 536
curva de presión de vapor, 378

—C—

Cabezal flotante, 165
arena de flujo en, 244
dividido, 219
Caída aparente en temperatura, 464
Caída de presión, 54
aletas transversales, 634
balanceada, en condensación, 332, 347
balanceada en subenfriadores, 332, 347
de gases, 232
de lfquidos, 183
de vapor condensante, 262
de vapores condensantes, 325
de vapor de agua, 201
de vapor de agua condensante, 202
desviación de, 54
ecuación de Williams y **Hazen,** 362
ecuaciones para, 73
en ánulos, 139
en calderetas de marmita, 548
en calderetas, circulación natural, 54
en condensadores de superficie, 361
en corazas, 182, 904
en condensadores, 324
en condensadores parciales, 332
en enfriadores, 548
en intercambiadores, 138
en intercambiadores de doble tubo, pérdidas de entrada y salida, 139
en relación a la transferencia de calor, 75-78
en superficies extendidas, aletas longitudinales, 603
en termosifones horizontales, 554
en torres de enfriamiento, 688
en tuberías y tubos, 183, 244, 941
en tubos, factores de fricción para, 941
en tubos y tuberías, en flujo cruzado, 634
en vaporizadores, circulación natural, 532, 541
factores de fricción para, 74, 941
flujo dividido, 292
instrumentación para baja, 883
perdidas por regresos, 183, 942
permisible, en interenfriadores de compresores, 237
sin **deflectores,** 203
Caída de presión permitida, 139
en condensadores, 324
en condensadores de superficie, 361
en interenfriadores de compresores, 237
Cajas de agua, 162-166
Cal, 485
Cálculo, de condensadores horizontales, 1-2, 326-330
de condensadores de superficie, 361
de condensadores verticales **1-2,** 329-333

prueba y error, 35,277
(Ver *también* Indice de Cálculos de los Principales aparatos)
Cálculo, de desobrecalentadores-condensadores, 336-343
e intercambiadores 1-2, 183
de intercambiadores 1-2 de superficie extendida, 613
de intercambiadores 24, 220
de intercambiadores de doble tubo, 140
de intercambiadores de doble tubo de superficie extendida, 699
en serie, 224
Calderas, definición de, 441
generación de vapor, 768
eficiencia de, 772, 797
tubos de agua, 768
tubos de humo, 768
de vapor, 768
Calderetas, 441, 523, 525, 529
balances de calor para, 567
bombeo directo, 528, 535-542
caída de presión en, 532-534
circulación forzada, para soluciones acuosas, 543
circulación natural, Instrumentación para, 893
circulación natural, termosifón con deflectores, 559
coeficiente máximo para, 531
coeficiente de película para, 533
columna con haz, 529, 551
con vapores en tubos, 542, 543
curvas de vaporización, 541
de marmita, 529, 543
cálculo de, 548550
de un paso, 529, 552, 554
efecto de la presión de la columna en, 382
flujo dividido, 293
flujo máximo permisible, 530
gravedades específicas en, 532-535
influencia de la alimentación en, 576-577
instrumentación para, 890
limitaciones de flujo térmico en, 530
limitaciones de la diferencia de temperatura, 530
máximo flujo térmico permitido, 530
para columnas discontinuas, 727
recirculación, 529
sobrediseño en, 559
termosifón horizontal, 529, 551-556, 559
cálculo de, 556-560
termosifón vertical, 529, 556, 560-563
cálculo de, 563-566
Calentadores
con resistencia eléctrica 854-866
de alcohol, cálculo de, 288
de cartucho, 855
de elementos esféricos, 714
de inmersión, 855, 857, 860
de purga, 452
de simple efecto, 451
de tiras, 855, 858, 862
de tiras aleteadas, 855-857, 859, 863
de vapor, cálculo de, 203
definición de, 131
en la succión de tanques, 839
instrumentación para, 885-886
jugo de caña, 489, 492
pago, 452
purga, 452
para soluciones de azúcar, 204
(Ver también, Intercambiadores)
Calibres Birmingham para alambrea (BWG), 160
Calor, equivalente mecánico del, 52
de reacción, 772
de solución, 714, 720, 721
de vaporización, 920
total (Ver Entalpía)
Calor específico
corrección para presión, 232
de aleaciones, 905
de fracciones de petróleo, 911
de gases, 231, 910
de hidrocarburos líquidos, 911
de líquidos, 909
de metales, 905
de sólidos granulares, 853
de soluciones líquidas, 197
de vapores, 912
de vapores de hidrocarburo, 912
Calor húmedo, 673
Calor latente de vaporización, 920
Cambio de entalpía, en turbinas, 355
Cambios parciales de fase, 335

Canales, área de flujo en, 244
Capa amortiguadora, 79
Capacidad calorífica '(Ver Calor **Específico**)
Capacidad de un **intercambiador,** 183
bosquejo de, 18
Capa laminar, 78
Capuchas de burbujeo, 303
Características de humidificación de, 686
Caramelizar, 488
Carbón, como combustible, 768, 784, 801
transferencia de calor a, 762
Carbonato de sodio, 494
Carbonato de sodio o ceniza de soda, 501
Carga al alto horno, transferencia de calor a, 762
Carga de condensado (Ver Condensación)
Carga, en torres de enfriamiento, 669, 687
Carga hidrostática, en evaporadores, 474
para reflujo, 324
Carga de vapor de agua en condensadores de superficie, 360
Carga térmica en condensadores de superficie, 360
Cargos fijos, 37, 194, 195, 266, 268
Cargos fijos anuales, 37, 194, 195, 266, 268
en destilación, 382
en evaporadores, 450, 453
Cartas psicométricas, 669
Casquillos, 159, 468
Catalíticos, lechos fijos **y** móviles, 713, 760
Cebado en evaporadores, 444
Ceniza negra, 494
Centipoise, 47
Centistokes, 47
Cerámica, 826
Ciclo de Carnot, 355
potencia, 356, 441
Ciclos, de potencia, 356
de refrigeración, 545
de 'turbina de gas, 593
Circulación forzada, en evaporadores, 470, 472
en vaporizadores, 525
Circulación natural, en evaporadores, 465-471
Clorobenceno, 396
Cloruro de hidrógeno, 826
Cloruro de sodio, 483
número de efectos para, 483
Coeficiente de difusión, 400, 655
Coeficientes de película, 43, 45
control de, **113**
(Ver también Coeficientes de **Transferencia** Térmica)
Coeficiente de película controlada, 113, 123
Coeficiente de superficie para transferencia de calor, 33
Coeficiente de transferencia de calor, en ánulos, 134
Coeficiente total de diseño, 136
Coeficiente total limpiador, 136
Coeficiente total U, de transferencia de calor, 112
Coeficiente volumétrico de transferencia de calor, 671, 760
Coeficiente de transferencia térmica, convección forzada, para agua en tuberías y tubos, 940
aletas longitudinales, 603, 613
aletas transversales, 635
a líquidos, 260
aproximado, 945
balanceado, 554
circulación natural, 547
condensación, de mezclas binarias, 376
con superficies extendidas, 603
controlante, 113
convección forzada, para gases (Vapores), 234
convección libre, para varias formas, 258
de agua de estanques, 448
de licor de desperdicio de soda, 498
de mezclas miscibles-no miscibles, 336
de mezclas de multicomponentes, 387
definición de, 136
de hidróxido de sodio, 511
de miscibles y no miscibles de los no condensables, 411
de tuberías a gases, 258, 260
de tuberías al aire, 34

de soluciones de azúcar, 488
de vapor de agua, 317
de vapor de no condensables, 427
definición de, 15, 33
desobrecalentamiento, cálculo de, 339
ebullición no isotérmica, 541
efecto del aire disuelto en, 357
efecto de la presión sobre, 440
en calderetas de marmita, 547
en condensadores de superficie, 363
en corazas, 531
en corazas, con deflectores, 169-173, 943
en destilación con arrastre de vapor, 396
en enfriadores, 545, 547
en evaporadores, plantas de fuerza, *446*
en intercambiadores de película descendente, 848
en recipientes enchaquetados, 813-817
en sistemas vapor-no condensables, *401*
en termosifones horizontales, 552
en termosifones verticales, 563
en tuberías y tubos, 939
agua, 940
en tubos, 132
en tubos, horizontales, 320
evaporación, totales aceptados, 442, *478, 481, 523*
factores de conversión para, 899
gases y líquidos, 939
gráfica de, 318
individual, 45
limpio, 136
limpio total balanceado, en condensadores-desobrecalentadores, *337-338*
máximo permitido, 531
media aritmética, 121
media verdadera, 121
para agua en corazas, 170
para calderetas, 547
para condensadores-subenfriadores verticales, 342
para el estado inestable, 814
para enfriadores atmosféricos, 834, *835*
para intercambiadores de bayoneta, *846*
para líquidos, en tuberías y tubos, 133, 939
para lodos, 823
para materiales granulares en lechos, *762*
para radiación, 101
para serpentines, 816, 819-822
para sólidos, 762
para sólidos en flujo de bastones, *850*
para suspensiones, 823
para vapor de agua con medio calefactor, 200
para vapor de los no condensable, *427*
para vapores de gases no condensables, cálculo de, 410
para vapores mezclados, 389
periodo, 757
sin deflectores, 203
sobre tubos, horizontales, ecuación, *316*
sobre tubos verticales, ecuación, 316
sucio, diseño, 136
superficies extendidas, intercambiadores de doble tubo, 604
total, 112
total balanceado, de prueba, 338
totales aparentes, 464
vaporización, circulación forzada, ebullición isoténnica, 532
verticales, ecuación, 316
volumétrico, 761, 762
Coeficientes de difusión de masa, 400
Coeficientes de humidificación, 684
Coeficientes individuales de película (Ver Coeficientes de transferencia de calor)
Coeficientes totales aparentes, 464
Coeficientes totales de transferencia de calor (Ver *también* Coeficientes de transferencia de calor)
análisis gráfico de, 362
valores aproximados de, 945
Colas en mezclas de multicomponentes, 387
Columna de Kleinschmidt, 512
Combustión, 783-787

Componentes en la regla de fase, 371
Composición de mezcla de vapor, 369
cálculo de, 380-385
entre punto de rocío y punto de burbuja, 385, 421
Compresión adiabática, 234, 238, 239
politrópica, 233
Compresores de aire, 237
Compresores de uno y múltiple paso, 233, 237
Compresores, postenfriadores, 233-237
Compuestos ficticios, 415
Condensación, 301-368, 269435
diferencial, 385
en película, 301
por gotas, 301, 396
Condensación de vapores mezclados, 369-431
aplicación de la regla de la fase, 371
cálculo de, 402
curva de condensación para, 376
cálculo de, 387
de dos vapores miscibles, 374
de gases no condensables, 374, 397, *646*
de vapor del aire, 402
diferencial, 385
Condensación de vapores mezclados inmiscibles de gas no condensable, 411-433
mezcla binaria, 374
mezclas de multicomponentes, 396
miscibles de no miscibles, 396
rango de condensación de, por la regla de la fase, 375
Condensación en película, 301
altura del flujo de transición, 322
análisis gráficos de, 359
análisis dimensional, 301
carga de condensado en, 316
carga de vapor, 316
carga térmica de temperatura, 369
coeficientes de, ecuación, 316
coeficientes de, gráfica, 318
con impurezas condensables, 333
con impurezas no condensables, *333, 462*
curvas recomendadas para, 318, 320
de vapor de agua, ecuaciones, 317
de vapor de escape, 320, 462
de vapor sobrecalentado, 334
de vapores simples, 301-368
ecuaciones de diseño para, 314-317
ecuación recomendada, 317-318
en barras cuadradas, 735-737, 742
en condensadores de superficie, 355 *364*
en esferas, 736, 737, 742
en intercambiadores de bayoneta, *838*
en placa de ancho infinito, 735, *736-742*
en superficies inclinadas, 310
en superficies verticales, 307-311
en tubos horizontales, 311
en tubos horizontales, carga de condensado en, 320
en tubos verticales, coeficientes semempíricos, 321
horizontal vs. vertical, 318
isotérmica, 301
no isotérmica, 334
nomenclatura, 359
presencia de aire en, 334
teoría de Nusselt, 305314
variación de, con temperatura, 369
zona de, 334, 342
Condensador, retorno bombeo, 325
Condensador de chorro, 458, 646
Condensadores autoenfriados verticales cálculo de, 343-347
Condensadores barométricos, 459, 460, demanda en agua en, 460
Condensadores ciegos, 352
Condensadores de bajo nivel, 460
Condensadores de superficie, 355-364, 495
banco doble, 358
coeficientes para, 361
Condensadores de tubo y coraza *(Ver* Condensadores)
Condensadores de reflujo, 352
Condensadores-desobrecalentadores, 335-339
Condensadores, enfriados por aire, *624*
aire disuelto en, 357
bajo nivel, 460
barométricos, 459, 460, 493, 495, *501*
caída de presión en, 356
cálculo de, 363
definición de, 131

evaporativos, 831, 838
instrumentación para, 888-890
para destilación por lotes, 729
, instrumentación para, 890
presión de **operación,** 382, 661
tipo de cálculo para, 322
tubo y coraza, **condensador-subenfriador,** 343-347
cálculo de, 353-356
ciego, 352
con un solo paso en los tubos, 322
condensador-subenfriador, **cálculo** de, 342347
desobrecalentador, cálculo de, **338-**343
flujo cruzado, 359
flujo dividido, 246, 326
horizontal, 319, 320
horizontal vs. vertical, 320
mezcla de multicomponentes, **cálculo** de, 393
parcial, 332, 338
***n*-propanol-agua, cálculo** d e , **320-**333
superficie para vapor de agua, **305, 355, 364,** 495
tipo reflujo, 352
vapor de agua CO,, cálculo de, 402
l-l, 334, 342, 353
1-2, 323, 327, 330, 335, 338, 342, 344, 348
vertical, 318
vacío, 839
y desflemadores, 332
(Ver ***también*** Postcondensadores; **Condensación; Condensadores-**Desobrecalentados; **Intercondensadores**)
Condensadores-evaporadores, 451, 451
Condensadores evaporativos, 838
Condensadores-subenfriadores verticales, 342
Condensadores-subenfriadores vertical vs. horizontal, 351
Condensadores verticales (Ver Condensadores, tubo y coraza)
Condiciones de proceso, **140,** 375
Condiciones de proceso
óptimas, 265
Conducción, ecuación general de **Fourier,** 26
a través de paredes, 29
a través de paredes de tubos **compuestas,** 32
periódica, 713, 753-756
Conducción estable, 15, 19-40
a materiales granulares, 760-763
a través de aislantes, 33, 36
a través de fluidos, 22
a través de materiales granulares, 848
a través de metales, 27
a través de pared, 28
a través de pared de tubos, 30
a través de película de condensado, 314
a través de resistencia en serie, 29
a través de sólidos, 22
a través de sólidos no metálicos, **20**
con fajas, 39
con temperaturas periódicas, 713, 753-756
con variedades en la fuente de calor, 713-714
distancia-tiempo-temperatura en, 731, 747-754
en aletas ***(Ver*** Superficies Extendidas)
en formas rectangulares, 738
en intercambiadores reversibles, 593, 756
en paredes de grueso infinito, cálculo de, 734
en regeneradores, 714, 755-761
en superficies extendidas (Ver **Superficies Extendidas**)
factor de almacenamiento de calor en, 758
gradientes de temperatura, 15, 25
gráficas de Gurney-Laurie para, **742-**746
gráfica, de Schock para, 739, 940
método de Newman para, 743-748
método de **Schmidt** para, 747-754
solución gráfica de, 38
tridimensional, 25-26
y regenerador& Fränkl, 756
Conducción inestable, 713, 729-763
con resistenca de contacto, 731, **737-**748

con temperatura ambiente constante, en pared de grueso finito, 735, 736, 742, 748
con temperatura ambiente constante, en tabique refractario, 747, 748
en cilindros, 736, 737, 742
en cubos, 735, 736, 746
sin resistencia de contacto, 730-737
solución gráfica de, 747-753
templado, 735
Conductancia, definición de, 19
Conductancia, unidades, definición de, 33
Conductividad (Ver Conductividad térmica; Conductividad eléctrica)
Conductividad eléctrica, 27
Conductividad térmica, de aleaciones, 905
de conductividades eléctricas, 27
de fracciones de petróleo, 908
de gases, 231
de hidrocarburos líquidos, 908
de líquidos, 906
de materiales de construcción y aislantes, 901-903
de metales, 905
de sólidos granulares, 850
de soluciones líquidas, 197
determinación experimental de, para líquidos y gases, 22
factores de conversión para, 900
influencia de la presión y temperatura en, 22
para sólidos no metálicos, 20
unidades de, 20
y vapores, 907
Conductores, definición de, 22
Constantes, 900
Conteo de tuhos, 271, 945, 946
reducción de, para paso extra, 295
Contracoriente, definición de, 111
diferencia de temperatura en, 114
métodos de aproximación, 224
recuperación de calor en, 119
Control abierto-cerrado, 875
automático, 870
de dos posiciones, 875
de flotador, 875
de flujo, 876
de nivel, 870-882
de nivel para líquidos, 871, 882
de temperatura, 869-896
proporcional, 875
y **reset,** 875
Controlador de tiempos perdidos, 985
Controladores, actuados por piloto, 872
de acción propia, 870
Controles de programación, 985
Constante de Sutherland, 23
Constantes adimensionales, 51
de equilibrio, 378, 915
Convección, 15, 43-46
análisis dimensional de, 248
cálculo de calentadores, 261
con superficie extendida, 602
correlación para tubos y tuberías, 66-72
desde serpentines, 819
desde superficies, 258
determinación experimental de, **63-67**
ecuaciones recomendadas, 260, 261, 943
en ánulos, intercambiadores de doble tubo, 134-135
en corazas, 169-174
en evaporadores, 438, 465
en hornos, 768
en operaciones por lotes, 714-751
en películas de condensado, 321
en recipientes enchaquetados, 813
en torres de enfriamiento, 672-676
en tubos y tuberías, horizontales, 248
enfriamiento y calentamiento de lotes, 715-727
forzada, 15, 43-46
fuera de tubos y tuberfas, 257
libre, 15
natural, (Ver Convección libre)
para agua, 191, 940
para gases, 258
para líquidos, 169, 203, 943
para soluciones, 203
vertical, 248
y **difusión** simultánea, **670-676**
y flujo laminar, 248
y radiación, 34, 261
Coque de petróleo, como combustible, 772
transferencia de calor, 762
Corrección de viscosidad, para gases, 925

para fluido no isotérmico, 126
Correlación, de datos *experimentales* sobre fricción de fluidos, 7275
en tubería, 67-72
ley de cosenos, 103
cayos cósmicos, 86
sobre transferencia de calor, a superficies extendidas, 604
Costo, de agua de enfriamiento, 189-195
de intercambiadores, instalados, 268
de vapor de agua, 201
diámetro del tubo, 273
en relación al tamaño, 268
mínimo anual, 269
mínimo anual de intercambiadores, 270
mínimo de aislante, 37
Cracking térmico, 773-777
Cristal óptico, templado, 735
Cruce de temperaturas, 180, 213
en intercambiadores, 213
desobrecalentadorescondensadores, 337
Cuadrados curvilíneos, 39
Cubo, conducción en, 736, 742
Correlaciones vapor-Ifquido, en mezclas binarias, 374
de mezclas de multicomponentes, 376-387
de vapor y gases no condensables, 397
Cuerpo negro, 90
Curva de condensación, 387
influencia de los componentes en, 411
para mezclas de multicomponentes, cálculo de, 390
Curva de vaporización instantánea, 414
Curva EF, 414
(Ver también Equilibrio instantáneo)
Chaquetas, enfriamiento por agua, 830
Choque térmico para eliminación de incrustaciones, 832

—D—

Defecación de azúcar, 485
Definición grado Brix, 485
Deflectores, 161-164
de orificio, 163
de represa, 347, 347
disco y corona, 162
espaciadores de, 162
helicoidal, en chaquetas, 814
longitudinales, en intercambiadores de flujo dividido, 552
en intercambiadores 24,213, 14, 219
para flujo lado a lado, 163
para flujo superior e inferior, 163
segmentados, 162
con corte horizontal y vertical, 219
espaciado máximo y mínimo, 462, 217, 272
segmentados separados, 219
Depósito de coque, 772
Depresión del condensado en condensadores de superficie, 360
Derivación, 878, 879
Derramador, 304
Desaereación de agua de alimentación, 356
Descomposición electrolítica, 503
Desecho de destilerías, 485
Desflemado en evaporadores de plantas de fuerza, 442, 443, 524
en evaporadores químicos, 470
en vaporizadores, 524
Desflemador, 332
Deshumidificación, 660, 698, 701
Desobrecalentadores, 240
Desobrecalentamiento, 322, 334, 525
Destilación ASTM, 412
cálculos que la usan, 415-427
continua, 302-305, 334, 523, 566-579, 883
ASTM, 412
control del reflujo, 877
de crudos, 772
en recuperación de gasolina, 266
instrumentación para, 896
línea de referencia para, 413
linea de referencia para destilación instantánea, 413
nomenclatura, 303
plato teórico, 574
presión de operación de, 382
procesos de, 566-579

punto verdadero de ebullición (PVE), 412
reflujo mínimo para, 576
trampas, 528
vapor de agua, 266, 395, 511
instrumentación para, 895
destilación, por lotes, 713, 727-729
ecuación de Rayleigh para, 726
instrumentación para, 894
Destilación de vapor, 266, 411
Destilación fraccionada, 568-579
Destilado, 305
Destiladores para lotes, 727
Destiladores de tubos (Ver Hornos. refinerías de petróleo)
Destilados, 305
Diagrama de Cox, 415
Diámetros equivalentes, en ánulos, 133, 846
esféricos, para sólidos, 761
volumétricos, 634
Diámetros equivalentes lado de la coraza, flujo cruzado, 170, 943
Diámetros, de tuberías, 949
de tubos, 948
Diámetro de tubos, comunes, 273
Diámetro, equivalente, en ánulos, 133, 846
en corazas, 172, 203, 613, 943
en tubos con núcleo, 252
Diámetros, flujo cruzado, lado de la coraza, 172, 943
volumétrico, en flujo cruzado, 634
Diferencia crítica de temperatura, 437, 439
Diferencia de temperatura, ll 1
balanceada, en condensación de miscibles e inmiscibles de no condensables, 415
cálculo de, 116-120, 339
con cambios parciales de fase (Ver Diferencia de temperatura balanceada)
corrección para R mayor que 20, 828
crítica, en evaporación, 439, 440
curvas de corrección para, flujo cruzado, 629
comparación de, entre intercambiadores 1-2 y 2-4, 216
corrección en, para intercambiadores 2-4, 934
de la curva ASTM, 413
de las curvas PRV, 413
de mezclas de multicomponentes, 387
de vapor de gases no condensables, 401
derivación de, 179
derivación para flujo a contracorriente, 114
derivación para flujo en paralelo, 116
efectiva (Ver Diferencia de temperatura, verdadera, balanceada)
en calentadores, 203
en condensación, de mezclas binarias, 376
en condensadores, por lotes, 729
en desobrecalentadores-condensad* res, 336
en condensadores-subenfriadores, horizontales, 348
en condensadores-subenfriadores, verticales, 348
en contracorriente, 124, 632
en desobrecalentamiento, 335
en enfriadores atmosféricos, 835
en enfriadores de trombón, 825-827
en evaporadores de plantas de fuerza, 446
en flujo cruzado, 625-633, 826-827
en flujo dividido, 553
en intercambiadores 1-2, 173-182, 933
en intercambiadores, 2-4, 214-218, 934
en intercambiadores de bayoneta, 840-846
en intercambiadores de flujo dividido, 292
en precalentadores-vaporizadores, 532, 536-537
en serie paralelo-contracorriente, 148-152
en serpentines de tubos sumergidos, 822
en termosifones horizontales, 552
en vaporización, 531
entre el fluido y el tubo, 61
factores de corrección en, para intercambiadores 1-2, 933

flujo cruzado vs. flujo paralelo-contracorriente, 626, 743-744
media, 243
media aritmética, 243
media logarítmica, 63
óptima, en enfriadores, 194-196
para intercambiadores, 17-21, 48
para intercambiadores 3-6, 935
para intercambiadores 5-10, 937
para intercambiadores 6-12, 938
para R mayor que 20, 828
verdadera, en mezclas condensantes, 370
verdadera, (Ver Diferencia de temperatura balanceada)
vertical, 343
vs. longitud del tubo, 112
Diferencia de temperaturas terminales, 360
Diferencia efectiva de temperatura (Ver Diferencia de temperatura>
Diferencia verdadera de temperatura (Ver Diferencia de temperatura)
Difusión, 334, 375, 397, 646-653
altura de la unidad de transferencia, 653
de vapor en gas, 397
espesor de la película en, 659
tasa de, 402
teoría de dos películas, 647
unidad de transferencia para, 653
y convección simultánea, 672676
(Ver también Torres de Enfriamiento; Transferencia de contacto directo)
Difusividad, 402, 650
cálculo de, 402
térmica, 26, 731, 754
Digestores, 494
Dimensiones
consistentes, 57
derivadas, 49
fundamentales, 49
sistema de seis dimensiones, 52
variables comunes, tabla, 53
Dimensiones de tubería de acero, 948
Dimensiones de tubería de fierro, 948
Diseño, térmico
bosquejo de, 274-276
Diseño térmico, de intercambiadores, método para, 270-274
Dispersiones coloidales, propiedades de, 197
Disposición de los tubos en los espejos, 160, 166, 945, 946
Distribución de temperatura
en contracorriente, 62
en desobrecalentadores 1-2-condensadores, 336
en fluidos en movimiento, 244, 848-852
en flujo dividido, 292
en flujo paralelo, 112
en intercambiadores 1-2, 174, 179, 214
en intercambiadores 2-4, 214
en sólidos en movimiento, 849
vs. longitud del tubo, en condensadores 1-2, condensación isotérmica de, 336
Distribución de velocidad, parabólica, 60, 243
Distribución de la presión en los evaporadores, 480
Distribución parabólica de la velocidad, 60, 243

—E—

Ebullición, 436
en película, 439
nucleada, 439
película y nuclear, 439
(Ver *También* Evaporación; Vaporización)
Economizadores, 233, 624, 771, 771
de calor, 233
Ecuación de Beattie-Bridgman, 232
Ecuación de Clasius Clapeyro, 465
Ecuación de continuidad, 50, 649
Ecuación de Fourier, 113, 137, 243, 270
para intercambiadores en flujo paralelo-contracorriente, 178, 216
Ecuación de Rayleigh, 728
Ecuación de Sieder-Tate, 133, 248
Ecuación de Can der Waals, 232
Ecuación general de Fourier, 26, 112
Efecto de la temperatura en la conductividad térmica, 22

con alimentación en paralelo, 449, 453, 474
corrección de presión para, 439
de estanques, 437-463
efecto múltiple, 445, 454, 474
para agua pura, 438-461
plantas de fuerzas, procesos de, 450-458
rugosidad de superficie en, 337
tensión superficial en, 438
vacío, 454
vapor de sostén en, 440-441
(Ver también Vaporización)
Eficiencia óptima de ciclos, 451
del ciclo, 357
del intercambiador, 207
Eyectores, 360, 458, 512, 527
arreglo de condensadores, 319, 322, 326, 343
cálculo de, 513
columnas de destilación, 266
consumo de vapor en busters, gráfica, 514
presión de operación de, 382
Elementos de expansión térmica, 871
Emisividad, 16, 91
de gases diatómicos, 784
de metales y sus óxidos, 9496
de varios materiales, 96
total normal, tabla, 9497
Empape en cracking, 772-773
Emulsiones, propiedades de, 197
Energía, factores de conversión para, 899
Energía atómica, 573
Energfa espectral, 86
Energía radiante (Ver Radiación)
Enfriador, 529, 545-548
Enfriadores, 131
abiertos, 829-830
atmosféricos, 664, 680, 829-838
de cascada, 825
de contacto directo, 701-709
de goteo, 825
de rocío, 829
de salpicadura, 825
de serpentín, 826
de serpentín sumergido, 822-826
de trombón, 825-829
de tubos lisos, 664, 680, 829-838
diferencia de temperatura en, 826-827
horizontales de película, 825
instrumentación para, 881
para gases secos, 233
Para soluciones de fosfato, 198
tipo S, 825
(Ver también Intercambiadores)
Enfriamiento, y calentamiento de líquido, agitado, cálculo del tiempo para, 726-727
. coeficientes para, 717
por chaquetas, 715-716
por intercambiadores a contracorriente, 718-720
por intercambiadores 2-4, 725 722
por intercambiadores 2-4, 722
por serpentines, 716-718
de sólidos, (Ver Conducción, estado inestable)
enfriamiento y calentamiento de líquido, por lotes, 714
sin agitación, cálculo del tiempo para, 726-727
por chaquetas, 723
por intercambiadores 2-4, 725
por intercambiadores a contracorriente, 722-725
por serpentines, 723
Ensamble del anillo seccionado, 165
Entalpía, de aire, saturado, 670, 671
de fracciones de petroleo, 919
de hidrocarburos ligeros, 918
de hidrocarburos puros, 917
de vapor de agua, 921924
Equilibrio de fase, 370, 378
Equilibrio, en regla de fase, 370
instantánea, 413
vapor-líquido en la regla de la fase, 370
Equipo, de contacto directo vs. tubular, 645
de vaporiza&, clasificación de, 441
tubular (Ver Intercambiadores, tubo y coraza)
Equivalente mecánico del calor, 52
Escoria en calderetas, 767
Esferas.
conducción de estado inestable en, 736
radiación desde 101

Esferas de fierro, transferencia de calor a, 762
Esfuerzo de corte en fluidos, 45
Espaciado de los deflectores, 162, 272
entre tubos, 160
para limpieza, 160
Espejos de tubos, 159
flotantes, 165
Espuma, 445, 465
en, el proceso de soda, 494
Estado estable, definición de, 26
Estado inestable, 713
Estándares de tubos, 273
Estándares de la Tubular Exchanger Manufacturing Association, 170, 183, 933, 939, 942, 950
Estanques con rociadores, 660, 664
Estufas, 767
Evaluación experimental de coeficientes de convección, 63-72
Evaporación, 437-519
de múltiple efecto, 448, 452, 474
definición de, 440
diferencia crítica de temperatura en, 439
efecto de la presión y propiedades en, 440
extrapolada, 491
factores que afectan, 440
flujo de calor permisible, 447
interferencia en, 439, 440
máximo flujo posible en, 439
mecanismo de, 437-439
por termocompresión, 516-519
química
(Ver *también* Evaporadores)
alimentación mezclada en, 474
alimentación paralela, 474
distribución de sólidos en, 495
Evaporación instantánea, 475, 483, 503
Evaporadores, alimentación a contracorriente, 463, 475
alimentación en paralelo, 474
aumento en el punto de ebullición, 463, 465
azúcar, cálculo de, 485494, 516
bosquejo de, 470
cafda de temperatura aparente en, 463
calandria, tubos verticales, 466-469
cálculo algebraico de, 476480
cálculo de, 476-519
cálculo de azúcar, 485494
cálculo no algebraico de, 480-519
cálculo de un triple efecto alimentado a contracorriente, 481, 483
calculo del triple efecto, con alimentación paralela, 478, 481
carga hidrostática en, 493
carga térmica en, 446
coeficientes totales aceptados, 442, 478, 481, 523
coeficientes totales para, 446447
compensación de, 450454
costo del vapor para, 475
costo mínimo inicial de los, 478
circulación forzada, 465, 470, 472, 528
cuádruple efecto, 453
cristalización, 468
cristalización natural, 465471
de múltiple efecto, 463, 474
definición de, 131, 440, 523
desincrustación, 445
destiladores de agua salada, por, 450457
destiladores en, 450
de tubos curvos, 445
diferencia aparente de temperatura en, 446
dificultades de operación en, 483
distribución de presión en, 454
distribución de temperatura en, 482, 488, 495
doble efecto, 448, 450, 452, 453
economía de vapor en, 480
economía en, definición de, 480
efecto múltiple, 448450, 453
efecto simple, 465
empape, 356
formación de burbujas en, 437
función de, 441
elemento exterior horizontal en, 472
elemento exterior vertical en, 472
elemento interior vertical en, 471
en plantas de fuerza, 441, 462
estándar, 468
evaporación extrapolada en, 491
evaporadores condensadores, 451
flujo de calor en, 447

flujos térmicos aceptados para soluciones de azúcar, 489, 893
gradiente térmico, 446
instrumentación para, 894
intercambiadores 1-2 como, 542
licores de soda, cálculo de, 494, 503
métodos de diseño, 442
número estándar de efectos para, 483
número óptimo de efecto en, 483
para desperdicio de licores de soda, 497
para soluciones de azúcar, 488, 493
plantas de fuerza, 441, 523
proceso para, 450, 453
problemas industriales de los, 485 519
purgas en, 444
químicos, 441, 465-519
separación del vapor, 442
separadores para, 443
séxtuple efecto, 495
sobresaturación en, 474
soluciones de azúcar en, cálculo de, 516-519
sosa cáustica en, cálculo de, 501-512
superficie *mínima* para, 478
termocompresión, 485, 511-517
tipo canasta, 466, 469, 523
tipo de incrustaciones en, 445
trampas para, 468
tranformadores de calor en, 450, 454456
tiatamiento de agua para, 443446
triple efecto, 456, 452, 453
tubos de serpentín, 446
tubos horizontales, 466, 524
tubos verticales largos, 466-470, 493, 494, 529, 560, 566
vacio en, 453
válvula reductora en, 456
velocidades en, 509
(Ver también en Calderetas, circulación natural, termosifón vertical)
Expansión de tubos, 159

—F—

Factor de caraterización, 18
Factor de configuración, 635
Factor de emisividad, 106, 781
Factor de limpieza, 361
Factor de temperatura calórica, 123, 932
Factor de transferencia de calor, j_H, 234
Factores de conversión, 899, 900
energía cinética a calor, 52
fuerza a masa, 52
Factores de fricción, 73
con deflectores, 944
en tubos, 941
para fluidos, en corazas, 944
para la ecuación de Fanning, 74
sin deflectores, 203
(Ver *también* Caida de Presión)
Factores de incrustación *(Ver* Factores de Obstrucción)
Factores de obstrucción, 136, 950
en intercambiadores agua a agua, 191
Factor de transferencia de calor j_H, 71, 134
Factores de transferencia de calor radiante, 776-792
Fanning, ecuación de, 73
factores de fricción para, 74
para ánulos, 134
Fase, definición *de, 369*
Fermentación de licores sulfitados, 495
Fermentación de licores sulfíticos, 495
Flujo cruzado, 625
diferencia de temperatura, 625633, 826-827
en condensadores de superficie, 358, 361
Flujo de bastones, en fluidos, (Ver Flujo laminar)
en sólidos, 848
de calor (Ver *Conducción*)
Flujo de fluidos
análisis dimensional de, 54
caída de presión en, 54, 139
distribución de velocidad en, 48
factores de conversión, 899
fuerza de arrastre en, 76
laminar, 49, 60, 243
turbulento, 49, 55
velocidad de transición en, 75
(Ver también Factores de fricción, Caídas de Presión)
Flujo dividido 293, 326, 552

Flujo, lado a lado, en condensadores, 324
en intercambiadores, 163
Flujo laminar (Ver Flujo de la linea de vapor)
corrección de, para convección libre, 248
definición de, 48
distribución parabólica de la velocidad en, 60, 243
ecuación para transferencia de calor, 132
en corazas, 257
en intercambiadores 1-2, mezclado, cálculo de, 246
en películas de condensado, 306
en tuberías y tubos, tubos con núcleo para, 252
factores de obstrucción, 257
máxima temperatura obtenible en, 243-244
sin mezcla, cálculo de, 249
transición de, 321
variación del número de Reynolds en, 244
y convección libre, 249
Fluidos orgánicos, transferencia de calor en, 132, 945
(Ver también Coeficientes de transferencia de calor)
Flujo en paralelo
diferencia de temperatura en, 116
en paralelo, 112
paralelo-contracorriente, 173
recuperación de calor en, 120
'Flujo térmico por calor radiante, 767
Flujo turbulento
definición de, 48
en películas de condensado, 322
Flujo viscoso (Ver Flujo laminar)
Formas de flujo laminar, 691
Fracción calórica, 123
Fracción mol, 377
Fraciones de petróleo, clasificación de, 17
Fracciones del petróleo crudo, 17
Fracciones ligeras, 17
Fragilidad cáustica, 501
Franja de aire, resistencia de, 30
Franja de vapor, 323
Frecuencia de la radiación, 85
Frentes, en mezclas de multicomponente, 387
Frición, analogía de la transferencia de calor, 75-79, 658
Fricción en los fluidos, 54
Fricción superficial, 77, 400
Fuentes, definición de, 13
Fuga de vapor
uso óptimo del vapor de agua de proceso, 202
Fugas de aire en condensadores de superficie, 462
Función derivada, 875
Funciones de Bessel. 618

—G—

Gases
absorción de, 266
al vacío, 233, 237
calor específico de, 910
coeficiente de transferencia térmica, 233
como combustible, 768, 772, 784
compresión de, 233, 237
conductividad térmica de, 907
convección libre a, 260
corrección de viscosidad para, 925
corrosivos, 826
de combustión, 293
delgados, 266
en intercambiadores, 223-240, 291, 293-297
enfriador para amoniaco, cálculo de, 234-237
enfriadores para, 233, 292-297
enfriamiento por contacto directo, 701. 709
enriquecidos, 266
factores de fricción para, 232, 941, 944
húmedos, cálculo de, 239
húmedos, enfriador por, 237
húmedos, enfriadores para, 237
naturales, 266
no condensables (Ver Gases)
no luminosos, 767
números de Prandtl para, 232
propiedades de, comparadas con líquidos, 231
radiantes, 784
reactores, 338

transferencia por contacto directo, 647
viscosidad de, 930
Gasoil, 17, 66, 252, 557, 609
Gasolina, 17, 266, 549
Gauss, integral del error, 731
Generadores de vapor, calentamiento indirecto, 528, 560
Gibbs, regla de la fase, 369-375
Gillilans, fórmula, 402, 651
Gradiente de presión, 54
Gradiente de temperatura, 15
en el empape de petróleo, 772, 776
en flujo laminar, 245
Gradiente de velocidad, 46
Grados de libertad, 371
Graetz, número de, 55, 244, 649
Gráfica entropía-temperatura, 657
Gráficas de Schack para formas rectangulares, 739, 740
Grashof, número de, 56, 248, 258, 465, 471
Grava', transferencia de calor, 751
Gravedad específica, de aleaciones, 905
de fracciones de petróleo, 914
de hidrocarburos, 914
de líquidos, 913
de metales, 905
Grueso óptimo del aislante, 37
Grupos dimensionales
adimensionales, 56
nombre de grupos comunes, 56
Gurney-Laurie, gráficas de, 742746

—H—

H, coeficiente individual de transferencia de calor, definición de, 44
Haz de tubos, 169, 261, 274
HDU, altura de la unidad de difusión, 676
n-Heptano, 335
n-Hexano, 379, 383
curva de presión de vapor del, 378
Hidrocarburos, transferencia de calor (*Ver* Coeficientes de transferencia de calor)
ligeros. entalpíns de, 918
puros. entalpías de, 917
Hidrocarburos líquidos,
calor específico de, 911
conductividad térimica de, 908
constantes de equilibrio para, 915
gravedad especifica de, 914
número de Prandtl para, 931
pesos moleculares de, 420
presiones de vapor de, 916
Hidróxido de sodio, 197, 494
contenido relativo de calor, 507
corosión por, 506
curva de la gravedad específica, 504
curva del calor específico, 506
enfriador para, cálculo de, 285
evaporación de, 501-512
número de efectos para, 483
punto de ebullición vs. las relaciones de presión de, 503
Hidrógeno, 231, 784
Horas anuales de operación, 194
Hornos, 767
aire de atomización para, 792, 808
aire en exceso, 784, 785, 797, 802. 808
alimentación con stoker, 784, 802
análisis de Orsat en, 809
balances de calor en, 792
banco de convección, tire invertido, 774
banco superior de convección, 773
cálculos de, método de Lobo y Evans, 792, 793-801
ceniza seca en, 784
combustibles para, 768
con doble hilera de tubos, 781
coquizado en, 773
De Flores, 774
de hogar abierto, 756
distribución de la tasa de radiación, 779
ecuación de Orrok-Hudson, 792, 803
eficiencia de, 772, 797
escoriado en, 767, 781
espaciado de los tubos en, 780
estufas para, 767
factor de conductividad para, 782
factor de escoria, 781, 782
factores de efectividad para, 779
factores de emisividad, 106, 781
flujo térmico máximo en, 781
flujo térmico permisible en, 769, 797, 809

flujo térmico promedio, 781, 791
fuentes de calor, 778, 783, 787
hogar abierto, 756
limpieza de los tubos en, 807
longitud media de la trayectoria, *784-787*
Marco "A", 776
métodos de diseño para, 791
para transferencia de calor, 767
plano frío equivalente, 779
polímeros en, 773
precalentadores de aire para, 772, *774, 797*
quemado de carbón pulverizado, 784, *802*
quemado de gas vs. carbón, 784
quemado de petróleo vs. carbón, *784*
químicos, 767
receptor de calor en, 778-784
refinería de petróleo, 772-777
regenerativos, 714
rerradiación en, 779
sección de empape, 773
soplo, 756
superficie de convección en, 772
superficie efectiva de refractarios, *79*
superficie radiante en, 772
superficies envolventes para, 778, 786-792
temperatura de la superfirie de los tubos, 810
tipo caja, 772
tipo caja, de radiación doble, 773
tornallama en, 772
tratamiento térmico, 767
tubos de protección en, 804
turbulares a fuego directo, 772
(Ver *también* Calderas, generación de vapor; Radiación)
Horquilla, 132, 601
HTU, altura de la unidad de transferencia, 653, 675
Humidificación, 646, 653, 661, 701
adiabática, 653-657
Humidifacadores, 674, 701

—I—

IBP (Ver Punto inicial de ebullición)
Idealidad, criterio de, 377
Ihnenita, 853
Incineradores, rotatorios, 494
Industria del acero, 713, 756
Industria del petróleo, 16, 412
Industria de la gasolina natural, 830
Infrarrojo, inmediato y lejano, 88-89
Instituto Americano del Petróleo (API), grado API definición de,
Incrustación de calcio, 443
Incrustaciones, calcio y magnesio, 443
eliminación de, por choque, 445, *832*
en evaporadores, 441446, 465
impurezas que las causan, 355
Incrustaciones de magnesio, 444
Instrument Society of America, 879
Instrumentos, 872
Integral de la probabilidad, 732
Intensidad de radiación, 88
Intercambiador de cabeza flotante y anillo seccionado, 165
óptimo, 269
para soluciones, 196
reversible, 593, 756
Intercambiadores
agua a agua, cálculo de, 191-194
área de flujo, lado de la coraza, 172
bayoneta, 838-847
bosquejo de cálculo, 184186
cabezal flotante, 165
caída de presión, lado *coraza, 182, 943*
caída de presión, lado tubos, 183, *941*
cálculo para serie-paralelo, 152
capacidad de, 184, 270
como calentadores, 201, 288
cálculo de, 204
como calentadores de succión, 480
como condensadores, 323
como enfriadores, 190, 198, 285
como postenfriadores de gas, cálculo en, 234237
como vaporizadores, 507, 563
con aletas longitudinales, 600, 613
con aletas transversales, 623
con cabezal flotante de arrastre, 165
con cabezal flotante de deflector removible, 218

con cabezal flotante de deflector soldado, 219
con cabezal flotante empacado, 168
con cabezal flotante y anillo partidor, 166
con corrección por viscosidad, 152
con espejos de tubos estacionarios, 161
con espejos fijos, 164
con flujo laminar, 246, 249
con serpentines, 818
con soluciones, 196
con superficies extendidas, 613, 624
con tubos en U, 168
condensación en las corazas, 317
costo de, en relación al tamaño, 268
en relación a la longitud del tubo, 275
en relación al diámetro del tubo, 273
cruce de temperaturas en, 180, 213
de doble tubo, 131, 135
áreas de flujo y diámetros equivalentes de, 141
arreglos en serie-paralelo, 146
bosquejo de cálculo para, 27
cálculo en serie-paralelo, 152, 155
cálculo para seriados, 143-146
condensación en, 320
conexiones estándar para, 132
con superficie extendida (Ver Superficies Extendidas)
de doble tubo, 131, 155
de haz de tubos fijo, 161, 163
de haz removible, 164
de película descendente, 847
definición de, 179
diferencia verdadera de temperatura en, 152
eficiencia de, 207
empacados de cabezal flotante, 168
en series, 216, 224
cálculo de, 224-227
espejos para tubos dobles, 168
factores de fricción lado coraza, 943
flujo dividido, 292
cálculo de, 293-297
garantías para, 881
incremento en el cruce de temperaturas, 213
instrumentación para, 883
limpieza de, 138
masa velocidad en, 272
masa velocidad, lado coraza, 171
óptimo, 269
para calentamiento de lotes, 718-722
pérdida de presión en regresos, 183
petróleo en agua, cálculo de, 221, 223
petróleo a petróleo, cálculo de, 186 189, 276-281, 277-281
sin deflectores, 203
temperaturas de aproximación, ll 1, 181, 213
definición de, 131
temperaturas de salida cuando limpios, 207
tubo y coraza, cargos fijos anuales, para, 266, 268
tubos con núcleo para, 248
vaporización, 441, 523, 529
velocidades óptimas en, 272
vueltas en U, 168
l-l, 227
1-2, soluciones acuosas, cálculo de, 197-200, 204
2-2. 215
2-4, para calentamiento de lotes, 715
cálculo de, 220
definición en, 213
2-8, 217, 224
3-6, 217, 281
Interferencia en evaporación, 437
Intervalores de proceso, 873
IPS (Ver Tamaño de tubería de hierro)

—J—

Jabón en el acondicionamiento de agua, 449
jH (Ver Factor de transferencia de calor)
Juntas de expansión, 165

—K—

Kelvin, teoría de evaporación, 435
Keroseno, 17, 187, 249

- L - -

Lado de la coraza, coeficiente de, (Ver Coeficientes de transferencia de calor)
Ladrilo refractario, transferencia de calor a, 762
Lavadores con rociadores, 653
Ley de Dalton, 377
Ley de Henrv. 652. 728
Ley d e Joule, 856
Ley de Kirchoff, 91
Ley de Ohm, 19, 27, 856
Ley de Planck, 89, 93
Ley de Raoult, 372, '728
Ley del desplazamiento de Wien, 89
Ley de los gases perfectos, 232, 234
Ligamento entre tubos, 160
Lignina, 494
Limite exterior de tubo, 167
Línea de referencia, destilación, 413
Línea de referencia para evaporación instantánea, 413
Lodo como combustible, 768
Lodos, 823-826
Longitud de la trayectoria media, 784
Longitud de tubos, comunes, 273
Longitud de trayectoria, 784
Licores
de calor, 506
de desperdcio de pulpa y papel, 494
calor específico de, 497
del proceso de la soda, 498
evaporación de, 494-503
negro, 494
sulfato, 494
Líquidos, enfriamiento y calentamiento (Ver Coeficientes de transferencia de calor)
calor específico de, 909
conductividad térmica de, 906
'gravedad específica de, 913
viscosidad de, 928

— M —

Madera como combustible, 678
Máquinas de combustión interna, 830
de vapor, 202, 455, 461
Marmita de fuego directo, 805
Masa velocidad, 55
en corazas, 171
en haz de tubos, 184
lado de la coraza, 171
Materiales aislantes, conductividad térmica de, 902
Materiales de construcción, conductividades térmicas de, 901-902
Materiales granulados, en lechos, 714, 760-763
en tubos, 848-854
. Maxwell, teoría electromagnética, 85
Mecanismos de control automático, 879
Media logarítmica de la diferencia de temperatura (MLDT), 63
Melazas, 839
Metales, propiedades de, 905
Método de Schmidt, 748-754
Método de Wilson, Lodo y Hottel, 796, 801
Método simplificado de Wohlenberg, 792, 801
Mezclado, en flujo laminar, 245
en las suposiciones de diferencia de temperatura, 173, 626
Mezclas de ebullición constante, 333, 374, 376, 728
Mezclas de multicomponentes, 376-378
compuestos ficticios de, 415
demanda de la caldereta en, 582
modificadas por inmiscibles y no condensables, 411
solución empírica de, 412
Mezclas de vapor
(Ver Condensación de vapores mezclados; Vaporización)
composición de, 369
tipos comunes de, 372
Mezclas inmiscibles, 370
Mezclas miscibles, 370
Micrón, definición del, 86
Minerales de hierro, transferencia de calor a, 762
Modelos, teoría de, 57
MLDT (Ver Media logarítmica de la diferencia de temperatura)

—N—

Nafta, 17, 277, 556
Newton, ley de enfriamiento, 15

Níquel, 508
Nitrógeno, 705
Nomenclatura, (*Ver* final de capítulos)
Número de Biot, 56
Número de Fourier, 56
Número de Lewis, 658, 699
Número de Nusselt, 56
Número de Peclet, 56
Número de Prandtl, 56, 71, 258-259
  para gases, tabla, 232
Número de Reynolds, 48
  modificado para agitación, 815
  valor crítico, 74
  variación del, en flujo laminar, 244
Número de Schmidt, 56, 401
Número de Stanton, 56
Número de unidades de transferencia, 653, 675
Número óptimo de efectos en evaporación, 483

—O—

Ondas de radio, 86
Oxido nítrico, 826
Oxígeno, 613, 784
  disuelto en agua, 360

—P—

Paso, deflectores, 162
  tubo, 160
Pasos en los tubos, 164, 272
Películas de frontera, 75-78
Película descendente, Intercambiadores, 847
n-Pentano, 344, 370, 372
  curva de presión de vapor del, 378
Pérdida de calor de tuberías, 32
  al aire, coeficientes de, 33
Pérdida de carga a la salida, 141, 183, 325, 561
  en entradas, 325, 561
  por contracción, 325, 561
  por expansión, 143, 325, 561
Pérdidas de calor de tuberías sin aislante, 32-37
Petróleo crudo, 17, 768, 782
  utilización de, 772
Piedra calisa, transferencia de calor a, 762
Placas, conducción de estado inestable, 736
Planck, 86
Platos en la destilación, 303
Poise, 47
Poiseuille, 47
Postenfriadores y postenfriamiento, 233-237
Potencia emisiva, 88
  total, 88
como subproducto, 455
Potencia, subproducto de, 455
  factores de conversión para, 899
Potencial, definición de, 19
Pozo caliente, 360
Pozos para termómetro, 881
Precalentadores
  con evaporadores compensadores, 451
  de aire, 772, 797
  en destilación por lotes, 730
  en destilación continua, 265-266
Precondensadores, 459, 461
Presión absoluta en condensadores de superficie, 359
  en condensadores, 372, 379
  efecto de, en coeficiente de ebullición, 441-445
  en conductividad térmica, 22
  constante, en destilación, 323
  en viscosidad, 925
  factores de conversión para, 899
Presión de operación, de condensadores, 381, 661
  influencia de, en calentadores y enfriadores de gas, 232
Presión de succión, 360
Presión óptima en destilación, 382
Presión parcial, 378
Presión de vapor, de agua, 921
  de hidrocarburos, 916
Proceso al sulfato, 494
  carbonato, 444
  de la soda, 494
Proceso de lotes, 713
  instrumentación para, 165
  vs. procesos continuos, 715
Proceso de transferencia de calor, 16
Procesos al sulfito, 494
  al vacío, 454

de absorción, 848
catalíticos, 823, 848, 874
de lotes y continuos, 713
de pulpa y papel, **494**
de vaporización, 523, 536
de zeolitas, 444
producto de fondos, 305
n-hopanol, 327
propiedades, de soluciones líquidas, 197
de vapor de agua saturado, 921, 922
de vapor de agua sobrecalentado, 923, 924
propiedades monocromáticas, 88
Propulsión a chorro, 593
Punto de burbuja de mezclas, **multi**-componente, cálculo de,
usando constante de equilibrio, 329. 383
usando volatilidades relativas, 383
punto de ebulición, 379
definición de, 379
Punto de ebullición verdadera (PEV), 412
Punto de ebulición vs. punto de burbuja, 379
Punto inicial de ebullición (IBP), 17. 412
Punto de rocío, 237, **397**
cálculo de, 379-383
de mezclas de **multicomponentes,** 397
de mezclas de vapor-gas, 237
sistema con dos, 411
temperatura bulbo húmedo, 656
usando constantes de equilibrio, 381
usando relatividades relativas, 383
Purga de vapor, 451
sobrecalentado, 450
como medio calefactor, 200, **240**
condensación de, 302
como medio calefactor, 200, 204, 245, 248, 254, 288, 236
economía de, en evaporadores, 448, 480, 483
Purgas, 444, 448, 457, 524

—Q—

Química, 441, 465-475

—R—

Radiación, 86-109, 767-812
absorsividad de, 90
a receptor completamente absorbente, 101
bióxido de azufre, 785
bióxido de carbono, 788
campo oscilante de, 85
características de, 85
coeficiente de transferencia de calor, 102
constante, 98
cuantum, teoría de, 86, **89**
cuerpo negro, 90
definición de, 15, 85
de flamas luminosas, 784
de hornos (Ver Hornos)
determinación experimental de, 92
distribución de, 87
ecuación de Planck, 89
emisión de la, 87
emisividad de, 16, 91
entre cilindros concéntricos, 101
entre cualquier fuente y el receptor, 102
entre esferas concéntricas, 101
entre planos de emisividad diferente, 98
entre planos paralelos, 98
entre planos perpendiculares, 105
entre tuberías y **ducto,** 106
entre una placa y un plano, 105
factor geométrico de, 105
factor total de intercambio de ***calor,*** 796
frecuencia de, 85
incidencia de, 90
influencia de la temperatura en, 93
intensidad de, 98
ley de Kirchoff, 91
ley de los cosenos en, 98
ley de Stefan-Boltzmann, 93
ley de Wien, del desplazamiento, 89
longitud de onda, 85
monóxido de carbono, 789
origen de, 86
oscilador, 86, 88
potencia **emisiva** de, 88
potencia **emisiva** total, 88
propiedades monocromáticas de, 88

reflectividad de, 90
tabla de, 94-97
temperaturas en el tornallamas, 795
total normal, 93
transferencia de calor, coeficiente de, 101
transmisividad de, 90
ultravioleta, 90
vapor de agua, 789
velocidad de onda, 85
velocidad de propagación, 85
y convección libre, 33, 261
y la temperatura del sol, 89
Radio crítico, 36
Radio hidráulico, 134, 172
Rango de condensación para mezclas de multicomponentes, cálculo de, 390
Rango de ebullición en mezclas de multicomponentes, 379, 540
Rango de temperatura, ll 1
en condensación, 334, 338, 369, ***370***
en desobrecalentamiento, 337
Razón de ebullición, 352
de recirculación, 556, 560-563
Reacción endotérmica, 772-773
exotérmicas, calor eliminado, 292
química, 352
Recalentamiento, 214
Recalentador, 456
Receptor, definición de, 13
Recipientes
calentamiento directo, 805
con serpentines, periodo de calentamiento, 716-717
enchaquetados, coeficientes de transferencia de calor para, 813-817
tiempo de calentamiento, 715-718
Recipientes enchaquetados, 714, 813
coeficiente de transferencia de calor para, 813-817
tiempo de calentamiento, 715-718
Recuperación, de agua, 600
de calor de desperdicio, 233
déficit de, en intercambiadores, 213
en flujo paralelo, 120
en intercambiadores, 1-2, 206, 207, ***215***
en intercambiadores 2-4, 216, 218, 219
instrumentación para, 883
en contracorirente, 119
Recuperación de gasolina del gas natural, 266
(***Ver también*** Recuperación de calor)
Reflectividad, 90
Reflujo, 304-305
control de flujo en, 877
flujo por gravedad, 320, 323, 324
instrumentación para el reflujo, ***887***
(Ver ***también*** Destilación)
Refrigerante, 716
Regeneradores, 714, 755-761
de calor, 714, 755-761
Región de transición, 74
Registradores, 870, 878
Regla de Duhing, 464
Regla de la fase, 301, 369-375, 646
Regla de Newton, 46
Regla de Trouton, 571
Regreso, caída de presión, 183, 244, 942
Reguladores, 872
de contra presión, 875, 882
Relaciones presión-volumen-temperatura, 377
Rendimiento de intercambiadores, 183
Rendimiento, de torres de enfriamiento, ***688***
de intercambiadores, 183
en destilación, 551
en películas de condensado, 314
Reset automático, 875
Resinas, 494
Resistencia de calentamiento, 854 ***866***
Resistencia de contacto, 23, 730, 737
al flujo de calor, 19
al flujo eléctrico, 19, 28
de flujo de fluidos, 19
definición de, 19
contacto, 23, 730
unidad, definición de, 33
Resistencia de la película, 43
Resistencia de los tubos a la transferencia de calor, 364
Resistencia en serie, 29
Resistividad eléctrica, 27
Respiración de calderetas, 559

Retención, en procesos de lotes, 713
Rolado de tubos, 159
Rugosidad, efecto de, en fricción de fluidos, 74

—S—

Salmuera, 503, 545
  calor específico, 909
  conductividades térmicas, 906
  gravedad específica de, 913
  viscosidades de, 926
Sal de mesa, 463
  producción de, número de efectos para, 483
Secadores de rocío, 660
Secciones amortiguadoras, 65
Segunda ley Newton, 49
Segundo Saybolt Universales, 48
  factores de coríversión para, 925
Sello céspul, en condensadores-subenfriadores horizontales, 347, 389
Semiplásticos, 839
Separadores, 443, 469, 493, 524, 528
  vapor de agua, 443, 525
Series de Fouricr, 735, 754
  potencias, 51
Series de potencia, 51
Serpentín, atemperador, 624
  dc tubos, 715
Serpentín de tubos sumergidos, 822-824
Scrpen tín plano, 819
  en tanques, tiempo para- calentar con, 716-717
  tubería, sumergida, 822-824
    vertical, 820
  tubo, helicoidal, 818
    cálculo de, 821
Sieder-Tate, factor de transferencia de calor, 133
Símbolos para instrumentación, 880
Sistema de recuperación de vapor, 266
Sobrecalentadores, en hornos, 768
Sobrecalentamiento, 301
  en columnas de destilación, 525
  en vapor de agua vs. sustancias orgánicas, 333
Sociedad Americana para Prueba de Materiales (ASTM), 412
Sólidos, calor específico de, 905
  conductividad térmica de, 901805
  en lechos, 760-763
Soluciones acuosas, 462, 523
  coeficientes de transferencia de 'calor, en tuberías y tubos, 132
  (Ver *también* nombres químicos específicos)
Soluciones de azúcar EPE para, 487
  colores específicos de, 487
  evaporación de, 485-495, 516-519
  número de efectos para, 483
Soluciones gráficas
  de coeficientes de vapor condensante, 363
  de conducción, 38
  de temperatura de proceso, 270
Soluciones de sal, propiedades, 197
Soluciones electrolíticas, 377
  no ideales, 377
  iónicas, 377
  orgánicas, propiedades de, 197
Soluciones ideales, 376, 571
  no ideales, 377
Sosa cáustica (Ver Hidróxido de Sodio)
SSU (Ver segundos Saybol Universal)
Stefan-Boltzmann, constante, 98
Stefan-Boltzmann, ley de, 93
Stokes, 47
Strawoil, 17, 67, 277
Subenfriador-condensador horizontal, 347
  cálculo de, 349-351
Subenfriamiento, 320, 335, 342-352
  en condensadores de superficie, 359
Sucrosa (Ver Azúcar)
Sulfito de calcio, 494
  de magnesio, 494
  de sodio, 494
Sumergencia en condensadores-subenfriadores, 342, 348
Superficie, efectiva, en transferencia de calor radiante, 102-107, 776, 778, 780
  en equipo tubular, 161
Superficie limpia, de transferencia, 138
Superficies extendidas, 233, 589-533
  aletas, clasificación de, 591
  caídas de presión en intercambiadores de doble tubo, 603
  cálculo de eficiencia, 600

cálculo de la eficiencia balanceada, 600
coeficientes de transferencia térmica, 632, 635
con flujo laminar, 245
curvas de eficiencia de, 622
curvas de eficiencia para, 621
curvas de eficiencia para intercambiadores de doble tubo, 602
de disco, 592
de espiga, 592, 639
de espina, 592, 639
de estrella, 592
derivación de la eficiencia, 59Z 597, 616
diferencia de temperatura en, 602
discontinuas, 592
efectividad de, 596
eficiencia balanceada de, 596, 602
cálculo de, en intercambiadores de doble tubo, 609-613
cálculo de, en intercambiadores de tubo y coraza, 613-617
enfriadas por aire, 624, 830
helicoidales, 592, 633
ideal, 623
intercambiadores de doble tubo, 591, 601
intercambiadores de tubo y coraza, 519, 613
longitudinales, 591, 617
tamaños comunes de, 602
temperatura de la pared, 605609
transversales, 592, 6 16626, 632-643
caída de presión para, 634
eficiencia balanceada de, 620
Suspensiones, 823

—T—

Tablas de vapor, 921-924
Tamaño de tubería de hierro, 948
Tamaños de corazas, 161
Tambores desflemadores, 524, 525
Tambores sellados, 883
Tangentes hiperbólicas, 598
Tanque a fuego directo, 805
Tanque de almacenamiento, calentadores para la convección libre, 261
Tanques calentamientos para succión de, 839
Tanques para evaporación instantánea, 451
Tapa del cabezal flotante, 165
Tasa de recirculación, 556
Tasa optima de reflujo, 576
TBP (Ver Punto de ebullición verdadero)
Temperatura, absoluta. 16, 18, 99, 284
bulbo seco, 654
calórica, 120-124
de bulbo húmedo, 653657
en compresión adiabática, 234
en convección forzada, 126
en convección libre, 258
en la masa, 249, 258
factores de conversión para, 900
interrupción, 729
media, 243
media aritmética, 67
pared del tubo, 125
película, en condensación, 310
superficie del, 811
variación periódica, 714
Temperatura adiabática, 234
Temperatura de aproximación, en condensadores barométricos, 460
en intercambiadores, ll 1
en intercambiadores de flujo paralelo-contracorriente, 181
en torres de enfriamiento, 680
calórica, 120-124
cálculo de, 124
temperatura de tubo húmedo, 652-657
vs. punto de rocío, 656
temperatura de escape, 355
de equilibrio, 301
de la pared del tubo, 125
en condensación, 310
en convección forzada, 126
en convección libre, 258
de saturación, 301
global, 249, 258
óptima del enfriador atmosférico, 834
de recuperación, 268
tiempo para (enfriamiento y calentamiento de lotes, cálculo de, 725-727

con intercambiadores en contracorriente 715. 718-721, 722725
con intercambíadores 1-2, 715, 721-722, 725
con intercambiadores 2-4, 722724
con recipientes enchaquetados, 714-715
con serpentín en tanques. 715-718
(Ver también Conducción, estado inestable)
promedio, 244
promedio de los fluidos (Ver Temperatura calórica)
Temperaturas de proceso, 111
Templado, 731, 735, 738
Tensión superficial de sustancias orgánicas y agua, 438, 445
Teorema Pi, 57
convección forzada por, 58
Teoría cuántica, 86-87
Teoría de Kelvín, 437
Teoría de la película, 45
Teoría de modelos, 57
Teoría de Nusselt, 305-314
Teoría electromagnética, 85
Termocompresión, 485, 511-517
demanda de vapor de agua para, gráficas, 512
economía de vapor en, 514
evaporación de azúcar por, 516-521
Termodinámica, definición de, 13
Termoroples, 872
Termosifones (Ver Calderetas, circulación natural)
Tiempo de reacción, 731
Tiempo para enfriamiento y calentamiento solidos, 730-754
Tiras, conducción en, 38
Tolueno, 143, 578
Torres (Ver Transferencia por contacto directo; Columnas de Destilación)
Torres con rociadores, 660, 663, 687
Torres de enfriamiento
abanicos para, 695, 701
agua de compensación en, 669
atmosféricas, 661, 662
balance de calor en, 667-671, 702
bulbo húmedo en verano, 681
caída de presión en, 688
cálculo del rendimiento en, 688-891
calculo de unidades de difusión, 676, 688-691, 695698
características de rendimiento en, 685
carga de aire, en, 669, 687
circulación natural en, 661
carga en, 669, 687
como deshumidificadores, 698, 700, 701
condiciones de diseño para, 674 685, 688, 689, 694
condiciones de proceso afectando el tamaño de, 692, 694
condiciones de proceso, para 679, 684
curvas de rendimiento en, 696698
depreciación en, 688
ecuaciones para, 674
elevación, sobre el nivel del mar, 693
empaques, 664, 676
entalpías del aire, 670
entalpias para, 670
escalonamiento en, 695
flujo cruzado en, 663
gráfica de entalpía-temperatura, 677
inducción forzada en, 661
integración gráfica en, 677
integración númerica, 677
inundación de, 688
medía logarítmica de la diferencia de entalpía en, 678, 689
nieblas de, 684
numero de unidades de difusión en, 675-676
pérdidas por arrastre en, 662, 668
rango de operación en, 694
recirculación en, 662
resistencia de la película de líquido en, 678
sin números de Lewis simplificados, 701
sobre el nivel del mar, 672
superficie de la gota, 666
superficie de la película en, 666
temperatura de aproximación en, 680
tiro inducido en, 661
tiro mecánico en, 661
tiro natural en, 661, 663
unidades de difusión en, 677, 689. 691, 699

unidades de difusión vs. rendimiento, 677
variación de las cargas en, 695
variaciones debido a Las estaciones, 695
velocidades de aire para, 665
Torres empacadas (Ver **Transferencia** por contacto **directo**)
Trampa, 528
Transferencia
acanalamiento en, 687
altura de la unidad de transferencia, 653
balance6 de calor en, 702
cálculo de enfriador de gas **para,** 703-707
características de **humidificación** de los empaques, 685, 666
coeficientes de **humidificación,** 634
con resistencia en la **película líquida,** 678
deshumidificadores, 698, 701-702
inundación en, 688
para enfriamiento de gases, **699-701**
por contacto directo, 646-709
sin transferencia de masa, 706
teoría de, 647-653
torres empacadas para, 694
transferencia de calor sensible en, 707-709
unidad de transferencia en, 653
(Ver *también* Torres de Enfriamiento)
Transférencia de calor, **definición** de, 13
Transferencia de calor, por **difusión,** 398
Transferencia de calor radiante, **102-107**
(Ver *también* **Radiación**)
Transferencia de masas, 397, 646, 698, 701
Transferencia de material (Ver **Transferencia** de masa)
Transferencia de momentum, **75-76,** 400
Tratamiento, químico, 352
Tubería de los destiladores (Ver Hornos, **refinerías** de **petróleo**)
Tubería, dimensiones de, 948
fricción en (Ver Factores de **fricción;** Caída de presión)
pérdida de calor, **32-37**
Tubo para intercambiadores de calor, 160, 948
Tubos con núcleo, 252
Tubos de condensador, 160
dimesiones, 548
Tubos, doblados, 446
en serpentín, 446
tamaños comunes de, 160
Tubos exteriores, 838
Turbinas, 202, 356, 450, 454
de vapor, 202, 355, 454, 461
y máquinas no condensantes, 202

—U—

Ultravioleta, 90
Unidad, de difusión, 677, **688,** 691
de resistencia, **definición** de, 33
de transferencia, 653, 675
Unidades, consistentes, 57
Uso óptimo del vapor de escape **y** de proceso, 202

—V—

Vacío, del condensador, en condensadores de superficie, 359-360
gases al, 233
en procesos de evaporación, 458
Válvula controladora de **presión,** 871, 882
Válvulas de alivio, 896
de diafragma, 872
de seguridad, 896
reguladoras, 87
Vapor de agua de proceso, 202
vs. vapor de agua de escape, 202
Vapor, de agua para **ejectores,** 460, 515
de agua sobrecalentado, 334, 923
de escape, 202
de purga, 451, 484
Vapor, saturado, 334, 342
sobrecalentado, 334, 436, 525
Vapores y gases de hidrocarburo, calor específico de, 912
conductividad térmica de, 907
Vaporización, 301, 379, 383, 437, 465
de recipientes, 530

de superficies limpias, 530
interferencia en, 529
(Ver *también* Evaporación; **Evaporizadores**; Calderetas,)
Vaporizadores, 131, 441, 523, 529, 530
caída de presión en, 532534
cálculo de, **535-540**
carga hidrostática en, 526
circulación forzada, 525
circulación forzada vs. natural, 526
circulación natural, 527
coeficientes de película para, 533
coeficiente máximo, 531
como evaporadores, 542
ebullición isotérmica, 533
ebullición no isotérmica, 546
gravedades específicas en, 532534
intercambiadores 1-2 como, 530
532
máximo flujo térmico permitido, 530
obstrucción en, 525
precalentamiento en, 532
problemas de bombeo en, 527
recirculación en, 526, 525
vapor en tubos, 543
Variables de proceso, 869
Velocidad
crítica, 75
de transición, 75
en condensadores de superficie, 361
de agua, en enfriadores, 190
de drenado, 306
óptima, 269
Viento
datos de verano sobre, 666
velocidades máximas del, 683
Viscosidad, 46
absoluta, 47
cinemática, 47
de ácidos grasos, 926
de fracciones de **petróleo,** 926
de gases, 231, 929, 930
de líquidos, 927, 928
de soluciones líquidas, 197
factores de conversión para, 900
libra-fuerza, 47, 308
libra-masa, 47, 308
tabla de conversión para, 925
Viscosímetro Saybolt, 48
Volatilidades relativas, 383
Volúmen molecular, 402
Volúmenes atómicos, tabla, 403

—Z—

Zeolitas de sodio, 444
Zona de condensación, 335, 342, 389
para vapores mezclados, 389
Zona de desobrecalentamiento, 335, 389
Zona de subenfriamiento, horizontal, 389
vertical, 342

PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

DONALD Q. KERN

El objeto de este libro es proporcionar instrucción fundamental en transferencia de calor empleando los métodos y lenguaje usado en la Industria.

Las posibilidades de una instrucción colegiada modelada según los requerimientos de la Ingeniería de Proceso, fueron sugeridas y alentadas por el Dr. Donald F. Othmer jefe de Ingeniería Química del Instituto Politécnico de Brooklyn. La inclusión de los aspectos prácticos de la materia como una parte integral de la pedagogía, se hizo con el intento de que sirva como suplemento más que sustituir a una vigorosa Fundamentación de los Procesos de Ingeniería. Estos puntos de vista se han retenido a través de la preparación de este libro.

Para proveer el amplio grupo de herramientas de trasnferencia de calor requeridas en la Ingeniería de Proceso, ha sido necesario presentar cierto número de métodos de cálculo empírico que no han aparecido previamente en la literatura de la Ingeniería. A estos métodos se les ha dado considerable atención, y el autor los ha discutido con numerosos ingenieros antes de aceptarlos e incluirlos en este libro.

Ha sido un deseo colateral el que todos los cálculos que aparecen en el texto hayan sido llevados a efecto por un ingeniero experimentado y según el método convencional, para permitir una aplicación más amplia, en la presentación de algunos métodos, se ha sacrificado algo de su exactitud.

GRUPO PATRIA CULTURAL

ISBN 968-26-1040-0

9 789682 610400

COMPAÑIA EDITORIAL CONTINENTAL, S.A. DE C.V.