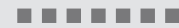


ENTROPÍA

En el capítulo 6 se introdujo el estudio de la segunda ley de la termodinámica y sus aplicaciones en ciclos y dispositivos cíclicos. En este capítulo se verán aplicaciones de la segunda ley a procesos. La primera ley de la termodinámica trata con la propiedad *energía* y su conservación; mientras que la segunda define una nueva propiedad llamada *entropía*, la cual es hasta cierto punto abstracta y difícil de describir físicamente sin considerar el estado microscópico del sistema. La entropía se entiende y aprecia mejor estudiando los usos que normalmente se encuentran en los procesos de ingeniería, lo cual se hará a lo largo de este capítulo.

El capítulo empieza con una exposición acerca de la desigualdad de Clausius, un concepto fundamental para definir la entropía, y continúa con el principio de incremento de entropía. A diferencia de la energía, la entropía es una propiedad que no se conserva, por lo tanto, la *conservación de entropía* no existe. Luego se exponen y examinan los cambios de entropía durante los procesos para las sustancias puras, las incompresibles, los gases ideales y se examina una clase especial de procesos idealizados llamados *isentrópicos*. Después se estudia el trabajo de flujo estacionario reversible y las eficiencias isentrópicas de varios dispositivos de ingeniería como turbinas y compresores. Finalmente, el balance de entropía se introduce y aplica a varios sistemas.



OBJETIVOS

En el capítulo 7, los objetivos son:

- Aplicar la segunda ley de la termodinámica a los procesos.
- Definir una nueva propiedad llamada *entropía* para cuantificar los efectos de la segunda ley.
- Establecer el *principio de incremento de entropía*.
- Calcular los cambios de entropía que tienen lugar durante los procesos para las sustancias puras, las incompresibles y los gases ideales.
- Examinar una clase especial de procesos idealizados, llamados *isentrópicos*, y desarrollar las relaciones de propiedades en éstos.
- Derivar las relaciones de trabajo de flujo estacionario reversible.
- Desarrollar las eficiencias isentrópicas para varios dispositivos de flujo estacionario.
- Introducir y aplicar el balance de entropía a varios sistemas.

7-1 ■ ENTROPÍA

La segunda ley de la termodinámica conduce frecuentemente a expresiones que involucran desigualdades. Por ejemplo, una máquina térmica irreversible (es decir, real) es menos eficaz que otra reversible que opera entre los mismos dos depósitos de energía térmica. Igualmente, un refrigerador irreversible o una bomba de calor tiene un coeficiente de desempeño (COP) menor que otro reversible que funciona entre los mismos límites de temperatura. Otra desigualdad importante que tiene mayores consecuencias en la termodinámica es la **desigualdad de Clausius**, establecida por primera vez por el físico alemán R. J. E. Clausius (1822-1888), uno de los fundadores de la termodinámica. Este concepto se expresó en 1865 como

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$$

Es decir, *la integral cíclica de $\delta Q/T$ siempre es menor o igual a cero*. Esta desigualdad es válida durante todos los ciclos, tanto reversibles como irreversibles. El símbolo \oint (símbolo de integral con un círculo en medio) se usa para indicar que la integración será realizada durante el ciclo entero. Cualquier transferencia de calor hacia o desde un sistema consiste en cantidades diferenciales de transferencia de calor. Entonces la integral cíclica de $\delta Q/T$ puede considerarse como la suma de todas estas cantidades diferenciales de transferencia de calor dividida entre la temperatura en la frontera.

Para demostrar la validez de la desigualdad de Clausius, considere un sistema conectado a un depósito de energía térmica con una temperatura termodinámica constante (es decir, absoluta) T_R a través de un dispositivo cíclico reversible (Fig. 7-1). El dispositivo cíclico recibe calor δQ_R del depósito y suministra calor δQ al sistema cuya temperatura en esa parte de la frontera es T (una variable) mientras produce trabajo δW_{rev} . El sistema produce trabajo δW_{sis} como resultado de esta transferencia de calor. Si se aplica el balance de energía al sistema combinado identificado por las líneas punteadas, se obtiene

$$\delta W_C = \delta Q_R - dE_C$$

donde δW_C es el trabajo total del sistema combinado ($\delta W_{rev} + \delta W_{sis}$) y dE_C es el cambio en la energía total del sistema combinado. Considerando que el dispositivo cíclico es *reversible*, tenemos

$$\frac{\delta Q_R}{T_R} = \frac{\delta Q}{T}$$

donde el signo de δQ es determinado respecto al sistema (positivo si es *hacia* el sistema y negativo si es *desde* el sistema), y el signo de δQ_R es determinado respecto al dispositivo cíclico reversible. Al eliminar δQ_R de las dos relaciones anteriores se obtiene

$$\delta W_C = T_R \frac{\delta Q}{T} - dE_C$$

Ahora, si el sistema experimenta un ciclo mientras el dispositivo cíclico experimenta un número entero de ciclos, entonces la relación precedente se vuelve

$$W_C = T_R \oint \frac{\delta Q}{T}$$

puesto que la integral cíclica de energía (el cambio neto durante un ciclo en la energía la cual es una propiedad) es cero. Aquí W_C es la integral cíclica de δW_C , y representa el trabajo neto durante el ciclo combinado.

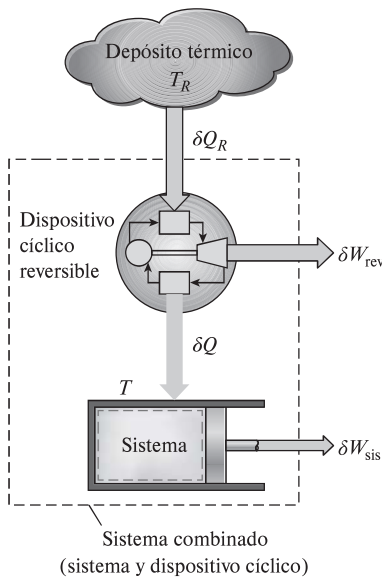


FIGURA 7-1

El sistema considerado en el desarrollo de la desigualdad de Clausius.

Al parecer, el sistema combinado intercambia calor solamente con un depósito de energía térmica mientras involucra (produciendo o consumiendo) trabajo W_C durante un ciclo. Con base en el enunciado de Kelvin-Planck de la segunda ley, la cual establece que *ningún sistema puede producir una cantidad neta de trabajo mientras opera en un ciclo e intercambia calor con un solo depósito de energía térmica*, se concluye que W_C no puede ser un trabajo de salida y por lo tanto no puede ser una cantidad positiva. Considerando que T_R es la temperatura termodinámica y en consecuencia una cantidad positiva, se tiene

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (7-1)$$

que es la *desigualdad de Clausius*, la cual es válida para todos los ciclos termodinámicos, reversibles, irreversibles e incluso los de refrigeración.

Si ninguna irreversibilidad ocurre tanto dentro del sistema como en el dispositivo cíclico reversible, entonces el ciclo experimentado por el sistema combinado es internamente reversible y como tal, puede invertirse. Para un ciclo inverso, todas las cantidades tienen la misma magnitud pero signo opuesto, por consiguiente, el trabajo W_C , que no podría ser una cantidad positiva en el caso ordinario, no puede ser una cantidad negativa en el caso inverso. Entonces, $W_{C, \text{int rev}} = 0$ puesto que no puede ser una cantidad positiva o negativa, así

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{int rev}} = 0 \quad (7-2)$$

para ciclos internamente reversibles. De ahí se concluye que *la igualdad en la desigualdad de Clausius se cumple para ciclos reversibles total o sólo internamente reversibles, mientras que la desigualdad se mantiene para los irreversibles*.

Con la finalidad de desarrollar una relación para la definición de entropía, examinemos más profundamente la ecuación 7-2, en la cual se tiene una cantidad cuya integral cíclica es cero. Pensemos por un momento qué tipo de cantidades pueden tener esta característica; se sabe que la integral cíclica de *trabajo* no es cero. (Es bueno que así sea, ya que de otro modo, las máquinas térmicas que trabajan en un ciclo, como las centrales termoeléctricas, producirían trabajo neto igual a cero.) Tampoco lo es la integral cíclica de calor.

Considere el volumen ocupado por un gas en un dispositivo de cilindro-émbolo que experimenta un ciclo, como se muestra en la figura 7-2. Cuando el émbolo vuelve a su posición inicial al final del ciclo, el volumen del gas también vuelve a su valor inicial, de manera que el cambio neto en el volumen durante un ciclo es cero, lo cual se expresa como

$$\oint dV = 0 \quad (7-3)$$

Es decir, la integral cíclica de volumen (o de cualquier otra propiedad) es cero. Asimismo, una cantidad cuya integral cíclica es cero depende sólo del *estado* y no de la trayectoria del proceso, por lo tanto es una propiedad. En consecuencia, la cantidad $(\delta Q/T)_{\text{int rev}}$ debe representar una propiedad en la forma diferencial.

Clausius comprendió en 1865 que había descubierto una nueva propiedad termodinámica y decidió nombrarla **entropía**, la cual está designada por S y definida como

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{int rev}} \quad (\text{kJ/K}) \quad (7-4)$$

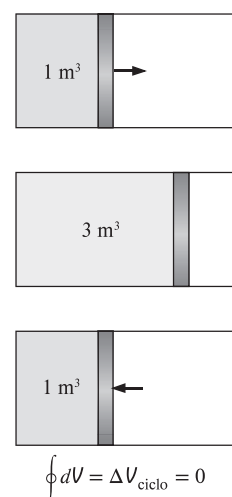


FIGURA 7-2

El cambio neto en el volumen (una propiedad) durante un ciclo siempre es cero.

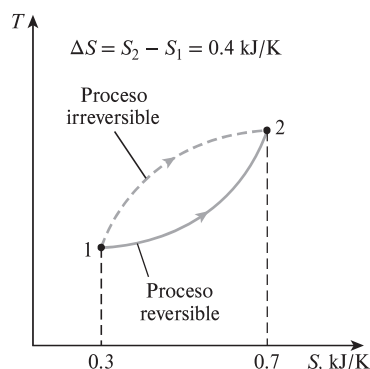


FIGURA 7-3
El cambio de entropía entre dos estados específicos es el mismo si el proceso es reversible o irreversible.

La entropía es una propiedad extensiva de un sistema y a veces se le llama *entropía total*, mientras que la entropía por unidad de masa s es una propiedad intensiva y tiene la unidad $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$. Generalmente, el término *entropía* se usa para referirse a ambas: a la total y a la de por unidad de masa, ya que el contexto normalmente esclarece de cuál se trata.

El cambio de entropía de un sistema durante un proceso puede determinarse integrando la ecuación 7-4 entre los estados inicial y final:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{int rev}} \quad (\text{kJ/K}) \quad (7-5)$$

Note que realmente se ha definido el *cambio* en la entropía en lugar de la entropía misma, así como se ha definido el cambio en la energía en lugar de la propia energía cuando se analizó la relación de la primera ley. Los valores absolutos de entropía son determinados con base en la tercera ley de la termodinámica expuesta posteriormente en este capítulo. Los ingenieros están normalmente interesados en los *cambios* en la entropía, por consiguiente, a la entropía de una sustancia se le puede asignar un valor cero en algún estado de referencia arbitrariamente seleccionado mientras que el valor de entropía para otros estados puede determinarse de la ecuación 7-5 si se elige el estado 1 como el de referencia ($S = 0$) y el 2 como el que la entropía será determinada.

Para realizar la integración en la ecuación 7-5, es necesario conocer la relación entre Q y T durante un proceso; relación que a menudo no está disponible, además de que la integral en la ecuación 7-5 sólo puede aplicarse para algunos casos. La mayoría de las ocasiones debemos confiar en los datos tabulados para la entropía.

Observe que la entropía es una propiedad y, al igual que las otras propiedades, tiene valores fijos en estados fijos. Por consiguiente, el cambio de entropía ΔS entre dos estados especificados es el mismo sin importar qué trayectoria, reversible o irreversible, se sigue durante un proceso (Fig. 7-3).

También es importante observar que la integral $\delta Q/T$ da el valor de cambio de entropía *sólo si* la integración se efectúa a lo largo de una trayectoria *internamente reversible* entre los dos estados. La integral de $\delta Q/T$ a lo largo de una trayectoria irreversible no es una propiedad y, generalmente, se obtendrán valores diferentes cuando la integración se cumple a lo largo de distintas trayectorias irreversibles. Por lo tanto, incluso para los procesos irreversibles, el cambio de entropía debe determinarse cumpliendo esta integración a lo largo de alguna trayectoria internamente reversible conveniente e *imaginaria* entre los estados especificados.

Caso especial: procesos isotérmicos de transferencia de calor internamente reversibles

Recuerde que los procesos isotérmicos de transferencia de calor son internamente reversibles, por lo tanto el cambio de entropía de un sistema durante uno de estos procesos puede determinarse al resolver la integral de la ecuación 7-5:

$$\Delta S = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{int rev}} = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T_0} \right)_{\text{int rev}} = \frac{1}{T_0} \int_1^2 (\delta Q)_{\text{int rev}}$$

la cual se reduce a

$$\Delta S = \frac{Q}{T_0} \quad (\text{kJ/K}) \quad (7-6)$$

donde T_0 es la temperatura constante del sistema y Q es la transferencia de calor para el proceso internamente reversible. La ecuación 7-6 es particularmente útil para determinar los cambios de entropía de depósitos de energía térmica que pueden absorber o proporcionar calor indefinidamente a una temperatura constante.

Observe que el cambio de entropía de un sistema durante un proceso isotérmico internamente reversible puede ser positivo o negativo, dependiendo de la dirección de la transferencia de calor. La transferencia de calor hacia un sistema aumenta la entropía de éste, mientras que la transferencia de calor desde un sistema la disminuye. De hecho, la pérdida de calor es la única manera en que es posible disminuir la entropía de un sistema.

EJEMPLO 7-1 Cambio de entropía durante un proceso isotérmico

Un dispositivo compuesto por cilindro-émbolo contiene una mezcla de líquido y vapor de agua a 300 K. Durante un proceso a presión constante se transfieren al agua 750 kJ de calor. Como resultado, la parte líquida en el cilindro se vaporiza. Determine el cambio de entropía del agua durante este proceso.

SOLUCIÓN El calor se transfiere a una mezcla de líquido y vapor de agua contenidos en un dispositivo de cilindro-émbolo que se halla a presión constante. Se determinará el cambio de entropía del agua.

Suposición Ninguna irreversibilidad ocurre dentro de las fronteras del sistema durante el proceso.

Análisis Se considera como sistema la *totalidad del agua* (líquido + vapor) dentro del cilindro (Fig. 7-4). Se trata de un *sistema cerrado* puesto que ninguna masa atraviesa la frontera del sistema durante el proceso. Se observa que la temperatura del sistema permanece constante en 300 K durante este proceso porque la temperatura de una sustancia pura permanece constante en el valor de saturación durante un proceso de cambio de fase a presión constante.

El sistema experimenta un proceso isotérmico internamente reversible, y así su cambio en la entropía puede determinarse directamente de la ecuación 7-6

$$\Delta S_{\text{sis, isotérmico}} = \frac{Q}{T_{\text{sis}}} = \frac{750 \text{ kJ}}{300 \text{ K}} = 2.5 \text{ kJ/K}$$

Comentario Como se esperaba, el cambio de entropía del sistema es positivo, porque la transferencia de calor es *hacia* el sistema.

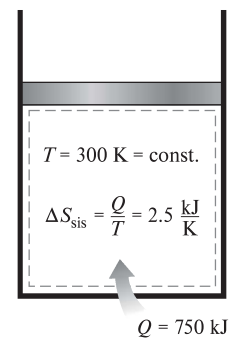


FIGURA 7-4
Esquema para el ejemplo 7-1.

7-2 ■ EL PRINCIPIO DEL INCREMENTO DE ENTROPÍA

Considere un ciclo conformado por dos procesos: el proceso 1-2 que es arbitrario (reversible o irreversible), y el 2-1, el cual es internamente reversible, como se muestra en la figura 7-5. De la desigualdad de Clausius,

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$$

o

$$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + \int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{int rev}} \leq 0$$

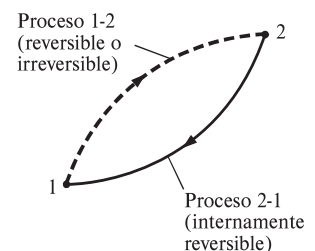


FIGURA 7-5
Un ciclo compuesto por un proceso reversible y otro irreversible.

La segunda integral en la relación anterior es reconocida como el cambio de entropía $S_1 - S_2$. Por consiguiente,

$$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_1 - S_2 \leq 0$$

la cual puede reordenarse como

$$S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \quad (7-7)$$

También puede expresarse en forma diferencial como

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \quad (7-8)$$

donde la igualdad se cumple para un proceso internamente reversible y la desigualdad para uno irreversible. De estas ecuaciones se puede concluir que el cambio de entropía de un sistema cerrado durante un proceso irreversible es mayor que la integral de $\delta Q/T$ evaluada para ese proceso. En el caso límite de un proceso reversible, estas dos cantidades se vuelven iguales. Es necesario enfatizar que en estas relaciones T es la *temperatura termodinámica* de la *frontera* a través de la cual el calor diferencial δQ se transfiere entre el sistema y los alrededores.

La cantidad $\Delta S = S_2 - S_1$ representa el *cambio de entropía* del sistema. Para un proceso reversible, se vuelve igual a $\int_1^2 \delta Q/T$, que representa la *transferencia de entropía* por medio de calor.

El signo de la desigualdad en las relaciones precedentes es un constante recordatorio de que el cambio de entropía de un sistema cerrado durante un proceso irreversible siempre es mayor que la transferencia de entropía. Es decir, alguna entropía es *generada* o *creada* durante un proceso irreversible, y esta generación se debe completamente a la presencia de irreversibilidades. La entropía generada durante un proceso se llama **generación de entropía** y se denota por S_{gen} . Como la diferencia entre el cambio de entropía de un sistema cerrado y la transferencia de entropía es igual a la generación de entropía, la ecuación 7-7 puede volverse a escribir como una igualdad

$$\Delta S_{\text{sis}} = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_{\text{gen}} \quad (7-9)$$

Observe que la generación de entropía S_{gen} siempre es una cantidad *positiva* o *cero*. Su valor depende del proceso, así que *no* es una propiedad del sistema. También, en la ausencia de cualquier transferencia de entropía, el cambio de entropía de un sistema es igual a la generación de entropía.

La ecuación 7-7 tiene implicaciones de largo alcance en termodinámica. Para un sistema aislado (o simplemente un sistema cerrado adiabático), la transferencia de calor es cero y la ecuación 7-7 se reduce a

$$\Delta S_{\text{aislado}} \geq 0 \quad (7-10)$$

Esta ecuación expresa que *la entropía de un sistema aislado durante un proceso siempre se incrementa o, en el caso límite de un proceso reversible, permanece constante*. En otros términos, *nunca* disminuye. Esto es conocido como el **principio de incremento de entropía**. Note que en la ausencia de cualquier transferencia de calor, el cambio de entropía solamente se debe a las irreversibilidades y su efecto es siempre incrementar la entropía.

La entropía es una propiedad extensiva, por lo tanto la entropía total de un sistema es igual a la suma de las entropías de las partes del sistema. Un sistema aislado puede estar compuesto de cualquier número de subsistemas (Fig. 7-6). Por ejemplo, un sistema y sus alrededores constituyen un sistema aislado porque los dos pueden hallarse encerrados por una frontera arbitraria suficientemente grande a través de la cual no hay transferencia de calor, trabajo o masa (Fig. 7-7). Por consiguiente, es posible considerar a un sistema y sus alrededores como dos subsistemas de un sistema aislado, y el cambio de entropía de éste durante un proceso resulta de la suma de los cambios de entropía del sistema y sus alrededores, la cual es igual a la generación de entropía porque un sistema aislado no involucra transferencia de entropía. Es decir,

$$S_{\text{generada}} = \Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{sistema}} + \Delta S_{\text{alrededores}} \geq 0 \quad (7-11)$$

donde la igualdad se cumple para los procesos reversibles y la desigualdad para los irreversibles. Observe que ΔS_{alr} designa el cambio en la entropía de los alrededores como resultado de la ocurrencia del proceso bajo consideración.

Como ningún proceso real es verdaderamente reversible, es posible concluir que durante un proceso se genera alguna entropía y por consiguiente la entropía del universo, la cual puede considerarse como un sistema aislado, está incrementándose continuamente. El proceso es más irreversible entre más grande sea la entropía generada durante dicho proceso. Ninguna entropía se genera durante los procesos reversibles ($S_{\text{gen}} = 0$).

El incremento de entropía del universo no sólo es gran interés para los ingenieros, también lo es para filósofos, teólogos, economistas y activistas ecológicos, puesto que la entropía es visualizada como una medida de desorden (o “mezclaje”) en el universo.

El principio de incremento de entropía no implica que la de un sistema no pueda disminuir. El cambio de entropía de un sistema *puede* ser negativo durante un proceso (Fig. 7-8), pero la generación de entropía no. El principio de incremento de entropía puede resumirse como sigue:

$$S_{\text{gen}} \begin{cases} > 0 & \text{proceso irreversible} \\ = 0 & \text{proceso reversible} \\ < 0 & \text{proceso imposible} \end{cases}$$

Esta relación sirve como un criterio decisivo si un proceso es reversible, irreversible o imposible.

Las cosas en la naturaleza tienden a cambiar hasta que logran un estado de equilibrio. El principio de incremento de entropía dicta que la entropía de un sistema aislado aumenta hasta que su entropía alcanza un valor *máximo*. Se dice que el sistema ha alcanzado un estado de equilibrio porque el principio de incremento de entropía en ese punto prohíbe al sistema sufrir cualquier cambio de estado que produzca una disminución en la entropía.

Algunos comentarios sobre la entropía

A la luz de las anteriores exposiciones, se obtienen las siguientes conclusiones:

1. Los procesos sólo pueden ocurrir en una *cierta* dirección, no en *cualquiera*. Un proceso debe proceder en la dirección que obedece al principio de incremento de entropía, es decir, $S_{\text{gen}} \geq 0$. Un proceso que viola este principio es imposible. Este principio obliga a menudo a las reacciones químicas a detenerse antes de completarse.

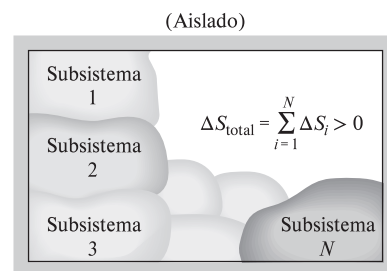


FIGURA 7-6

El cambio de entropía de un sistema aislado es la suma de los cambios de entropía de sus componentes, y nunca es menor que cero.

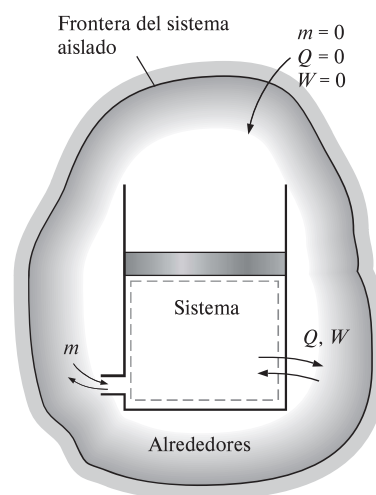
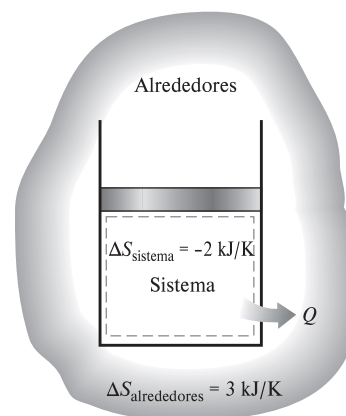


FIGURA 7-7

Un sistema y sus alrededores forman un sistema aislado.



$$S_{\text{generada}} = \Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{sistema}} + \Delta S_{\text{alrededores}} = 1 \text{ kJ/K}$$

FIGURA 7-8

El cambio de entropía de un sistema puede ser negativo, pero la generación de entropía no.

- La entropía es una *propiedad que no se conserva*, por lo tanto *no* existe algo como el *principio de conservación de la entropía*. Ésta se conserva sólo durante el proceso reversible idealizado y se incrementa durante *todos* los procesos reales.
- El desempeño de los sistemas de ingeniería es degradado por la presencia de irreversibilidades; y la *generación de entropía* es una medida de las magnitudes de irreversibilidades presentes durante ese proceso. A mayor magnitud de irreversibilidades, mayor generación de entropía. Por consiguiente, la generación de entropía puede usarse como una medida cuantitativa de irreversibilidades asociadas al proceso, y para establecer el criterio a emplearse en el diseño de dispositivos. Este punto se ilustra a continuación, en el ejemplo 7-2.

EJEMPLO 7-2 Generación de entropía durante los procesos de transferencia de calor

Una fuente de calor a 800 K pierde 2 000 kJ de calor hacia un sumidero a a) 500 K y b) 750 K. Determine qué proceso de transferencia de calor es más irreversible.

SOLUCIÓN El calor se transfiere de una fuente de calor hacia dos sumideros de calor con diferentes temperaturas. Se determinará el proceso de transferencia de calor más irreversible.

Análisis Un bosquejo de los depósitos se muestra en la figura 7-9; ambos casos involucran la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita, por lo tanto los dos son irreversibles. La magnitud de irreversibilidad asociada con cada proceso puede ser determinada calculando el cambio de entropía total para cada caso. El cambio de entropía total para un proceso de transferencia de calor que involucra dos depósitos (una fuente y un sumidero) es la suma de los cambios de entropía de cada depósito, dado que ambos forman un sistema adiabático.

¿Realmente lo forman? La exposición del problema da la impresión de que los dos depósitos están en contacto directo durante el proceso de transferencia de calor, pero esto no puede ser así porque la temperatura en un punto puede tener sólo un valor y por lo tanto no puede ser de 800 K en uno de los lados del punto de contacto y de 500 K en el otro. Dicho de otra manera, la función de temperatura no puede tener un salto de discontinuidad. Entonces, es razonable suponer que ambos depósitos están separados por una división a través de la cual las caídas de temperatura son de 800 K en un lado, y 500 K (o 750 K) en el otro. Por consiguiente, el cambio de entropía de la división también debe ser considerado al evaluar el cambio de entropía total para este proceso. Sin embargo, si se toma en cuenta que la entropía es una propiedad y los valores de ésta dependen del estado de un sistema, se puede sostener que el cambio de entropía de la división es cero porque dicha división parece haber sufrido un proceso *estacionario*, de manera que no experimentó cambio en sus propiedades en cualquier punto. Este argumento se basa en el hecho de que la temperatura en ambos lados de la división —y por lo tanto por todas partes— permanece constante durante este proceso. Por consiguiente, se justifica suponer que $\Delta S_{\text{división}} = 0$ dado que la entropía (así como la energía) contenida de la división permanece constante durante el proceso.

El cambio de entropía para cada depósito puede determinarse de la ecuación 7-6, ya que cada depósito sufre un proceso isotérmico internamente reversible.

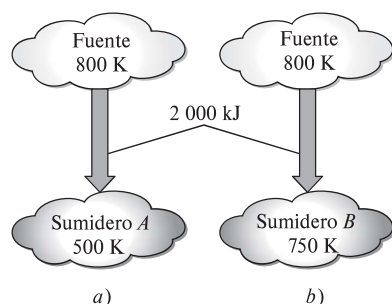


FIGURA 7-9

Esquema para el ejemplo 7-2.

a) Para el proceso de transferencia de calor a un sumidero a 500 K:

$$\Delta S_{\text{fuente}} = \frac{Q_{\text{fuente}}}{T_{\text{fuente}}} = \frac{-2\,000 \text{ kJ}}{800 \text{ K}} = -2.5 \text{ kJ/K}$$

$$\Delta S_{\text{sumidero}} = \frac{Q_{\text{sumidero}}}{T_{\text{sumidero}}} = \frac{2\,000 \text{ kJ}}{500 \text{ K}} = 4.0 \text{ kJ/K}$$

y

$$S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{fuente}} + \Delta S_{\text{sumidero}} = (-2.5 + 4.0) \text{ kJ/K} = 1.5 \text{ kJ/K}$$

Así, durante este proceso se genera 1.5 kJ/K de entropía. Como ambos depósitos han sufrido procesos internamente reversibles, la generación entera de entropía tuvo lugar en la división.

b) Si se repiten los cálculos del inciso a) para una temperatura de 750 K en el sumidero, obtenemos

$$\Delta S_{\text{fuente}} = -2.5 \text{ kJ/K}$$

$$\Delta S_{\text{sumidero}} = 2.7 \text{ kJ/K}$$

y

$$S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{total}} = (-2.5 + 2.7) \text{ kJ/K} = 0.2 \text{ kJ/K}$$

El cambio de entropía total para el proceso presentado en el inciso b) es menor y por lo tanto el proceso es menos irreversible. Esto puede esperarse ya que el proceso en b) involucra una diferencia de temperatura menor y, por ende, una irreversibilidad menor.

Comentario Las irreversibilidades asociadas con ambos procesos podrían ser eliminadas con una máquina térmica de Carnot que opere entre la fuente y el sumidero. En este caso puede demostrarse que el $\Delta S_{\text{total}} = 0$.

7-3 ■ CAMBIO DE ENTROPÍA DE SUSTANCIAS PURAS

La entropía es una propiedad, por lo tanto el valor de la entropía de un sistema se establece una vez fijado el estado de éste. Las dos propiedades intensivas independientes fijan el estado de un sistema simple compresible, así como los valores de la entropía y otras propiedades en ese estado. Es posible expresar en términos de otras propiedades el cambio de la entropía de una sustancia, empezando por su definición (véase Secc. 7-7). Pero en general estas relaciones son demasiado complicadas e imprácticas para cálculos manuales; por lo tanto, con el uso de un estado de referencia adecuado las entropías de sustancias se evalúan a partir de los datos de propiedades medibles siguiendo los cálculos bastante complicados, para después tabular los resultados de la misma forma en que se hace con otras propiedades como V , u y h (Fig. 7-10).

Los valores de entropía en las tablas de propiedades se ofrecen respecto a un estado de referencia arbitrario. En las tablas de vapor de agua, a la entropía de líquido saturado s_f a 0.01°C se le asigna el valor de cero, y para el refrigerante 134a, el valor cero es asignado al líquido saturado a -40°C . Los valores de entropía se vuelven negativos a temperaturas inferiores al valor de referencia.

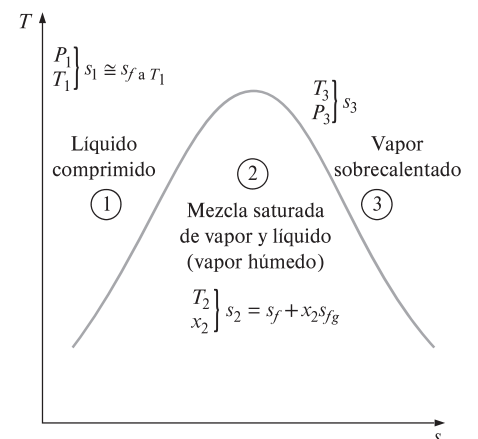


FIGURA 7-10

La entropía de una sustancia pura se determina a partir de las tablas (igual que otras propiedades).

El valor de la entropía en un estado especificado se determina del mismo modo que se hace para cualquier otra propiedad. En las regiones del líquido comprimido y de vapor sobrecalentado, los valores pueden obtenerse directamente de las tablas al conocer el estado especificado, mientras que para la región del vapor húmedo, se determina a partir de

$$s = s_f + x s_{fg} \quad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$

donde x es la calidad, y los valores s_f y s_{fg} se listan en las tablas de saturación. En ausencia de datos para líquido comprimido, la entropía de éstos se aproxima con la entropía del líquido saturado a la temperatura dada:

$$s_{a T, P} \cong s_{f a T} \quad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$

Durante un proceso, el cambio de entropía de una masa especificada m (un sistema cerrado) simplemente es

$$\Delta S = m \Delta s = m(s_2 - s_1) \quad (\text{kJ/K}) \quad (7-12)$$

la cual es la diferencia entre los valores de entropía en los estados final e inicial.

Al estudiar aspectos de la segunda ley para procesos, la entropía normalmente se usa como una coordenada en diagramas T - s y h - s . Las características generales del diagrama T - s para sustancias puras se muestran en la figura 7-11, donde se usan datos para el agua. En este diagrama, las líneas de volumen constante se precipitan más que las de presión constante, las cuales a su vez son paralelas a las de temperatura constante en la región de vapor húmedo. Asimismo, las líneas de presión constante casi coinciden con la línea de líquido saturado en la región de líquido comprimido.

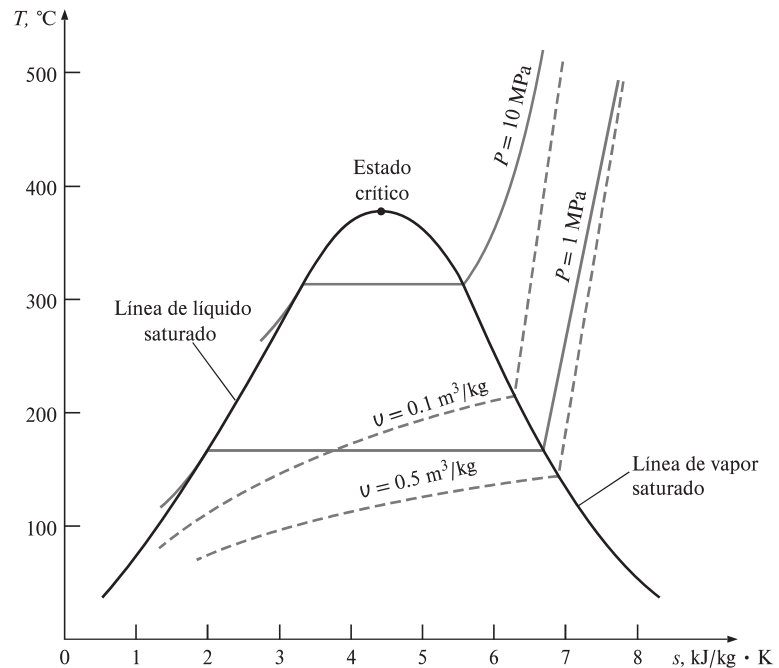


FIGURA 7-11

Esquema del diagrama T - s para el agua.

EJEMPLO 7-3 Cambio de entropía de una sustancia en un recipiente

Un recipiente rígido contiene inicialmente 5 kg de refrigerante 134a a 20 °C y 140 kPa; la sustancia se enfría mientras es agitada hasta que su presión disminuye a 100 kPa. Determine el cambio de entropía del refrigerante durante este proceso.

SOLUCIÓN El refrigerante contenido en un recipiente rígido se enfría mientras es agitado. Se determinará el cambio de entropía del refrigerante.

Suposición El volumen del recipiente es constante, por lo tanto $v_2 = v_1$.

Análisis El refrigerante en el recipiente se considera como el sistema (Fig. 7-12), el cual es un *sistema cerrado* porque durante el proceso ninguna masa cruza su frontera. Se observa que el cambio en la entropía de una sustancia a lo largo del proceso simplemente es la diferencia entre el valor de entropía en los estados final e inicial. El inicial está completamente especificado.

Si se considera que el volumen específico permanece constante durante el proceso, las propiedades del refrigerante en ambos estados son

$$\text{Estado 1: } \left. \begin{array}{l} P_1 = 140 \text{ kPa} \\ T_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} s_1 = 1.0625 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \\ v_1 = 0.16544 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

$$\text{Estado 2: } \left. \begin{array}{l} P_2 = 100 \text{ kPa} \\ (v_2 = v_1) \end{array} \right\} \begin{array}{l} v_f = 0.0007258 \text{ m}^3/\text{kg} \\ v_g = 0.19255 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

En el estado final el refrigerante es una mezcla saturada de líquido y vapor, puesto que $v_f < v_2 < v_g$ a 100 kPa de presión. Por consiguiente, se necesita determinar primero la calidad:

$$x_2 = \frac{v_2 - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.16544 - 0.0007258}{0.19255 - 0.0007258} = 0.859$$

Por lo tanto,

$$s_2 = s_f + x_2 s_{fg} = 0.07182 + (0.859)(0.88008) = 0.8278 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Entonces, el cambio de entropía del refrigerante durante este proceso es

$$\begin{aligned} \Delta S &= m(s_2 - s_1) = (5 \text{ kg})(0.8278 - 1.0625) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \\ &= -1.173 \text{ kJ/K} \end{aligned}$$

Comentario El signo negativo indica que durante este proceso la entropía del sistema está disminuyendo, pero esto no es una violación de la segunda ley porque la *generación de entropía* S_{gen} es la que no puede ser negativa.

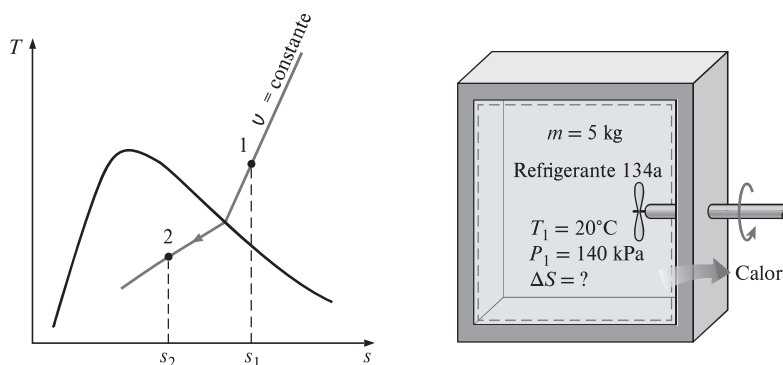


FIGURA 7-12

Esquema y diagrama T - s para el ejemplo 7-3.

EJEMPLO 7-4 Cambio de entropía durante un proceso a presión constante

Inicialmente, un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 3 lbm de agua líquida a 20 psia y 70 °F. El agua está ahora calentándose a una presión constante por la adición de 3 450 Btu de calor. Determine el cambio de entropía del agua durante este proceso.

SOLUCIÓN Se calienta agua líquida a presión constante en un dispositivo de cilindro-émbolo. Se determinará el cambio de entropía del agua.

Suposiciones **1** El recipiente no se mueve y por lo tanto los cambios de energías cinética y potencial son cero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$. **2** El proceso es de cuasiequilibrio. **3** La presión permanece constante durante el proceso y por lo tanto $P_2 = P_1$.

Análisis Se toma al agua contenida en el cilindro como el *sistema* (Fig. 7-13), el cual es un *sistema cerrado* porque durante el proceso ninguna masa cruza sus fronteras. Se observa que un dispositivo de cilindro-émbolo involucra una frontera móvil, y por lo tanto también un trabajo de frontera W_b . También, se transfiere calor al sistema.

En el estado inicial, el agua existe como un líquido comprimido porque su presión es mayor que la de saturación de 0.3632 psia a 70 °F. Si se aproxima el líquido comprimido como un líquido saturado a la temperatura dada, las propiedades en el estado inicial son

$$\text{Estado 1: } \left. \begin{array}{l} P_1 = 20 \text{ psia} \\ T_1 = 70 \text{ °F} \end{array} \right\} \begin{array}{l} s_1 \cong s_{f \text{ a } 70 \text{ °F}} = 0.07459 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R} \\ h_1 \cong h_{f \text{ a } 70 \text{ °F}} = 38.08 \text{ Btu/lbm} \end{array}$$

Por lo tanto, en el estado final la presión es todavía de 20 psia, pero es necesaria una propiedad más para determinar el estado, la cual se determina por el balance de energía,

$$\begin{array}{ccc} E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} & = & \Delta E_{\text{sistema}} \\ \text{Transferencia neta de energía} & & \text{Cambio de energías interna,} \\ \text{mediante calor, trabajo y masa} & & \text{cinética, potencial, etcétera} \end{array}$$

$$Q_{\text{entrada}} - W_b = \Delta U$$

$$Q_{\text{entrada}} = \Delta H = m(h_2 - h_1)$$

$$3\,450 \text{ Btu} = (3 \text{ lbm})(h_2 - 38.08 \text{ Btu/lbm})$$

$$h_2 = 1\,188.1 \text{ Btu/lbm}$$

como $\Delta U + W_b = \Delta H$ para un proceso de cuasiequilibrio a presión constante. Entonces,

$$\text{Estado 2: } \left. \begin{array}{l} P_2 = 20 \text{ psia} \\ h_2 = 1\,188.1 \text{ Btu/lbm} \end{array} \right\} \begin{array}{l} s_2 = 1.7761 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R} \\ \text{(Tabla A-6E, interpolación)} \end{array}$$

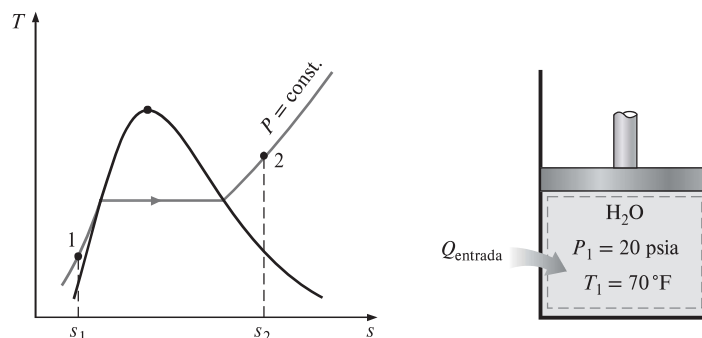


FIGURA 7-13

Esquema y diagrama T - s para el ejemplo 7-4.

Por consiguiente, el cambio de entropía del agua durante este proceso es

$$\begin{aligned}\Delta S &= m(s_2 - s_1) = (3 \text{ lbm})(1.7761 - 0.07459) \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R} \\ &= 5.105 \text{ Btu/R}\end{aligned}$$

7-4 ■ PROCESOS ISENTRÓPICOS

Antes se mencionó que la entropía de una masa fija puede cambiarse por 1) la transferencia de calor y 2) las irreversibilidades; entonces, la entropía de una masa fija no cambia durante un proceso que es *internamente reversible* y *adiabático* (Fig. 7-14). Un proceso en el que la entropía se mantiene constante es un **proceso isentrópico**, el cual se caracteriza por

$$\text{Proceso isentrópico:} \quad \Delta s = 0 \quad \text{o} \quad s_2 = s_1 \quad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \quad (7-13)$$

Es decir, una sustancia tendrá el mismo valor de entropía tanto al final como al inicio del proceso si este se lleva a cabo de una manera isentrópica.

Muchos sistemas o dispositivos de ingeniería como bombas, turbinas, toberas y difusores son esencialmente adiabáticos en su funcionamiento, y tienen mejor desempeño cuando se minimizan las irreversibilidades, como la fricción asociada al proceso. Un proceso isentrópico puede servir como un modelo apropiado para los procesos reales, además de permitirnos definir las eficiencias para los procesos al comparar el desempeño real de estos dispositivos con el desempeño en condiciones idealizadas.

Es importante reconocer que un proceso *adiabático reversible* necesariamente es isentrópico ($s_2 = s_1$), pero uno *isentrópico* no es necesariamente un proceso adiabático reversible (por ejemplo, el incremento de entropía de una sustancia durante un proceso, como resultado de irreversibilidades, puede compensarse con una disminución en la entropía como resultado de las pérdidas de calor). Sin embargo, el término *proceso isentrópico* se usa habitualmente en termodinámica para referirse a un *proceso adiabático internamente reversible*.

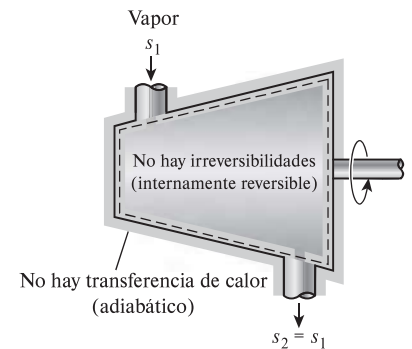


FIGURA 7-14

Durante un proceso adiabático internamente reversible (isentrópico), la entropía permanece constante.

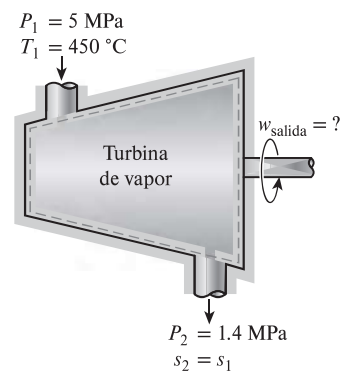
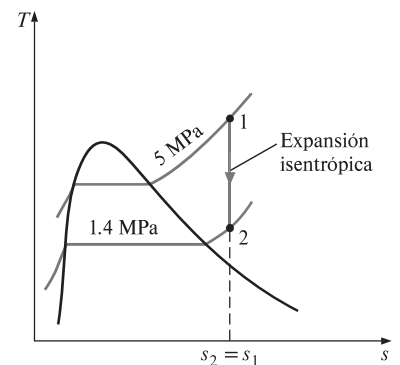


FIGURA 7-15

Esquema y diagrama T - s para el ejemplo 7-5.

EJEMPLO 7-5 Expansión isentrópica de vapor de agua en una turbina

En una turbina adiabática entra vapor de agua a 5 MPa y 450 °C y sale a una presión de 1.4 MPa. Determine el trabajo de salida de la turbina por unidad de masa de vapor si el proceso es reversible.

SOLUCIÓN De una manera reversible, el vapor de agua se expande en una turbina adiabática hasta una presión especificada. Se determinará el trabajo de salida de la turbina.

Suposiciones 1 Éste es un proceso de flujo estacionario porque no hay cambio con respecto al tiempo en cualquier punto, por lo tanto $\Delta m_{VC} = 0$, $\Delta E_{VC} = 0$ y $\Delta S_{VC} = 0$. 2 El proceso es reversible. 3 Las energías cinética y potencial son insignificantes. 4 La turbina es adiabática, por lo tanto no hay transferencia de calor.

Análisis Se toma la *turbina* como el sistema (Fig. 7-15), el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza las fronteras del sistema durante el proceso. Se observa que sólo hay una entrada y una salida, por lo tanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$.

La potencia de salida de la turbina es determinada a partir del balance de energía en su forma de tasa,

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\text{Tasa de transferencia neta de energía mediante calor, trabajo y masa}} = \underbrace{\frac{dE_{\text{sistema}}}{dt}}_{\text{Tasa de cambio de energías interna, cinética, potencial, etcétera}} \stackrel{0 \text{ (estacionario)}}{=} 0$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_{\text{entrada}} &= \dot{E}_{\text{salida}} \\ \dot{m}h_1 &= \dot{W}_{\text{salida}} + \dot{m}h_2 \quad (\text{desde } \dot{Q} = 0, \text{ ec} \cong \text{ep} \cong 0) \\ \dot{W}_{\text{salida}} &= \dot{m}(h_1 - h_2) \end{aligned}$$

El estado a la entrada está completamente especificado, ya que se dan dos propiedades, pero sólo una de éstas (la presión) se da en el estado final y es necesario conocer una propiedad más para determinar el estado. La segunda propiedad se obtiene al observar que el proceso es reversible y adiabático, y por lo tanto isentrópico. Así, $s_2 = s_1$, y

$$\text{Estado 1:} \quad \left. \begin{aligned} P_1 &= 5 \text{ MPa} \\ T_1 &= 450 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} h_1 &= 3\,317.2 \text{ kJ/kg} \\ s_1 &= 6.8210 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

$$\text{Estado 2:} \quad \left. \begin{aligned} P_2 &= 1.4 \text{ MPa} \\ s_2 &= s_1 \end{aligned} \right\} h_2 = 2\,967.4 \text{ kJ/kg}$$

Entonces, el trabajo de salida de la turbina por unidad de masa de vapor de agua se estima en

$$w_{\text{salida}} = h_1 - h_2 = 3\,317.2 - 2\,967.4 = 349.8 \text{ kJ/kg}$$

7-5 ■ DIAGRAMAS DE PROPIEDADES QUE INVOLUCRAN A LA ENTROPÍA

Los diagramas de propiedades proporcionan gran ayuda visual en el análisis termodinámico de los procesos. En los capítulos anteriores hemos usado extensivamente diagramas P - U y T - U junto con la primera ley de la termodinámica. Para el análisis de la segunda ley es muy útil trazar los procesos en diagramas en los que una de las coordenadas es la entropía. Los dos diagramas normalmente usados en este tipo de análisis son los diagramas de *temperatura-entropía* y *entalpía-entropía*.

Retome la ecuación 7-4, que define la entropía, y puede reestructurarse de la siguiente manera

$$\delta Q_{\text{int rev}} = T dS \quad (\text{kJ}) \quad (7-14)$$

Como se muestra en la figura 7-16, $\delta Q_{\text{int rev}}$ corresponde a un área diferencial en un diagrama T - S . La transferencia total de calor durante un proceso internamente reversible es determinado por la siguiente integración

$$Q_{\text{int rev}} = \int_1^2 T dS \quad (\text{kJ}) \quad (7-15)$$

que corresponde al área bajo la curva del proceso en un diagrama T - S . Por consiguiente, se concluye que *el área bajo la curva del proceso en un diagrama T - S representa la transferencia de calor durante un proceso internamente reversible*. Esto es algo análogo al trabajo de frontera reversible que se representa por el

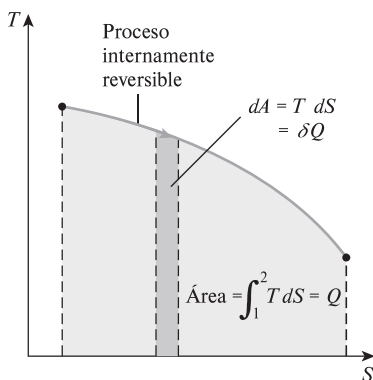


FIGURA 7-16

En un diagrama T - S , el área bajo la curva representa la transferencia de calor para un proceso internamente reversible.

área bajo la curva del proceso en un diagrama $P-U$. Observe que dicha área representa la transferencia de calor para procesos que son internamente (o totalmente) reversibles. Esta área no tiene ningún significado para los procesos irreversibles.

Las ecuaciones 7-14 y 7-15 también pueden expresarse por unidad de masa como

$$\delta q_{\text{int rev}} = T ds \quad (\text{kJ/kg}) \quad (7-16)$$

y

$$q_{\text{int rev}} = \int_1^2 T ds \quad (\text{kJ/kg}) \quad (7-17)$$

Para resolver las integrales en las ecuaciones 7-15 y 7-17 se necesita saber la relación entre T y s durante un proceso. Un caso especial en el cual éstas pueden solucionarse fácilmente es el *proceso isotérmico internamente reversible*, del que se obtiene

$$Q_{\text{int rev}} = T_0 \Delta S \quad (\text{kJ}) \quad (7-18)$$

o

$$q_{\text{int rev}} = T_0 \Delta s \quad (\text{kJ/kg}) \quad (7-19)$$

donde T_0 es la temperatura constante y ΔS es el cambio de entropía del sistema durante el proceso.

Un proceso isentrópico en un diagrama $T-s$ se reconoce fácilmente como un *segmento de línea vertical*, porque un proceso de este tipo no incluye transferencia de calor y por consiguiente el área bajo la trayectoria del proceso debe ser cero (Fig. 7-17). El diagrama $T-s$ es una valiosa herramienta para visualizar los aspectos de la segunda ley para procesos y ciclos, por lo que se usa frecuentemente en termodinámica. El diagrama $T-s$ del agua se da en el apéndice en la figura A-9.

Otro diagrama que se usa mucho en ingeniería es el de entalpía-entropía, bastante valioso en el análisis de dispositivos de flujo estacionario como turbinas, compresores y toberas. Las coordenadas de un diagrama $h-s$ representan dos propiedades de primordial interés: entalpía, una propiedad primaria en el análisis de la primera ley de los dispositivos de flujo estacionario, y entropía, propiedad que explica las irreversibilidades durante los procesos adiabáticos. Al analizar el flujo estacionario de vapor de agua a través de una turbina adiabática, por ejemplo, la distancia vertical entre los estados a la entrada y a la salida Δh es una medida del trabajo de salida de la turbina, mientras que la distancia horizontal Δs es una medida de las irreversibilidades asociadas con el proceso (Fig. 7-18).

El diagrama $h-s$ también se llama **diagrama de Mollier** en honor al científico alemán R. Mollier (1863-1935). Se ofrece un diagrama de este tipo en la figura A-10 del apéndice para vapor de agua.

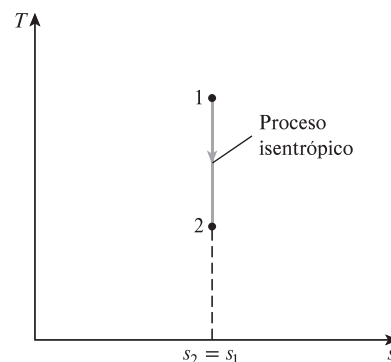


FIGURA 7-17

En un diagrama $T-s$, el proceso isentrópico aparece como un segmento de la línea vertical.

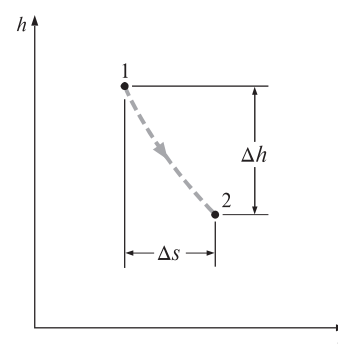


FIGURA 7-18

Para los dispositivos de flujo adiabático estacionario, la distancia vertical Δh en un diagrama $h-s$ es una medida de trabajo y la distancia horizontal Δs es una medida para irreversibilidades.

EJEMPLO 7-6 Diagrama T-S del ciclo de Carnot

Muestre el ciclo de Carnot en un diagrama $T-S$ e indique las áreas que representan el calor suministrado Q_H , el desechado Q_L y el trabajo neto de salida $W_{\text{neto,salida}}$ en este diagrama.

SOLUCIÓN En un diagrama $T-S$ se mostrará el ciclo de Carnot y se indicarán las áreas que representan Q_H , Q_L y $W_{\text{neto,salida}}$.

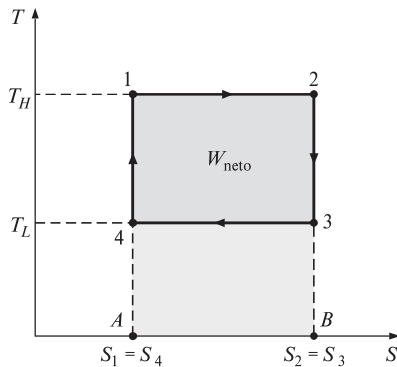


FIGURA 7-19

Diagrama T - S de un ciclo de Carnot (ejemplo 7-6).

Análisis Recuerde que el ciclo de Carnot está formado por dos procesos isotérmicos reversibles ($T = \text{constante}$) y otros dos isentrópicos ($s = \text{constante}$); los cuatro forman un rectángulo en un diagrama T - S , como se muestra en la figura 7-19.

En un diagrama T - S el área bajo la curva del proceso representa la transferencia de calor para ese proceso, por lo tanto el área $A12B$ representa Q_H , el área $A43B$ representa Q_L y la diferencia entre ambas (área sombreada) representa el trabajo neto porque

$$W_{\text{neto, salida}} = Q_H - Q_L$$

Así, el área encerrada por la trayectoria de un ciclo (área 1234) en un diagrama T - S representa el trabajo neto. Recuerde que esta misma área también representa el trabajo neto sobre un diagrama P - V .

7-6 ■ ¿QUÉ ES LA ENTROPÍA?

De la exposición anterior queda claro que la entropía es una propiedad útil y una valiosa herramienta en el análisis de la segunda ley en los dispositivos de ingeniería, pero esto no significa que sabemos y entendemos bien la entropía. De hecho, no podemos dar una respuesta adecuada a la pregunta: ¿qué es la entropía? Sin embargo, la imposibilidad de describir la entropía en su totalidad no tiene nada que ver con su utilidad. No es posible definir *energía*, pero esto no interfiere con nuestra comprensión de las transformaciones de energía y su principio de conservación. Se admite que entropía no es una palabra común como lo es energía, pero con el uso continuo se alcanza una comprensión más profunda y una mayor apreciación. La exposición que sigue debe verter alguna luz en el significado físico de entropía, considerando la naturaleza microscópica de la materia.

La entropía puede verse como una medida de *desorden molecular*, o *aleatoriedad molecular*. Cuando un sistema se vuelve más desordenado, las posiciones de las moléculas son menos predecibles y la entropía aumenta, de ahí que no sorprenda que la entropía de una sustancia sea más baja en la fase sólida y más alta en la gaseosa (Fig. 7-20). En la sólida, las moléculas de una sustancia oscilan continuamente en sus posiciones de equilibrio, pero les es imposible moverse unas respecto de las otras, por lo que su posición puede predecirse en cualquier momento con certeza. Sin embargo, en la gaseosa, las moléculas se mueven al azar, chocan entre sí y cambian de dirección, lo cual hace sumamente difícil predecir con precisión el estado microscópico de un sistema en cualquier instante. Asociado a este caos molecular se encuentra un valor alto de entropía.

Desde un punto de vista microscópico a partir de la perspectiva de la termodinámica estadística, un sistema aislado que parece estar en equilibrio puede exhibir un nivel alto de actividad debido al movimiento incesante de las moléculas. A cada estado de equilibrio macroscópico corresponde un gran número de estados moleculares microscópicos o configuraciones moleculares. Boltzmann fue el primero en formular la hipótesis de que la entropía de un sistema a un macroestado determinado está relacionada con el número total de posibles microestados relevantes del sistema, W (de *Wahrscheinlichkeit*, el vocablo alemán que se refiere a “probabilidad”). Este pensamiento lo formuló más adelante Planck utilizando una constante k con la unidad de la entropía J/K para expresar la ecuación que llevaría el nombre de Boltzmann en su honor (e inscrita en la lápida de su tumba) como

$$S = k \ln W \quad (7-20a)$$

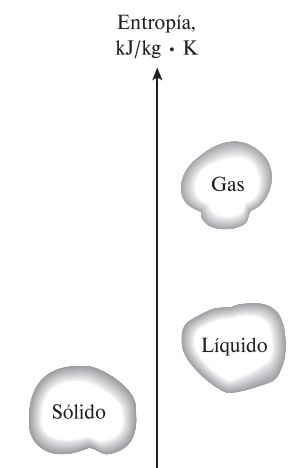


FIGURA 7-20

El nivel de desorden molecular (entropía) de una sustancia aumenta cuando ésta se funde o evapora.

conocida como la **relación de Boltzmann**. La aleatoriedad o desorden del movimiento térmico, en relación con la entropía sería generalizada más tarde por Gibbs como la medida de la suma de todas las incertidumbres (o probabilidades) de microestados, como

$$S = -k \sum p_i \log p_i \quad (7-20b)$$

La **formulación de Gibbs** es más general dado que permite la probabilidad no uniforme, p_i , de microestados. Con un incremento en los momentos de partículas o desorden térmico y en el volumen ocupado, se requiere más información para la caracterización del sistema, en relación con sistemas más ordenados. La formulación de Gibbs reduce la relación de Boltzmann a la probabilidad uniforme, equiprobable de todos los microestados W dado que $p_i = 1/W = \text{constante} \ll 1$.

Desde el punto de vista microscópico, la entropía de un sistema aumenta siempre que aumente la aleatoriedad o desorden térmico (es decir, el número de posibles microestados moleculares relevantes correspondientes a un macroestado dado) de un sistema. Por lo tanto, la entropía puede verse como una medida de aleatoriedad térmica o desorden molecular, la cual aumenta en cualquier momento que un sistema aislado experimente un proceso.

Como se mencionó, las moléculas de una sustancia en la fase sólida oscilan continuamente, creando una incertidumbre sobre su posición. Sin embargo, estas oscilaciones se desvanecen cuando la temperatura disminuye y las moléculas supuestamente se inmovilizan al cero absoluto, lo que representa un estado de orden molecular último (y energía mínima). Por lo tanto, *la entropía de una sustancia pura cristalina a una temperatura absoluta de cero es cero* a partir de que no hay incertidumbre sobre el estado de las moléculas con respecto a ese momento (Fig. 7-21). Esta declaración es conocida como la **tercera ley de la termodinámica**, la cual proporciona un punto de referencia absoluto para la determinación de entropía. La entropía determinada como relativa con respecto a este punto se llama **entropía absoluta** y es sumamente útil en el análisis termodinámico de las reacciones químicas. La entropía de una sustancia que no es pura cristalina (como una solución sólida) no es cero a temperatura absoluta cero. Esto se debe a que para tales sustancias hay más de una configuración molecular, las cuales introducen un poco de incertidumbre sobre el estado microscópico de la sustancia.

En la fase gaseosa las moléculas poseen una cantidad considerable de energía cinética, pero se sabe que, por más grande que sea ésta, las moléculas de gas no hacen girar una hélice insertada en un contenedor para que así este dispositivo produzca trabajo. Esto se debe a que tanto las moléculas de gas como su energía están desorganizadas. Probablemente el número de moléculas que en cualquier instante intentan girar la hélice en una dirección es igual al número de las que están intentándolo en la dirección opuesta, causando que la hélice permanezca inmóvil. Por consiguiente, no podemos extraer trabajo útil directamente de la energía desorganizada (Fig. 7-22).

Ahora considere un eje rotatorio (Fig. 7-23); en este momento la energía de las moléculas está completamente organizada porque las moléculas del eje giran juntas en la misma dirección. Esta energía organizada puede usarse para realizar tareas útiles como levantar un peso o generar electricidad. Además, como es una forma organizada de energía, el trabajo está libre de desorden o aleatoriedad y por lo tanto libre de entropía. *No hay transferencia de entropía asociada con la transferencia de energía como trabajo*. Por consiguiente, en la ausencia de cualquier tipo de fricción, el proceso de levantar un peso mediante



FIGURA 7-21

Una sustancia pura cristalina a una temperatura de cero absoluto está en el orden perfecto, y su entropía es cero (tercera ley de la termodinámica).



FIGURA 7-22

La energía desorganizada no genera un efecto útil, no importa lo grande que sea.

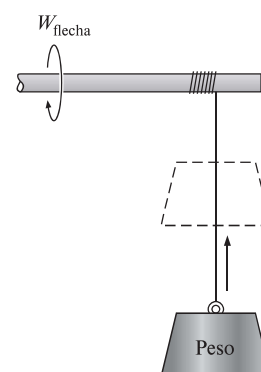


FIGURA 7-23

En ausencia de fricción, levantar un peso con un eje rotatorio no crea desorden (entropía), por lo tanto la energía no se degrada durante este proceso.

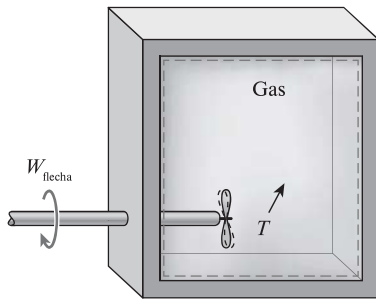


FIGURA 7-24

El trabajo de la hélice realizado sobre un gas aumenta el nivel de desorden (entropía) del gas, por lo tanto la energía se degrada durante este proceso.

un eje rotatorio (o un volante) no produce entropía. Cualquier proceso que no produzca una entropía neta es reversible y por lo tanto, en el caso del proceso descrito antes, puede invertirse bajando el peso. Por consiguiente, la energía no se degrada durante este proceso y ningún potencial de realizar trabajo está perdido.

Como otro ejemplo se considera el funcionamiento de una hélice en un recipiente lleno de un gas (Fig. 7-24), en el que el trabajo de la hélice se convierte en energía interna del gas, como lo evidencia un aumento en la temperatura de éste, creando un nivel alto de desorden molecular en el recipiente. Este proceso es bastante distinto a levantar un peso ya que la energía organizada de la hélice se convierte ahora en una forma altamente desorganizada de energía que no puede a su vez convertirse en energía cinética rotacional de la hélice. Sólo una porción de esta energía puede convertirse en trabajo, reorganizándola parcialmente mediante el empleo de una máquina térmica. Por consiguiente, la energía se degrada durante este proceso, se reduce la habilidad para efectuar trabajo, se produce desorden molecular y asociado a todo esto se suscita un incremento en la entropía.

La *cantidad* de energía siempre se conserva durante un proceso real (primera ley), pero la *calidad* está destinada a disminuir (segunda ley). Esta disminución en la calidad siempre está acompañada por un incremento en la entropía. Por ejemplo, considere la transferencia de 10 kJ de energía como calor de un medio caliente a otro frío, al final del proceso aún se tendrán los 10 kJ de energía, pero a una temperatura más baja y, por lo tanto, a una menor calidad.

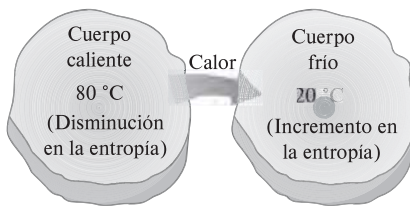


FIGURA 7-25

Durante un proceso de transferencia de calor, la entropía neta aumenta. (El incremento en la entropía del cuerpo frío sobrecompensa la disminución en la entropía del cuerpo caliente.)

En esencia, el calor es una forma de *energía desorganizada*, y algo de esta desorganización (entropía) fluirá con calor (Fig. 7-25). Como resultado, la entropía y el nivel de desorden molecular o aleatoriedad del cuerpo caliente disminuyen con la entropía mientras que el nivel de desorden molecular del cuerpo frío aumenta. La segunda ley requiere que el incremento en la entropía del cuerpo frío sea mayor que la disminución en la entropía del cuerpo caliente, por lo tanto la entropía neta del sistema combinado (cuerpos frío y caliente) aumenta. Es decir, el sistema combinado se halla en un estado de mayor desorden en el estado final. Se puede concluir entonces que el proceso sólo puede ocurrir en la dirección del aumento de entropía global o desorden molecular. Es decir, el universo entero está volviéndose más caótico todos los días.

La entropía y la generación de entropía en la vida diaria

El concepto de entropía también puede aplicarse en otras áreas, y puede verse como una medida de desorden o desorganización en un sistema. Igualmente, la generación de entropía puede considerarse como una medida de desorden o desorganización generada durante un proceso. En la vida diaria, el concepto de entropía no tiene el uso tan extendido que tiene el de energía, aunque la entropía es aplicable a varios aspectos cotidianos. La extensión de este concepto hacia campos no técnicos no es algo nuevo, ha sido tema de varios artículos e incluso de libros. A continuación se presentan varios eventos del ámbito de lo ordinario y se muestra su relevancia respecto a los conceptos de entropía y generación de entropía.

Las personas eficientes llevan vidas de baja entropía (es decir, muy organizadas), tienen un lugar para todo (incertidumbre mínima) y emplean la menor energía para localizar algo. Por otro lado, las personas ineficientes llevan vidas de alta entropía: les toma varios minutos (si no es que horas) encontrar algo

que necesitan y es probable que creen un desorden más grande mientras buscan, puesto que probablemente dirigirán su búsqueda de una manera desorganizada. Las personas que llevan estilos de vida de alta entropía siempre están apuradas y parece que nunca pueden ponerse al día.

Considere dos edificios idénticos, cada uno con un millón de libros, en el primero los libros se *amontonan* unos encima de otros, mientras que en el segundo todos están muy *organizados, clasificados y catalogados* para conseguir una referencia fácil: no hay duda sobre cuál preferirá un estudiante. Algunos aún pueden argumentar, desde el punto de vista de la primera ley, que ambos edificios son equivalentes dado que la masa y el conocimiento albergado son idénticos en los dos, a pesar del nivel alto de desorganización (entropía) en el primero. Este ejemplo ilustra que cualquier comparación realista debe involucrar el punto de vista de la segunda ley.

Dos *libros de texto* que parecen ser idénticos porque ambos cubren básicamente los mismos temas y presentan la misma información pueden ser *muy* diferentes dependiendo de *cómo* abordan los temas. Después de todo, dos automóviles aparentemente idénticos no lo son si uno recorre la mitad de la distancia que el otro realiza con la misma cantidad de combustible. Del mismo modo, dos libros aparentemente idénticos no lo son tanto si toma el doble de tiempo aprender un tema en uno respecto al otro. Así, las comparaciones hechas con base en la primera ley pueden estar sumamente equivocadas.

Tener un *ejército* desorganizado (entropía alta) es lo mismo que no tener ninguno. No es coincidencia que en la guerra los centros de mando de cualquier fuerza armada se hallen entre los principales blancos. Un ejército que consiste en 10 divisiones es 10 veces más poderoso que 10 ejércitos conformados por una sola división cada uno. Un país que consiste en 10 estados es más poderoso que 10 países, cada uno constituido por un solo estado. *Estados Unidos* no sería una potencia si estuviera formado por 50 países independientes en lugar de un solo país con 50 estados. El viejo cliché “divide y vencerás” puede ser parafraseado como “aumenta la entropía y vencerás”.

Sabemos que la fricción mecánica siempre está acompañada por la generación de entropía, por lo tanto el desempeño se reduce. Esto se puede hacer extensivo para la vida cotidiana: la *fricción en el lugar de trabajo*, con los compañeros, genera entropía y por lo tanto afecta en forma adversa el desempeño laboral (Fig. 7-26), lo que resulta en una productividad reducida.

También sabemos que la *expansión libre* (o explosión) y el intercambio desordenado de electrones (reacciones químicas) generan entropía y que son muy irreversibles. Igualmente, hablar sin ninguna restricción para esparcir palabras de enojo es altamente irreversible porque genera entropía y puede causar daño considerable. Además, alguien que se instala en el enojo está muy cerca de sufrir una pérdida. Quizás algún día sea posible proponer algunos procedimientos para cuantificar la entropía generada durante las actividades no técnicas e incluso puntualizar sus fuentes primarias y su magnitud.

7-7 ■ LAS RELACIONES $T ds$

La cantidad $(\delta Q/T)_{\text{int rev}}$ corresponde a un cambio diferencial en la propiedad *entropía*. Entonces, el cambio de entropía para un proceso puede evaluarse integrando $\delta Q/T$ a lo largo de alguna trayectoria imaginaria internamente reversible entre los estados extremos reales. Para los procesos isotérmicos internamente reversibles, esta integración es directa, pero cuando la temperatura varía durante



FIGURA 7-26

Como en los sistemas mecánicos, la fricción en el lugar de trabajo está ligada a la generación de entropía y la reducción del desempeño.

© Purestock/SuperStock RF

el proceso, se necesita una relación entre δQ y T para llevar a cabo esta integración. Encontrar tales relaciones es el objetivo de esta sección.

La forma diferencial de la ecuación de conservación de la energía para un sistema cerrado (una masa fija) y que contiene una sustancia simple compresible, puede expresarse para un proceso internamente reversible como

$$\delta Q_{\text{int rev}} - \delta W_{\text{int rev, salida}} = dU \quad (7-21)$$

Pero

$$\delta Q_{\text{int rev}} = T dS$$

$$\delta W_{\text{int rev, salida}} = P dV$$

Por lo tanto,

$$T dS = dU + P dV \quad (\text{kJ}) \quad (7-22)$$

o

$$T ds = du + P dv \quad (\text{kJ/kg}) \quad (7-23)$$

Esta ecuación es conocida como la primera *ecuación T ds*, o de *Gibbs*. Observe que el único tipo de interacción de trabajo que un sistema simple compresible puede involucrar cuando es sometido a un proceso internamente reversible es el trabajo de frontera.

La segunda ecuación *T ds* se obtiene al eliminar du de la ecuación 7-23 usando la definición de entalpía ($h = u + Pv$):

$$\left. \begin{array}{l} h = u + Pv \quad \longrightarrow \quad dh = du + P dv + v dP \\ (\text{Ec. 7-23}) \quad \longrightarrow \quad T ds = du + P dv \end{array} \right\} T ds = dh - v dP \quad (7-24)$$

Las ecuaciones 7-23 y 7-24 son sumamente valiosas porque relacionan cambios de entropía de un sistema con cambios en otras propiedades, y a diferencia de la ecuación 7-4, son relaciones de propiedades y por consiguiente son independientes respecto al tipo de procesos.

Estas relaciones *T ds* se desarrollan analizando un proceso internamente reversible, ya que el cambio de entropía entre dos estados debe evaluarse a lo largo de una trayectoria reversible. Sin embargo, los resultados obtenidos son válidos tanto para los procesos reversibles como para los irreversibles porque la entropía es una propiedad y el cambio en una propiedad entre dos estados es independiente del tipo de proceso que el sistema experimenta. Las ecuaciones 7-23 y 7-24 corresponden a las relaciones entre las propiedades por unidad de masa de un sistema simple compresible cuando experimenta un cambio de estado, y son aplicables si el cambio ocurre en un sistema cerrado o abierto (Fig. 7-27).

Las relaciones explícitas para cambios diferenciales en la entropía se obtienen al resolver para ds las ecuaciones 7-23 y 7-24:

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{P dv}{T} \quad (7-25)$$

y

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v dP}{T} \quad (7-26)$$

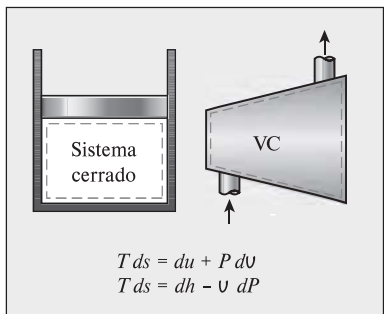


FIGURA 7-27

Las relaciones *T ds* son válidas tanto para los procesos reversibles e irreversibles como para los sistemas cerrados y abiertos.

El cambio de entropía durante un proceso puede determinarse al integrar ambas ecuaciones entre los estados inicial y final. Sin embargo, para realizar estas integraciones debemos conocer la relación entre du o dh y la temperatura (como $du = c_v dT$ y $dh = c_p dT$ para gases ideales), así como la ecuación de estado para la sustancia (como la ecuación de estado de gases ideales $Pv = RT$). Para sustan-

cias en las que existen tales relaciones, la integración de la ecuación 7-25 o 7-26 es directa. Para otras sustancias, tenemos que confiar en los datos tabulados.

Las relaciones $T ds$ para sistemas no simples, es decir, sistemas que incluyen más de un modo de trabajo en cuasiequilibrio, pueden obtenerse de forma similar incluyendo todos los modos de trabajo en cuasiequilibrio pertinentes.

7-8 ■ CAMBIO DE ENTROPÍA DE LÍQUIDOS Y SÓLIDOS

Recuerde que líquidos y sólidos pueden aproximarse como *sustancias incompresibles* dado que sus volúmenes específicos permanecen casi constantes durante un proceso. Por lo tanto, $du \cong 0$ para líquidos y sólidos, y para este caso la ecuación 7-25 se reduce a

$$ds = \frac{du}{T} = \frac{c dT}{T} \quad (7-27)$$

ya que $c_p = c_v = c$ y $du = c dT$ para sustancias incompresibles. Entonces el cambio de entropía durante un proceso es determinado por integración como

$$\text{Líquidos, sólidos: } s_2 - s_1 = \int_1^2 c(T) \frac{dT}{T} \cong c_{\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \quad (7-28)$$

donde c_{prom} es el calor específico *promedio* de la sustancia a lo largo de un intervalo de temperatura dado. Observe que el cambio de entropía de una sustancia verdaderamente incompresible sólo depende de la temperatura y es independiente de la presión.

La ecuación 7-28 puede usarse para determinar con exactitud razonable los cambios de entropía de sólidos y líquidos. Sin embargo, para líquidos que se expanden considerablemente con la temperatura, puede ser necesario tomar en cuenta los efectos de cambio de volumen en los cálculos. Éste es el caso sobre todo cuando el cambio de temperatura es grande.

Una relación para procesos isentrópicos de líquidos y sólidos se obtiene igualando la relación del cambio de entropía a cero, lo que da

$$\text{Isentrópico: } s_2 - s_1 = c_{\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} = 0 \quad \rightarrow \quad T_2 = T_1 \quad (7-29)$$

Es decir, la temperatura de una sustancia verdaderamente incompresible permanece constante durante un proceso isentrópico. Por consiguiente, el proceso isentrópico de una sustancia incompresible es también isotérmico. Este comportamiento se acerca mucho a líquidos y sólidos.

EJEMPLO 7-7 Efecto de la densidad de un líquido en la entropía

El metano líquido normalmente se usa en varias aplicaciones criogénicas. La temperatura crítica del metano es 191 K (o -82°C), por lo que debe conservarse abajo de 191 K para mantenerlo en la fase líquida. En la tabla 7-1 se presentan las propiedades del metano líquido a varias temperaturas y presiones. Determine el cambio de entropía del metano líquido cuando se somete a un proceso desde 110 K y 1 MPa hasta 120 K y 5 MPa: *a)* usando las propiedades tabuladas y *b)* considerando al metano líquido como una sustancia incompresible. ¿Cuál es el error introducido en el último caso?

SOLUCIÓN El metano líquido es sometido a un proceso entre dos estados especificados. Se determinará el cambio de entropía del metano usando los datos reales y suponiendo que el metano es incompresible.

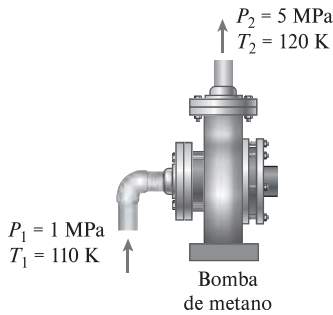


FIGURA 7-28

Esquema para el ejemplo 7-7.

Análisis a) Si se toma una unidad de masa de metano líquido (Fig. 7-28), las propiedades de éste en los estados inicial y final son

$$\text{Estado 1:} \quad \left. \begin{array}{l} P_1 = 1 \text{ MPa} \\ T_1 = 110 \text{ K} \end{array} \right\} \quad \left. \begin{array}{l} s_1 = 4.875 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \\ c_{p1} = 3.471 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array} \right.$$

$$\text{Estado 2:} \quad \left. \begin{array}{l} P_2 = 5 \text{ MPa} \\ T_2 = 120 \text{ K} \end{array} \right\} \quad \left. \begin{array}{l} s_2 = 5.145 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \\ c_{p2} = 3.486 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array} \right.$$

Por consiguiente,

$$\Delta s = s_2 - s_1 = 5.145 - 4.875 = 0.270 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

b) Si se considera al metano líquido como una sustancia incompresible, su cambio de entropía está determinado por

$$\Delta s = c_{\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} = (3.4785 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{120 \text{ K}}{110 \text{ K}} = 0.303 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

ya que

$$c_{\text{prom}} = \frac{c_{p1} + c_{p2}}{2} = \frac{3.471 + 3.486}{2} = 3.4785 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Por lo tanto, el error involucrado al considerar al metano líquido como una sustancia incompresible es

$$\text{Error} = \frac{|\Delta s_{\text{real}} - \Delta s_{\text{ideal}}|}{\Delta s_{\text{real}}} = \frac{|0.270 - 0.303|}{0.270} = 0.122 \text{ (o } 12.2\%)$$

Comentario Este resultado no sorprende porque la densidad del metano líquido cambia durante este proceso de 425.8 a 415.2 kg/m³ (aproximadamente 3 por ciento), lo cual nos hace cuestionar la validez de la suposición del metano como sustancia incompresible; sin embargo, esta suposición aún nos permite obtener resultados bastante exactos con menor esfuerzo, lo cual demuestra ser muy conveniente en ausencia de datos para líquidos compresibles.

EJEMPLO 7-8 Ahorro al reemplazar una válvula por una turbina

Una instalación industrial criogénica maneja metano líquido a 115 K y 5 MPa, a una tasa de 0.280 m³/s. Un proceso requiere reducir la presión del metano líquido a 1 MPa lo cual se consigue estrangulando el metano líquido al pasarlo a través de un obstáculo al flujo, como una válvula. Un ingeniero recientemente contratado propone reemplazar esta válvula por una turbina para producir potencia mientras se reduce la presión a 1 MPa. Usando los datos de la tabla 7-1, determine la cantidad máxima de potencia que este dispositivo puede producir, así como el ahorro que proporcionará su instalación en los costos anuales por uso de electricidad, si la turbina opera continuamente (8 760 h/año) y la instalación paga \$0.075/kWh por electricidad.

SOLUCIÓN El metano líquido se expande en una turbina a una presión y una tasa especificadas. Se determinará la potencia máxima que esta turbina produce y la cantidad de dinero que puede ahorrar por año.

Suposiciones **1** Esto es un proceso de flujo estacionario, por lo tanto no hay cambio con el tiempo en cualquier punto, entonces $\Delta m_{\text{VC}} = 0$, $\Delta E_{\text{VC}} = 0$ y $\Delta S_{\text{VC}} = 0$. **2** La turbina es adiabática, por lo tanto no hay transferencia de calor. **3** El proceso es reversible. **4** Las energías cinética y potencial son insignificantes.

TABLA 7-1

Propiedades del metano líquido

Temp., T, K	Presión P, MPa	Densidad $\rho, kg/m^3$	Entalpía $h, kJ/kg$	Entropía $s, kJ/kg \cdot K$	Calor específico, $c_p, kJ/kg \cdot K$
110	0.5	425.3	208.3	4.878	3.476
	1.0	425.8	209.0	4.875	3.471
	2.0	426.6	210.5	4.867	3.460
	5.0	429.1	215.0	4.844	3.432
120	0.5	410.4	243.4	5.185	3.551
	1.0	411.0	244.1	5.180	3.543
	2.0	412.0	245.4	5.171	3.528
	5.0	415.2	249.6	5.145	3.486

Análisis Se toma la *turbina* como el sistema (Fig. 7-29), el cual corresponde a un *volumen de control* porque la masa cruza las fronteras del sistema durante el proceso. Se observa que sólo hay una entrada y una salida, por lo tanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$.

Las suposiciones anteriores son razonables dado que una turbina está normalmente bien aislada y no debe involucrar irreversibilidades para un mejor desempeño con lo que se consigue la *máxima* potencia. Por consiguiente, el proceso a través de la turbina debe ser *adiabático reversible* o *isentrópico*. Entonces, $s_2 = s_1$ y

$$\text{Estado 1: } \left. \begin{array}{l} P_1 = 5 \text{ MPa} \\ T_1 = 115 \text{ K} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = 232.3 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 4.9945 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \\ \rho_1 = 422.15 \text{ kg/m}^3 \end{array}$$

$$\text{Estado 2: } \left. \begin{array}{l} P_2 = 1 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array} \right\} h_2 = 222.8 \text{ kJ/kg}$$

También, el flujo másico de metano líquido es

$$\dot{m} = \rho_1 \dot{V}_1 = (422.15 \text{ kg/m}^3)(0.280 \text{ m}^3/\text{s}) = 118.2 \text{ kg/s}$$

Entonces la producción de potencia de la turbina se determina a partir del balance de energía en forma de tasa,

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\text{Tasa de transferencia neta de energía mediante calor, trabajo y masa}} = \underbrace{\frac{dE_{\text{sistema}}}{dt}}_{\text{Tasa de cambio de energías interna, cinética, potencial, etcétera}} \stackrel{0 \text{ (estacionario)}}{=} 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}h_1 = \dot{W}_{\text{salida}} + \dot{m}h_2 \text{ (puesto que } \dot{Q} = 0, \text{ ec} \cong \text{ep} \cong 0)$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{salida}} &= \dot{m}(h_1 - h_2) \\ &= (118.2 \text{ kg/s})(232.3 - 222.8) \text{ kJ/kg} \\ &= 1123 \text{ kW} \end{aligned}$$

Para funcionamiento continuo ($365 \times 24 = 8760$ h), la cantidad de potencia producida por año es

$$\begin{aligned} \text{Producción anual de potencia} &= \dot{W}_{\text{salida}} \times \Delta t = (1123 \text{ kW})(8760 \text{ h/año}) \\ &= 0.9837 \times 10^7 \text{ kWh/año} \end{aligned}$$



FIGURA 7-29

Turbina de gas natural licuado (GNL) después de ser removida de un tanque de GNL.

Cortesía de Ebara International Corp., Cryodynamics Division, Sparks, Nevada

A \$0.075/kWh, la cantidad de dinero que esta turbina ahorrará a la instalación es

$$\begin{aligned} \text{Ahorro anual de potencia} &= (\text{producción anual de potencia}) \\ &\quad (\text{costo unitario de potencia}) \\ &= (0.9837 \times 10^7 \text{ kWh/año})(\$0.075/\text{kWh}) \\ &= \$737\,800/\text{año} \end{aligned}$$

Es decir, esta turbina ahorra anualmente a la instalación \$737 800 con sólo aprovechar el potencial que se gasta actualmente debido a la válvula de estrangulación, de hecho el ingeniero que hizo esta observación debe ser premiado.

Comentario Este ejemplo muestra la importancia de la propiedad de entropía, porque permite cuantificar el potencial de trabajo que está desaprovechándose. En la práctica, la turbina no será isentrópica y por lo tanto el potencial producido será menor; lo que el análisis anterior arrojó fue el límite superior, pero un ensamble de turbina-generator real utiliza aproximadamente 80 por ciento del potencial y produce más de 900 kW de potencia mientras ahorra a la instalación más de \$600 000 por año.

También puede mostrarse que la temperatura del metano caerá a 113.9 K (una caída de 1.1 K) durante el proceso de expansión isentrópica en la turbina, en lugar de permanecer constante en 115 K como ocurriría si se supusiera que el metano es una sustancia incompresible. La temperatura del metano subiría a 116.6 K (un aumento de 1.6 K) durante el proceso de estrangulación.

7-9 ■ CAMBIO DE ENTROPÍA DE GASES IDEALES ▶



FIGURA 7-30

Una transmisión desde el canal GI.

© Tony Cardozal/Getty Images RF

Una fórmula para el cambio de entropía de un gas ideal se obtiene de la ecuación 7-25 o 7-26, empleando las relaciones de propiedad para los gases ideales (Fig. 7-30). Sustituyendo $du = c_v dT$ y $P = RT/v$ en la ecuación 7-25, el cambio diferencial de entropía de un gas ideal se vuelve

$$ds = c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v} \quad (7-30)$$

El cambio de entropía para un proceso se obtiene integrando esta relación entre los estados extremos:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_v(T) \frac{dT}{T} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (7-31)$$

Una segunda relación para el cambio de entropía de un gas ideal se obtiene de manera similar a la anterior, sustituyendo $dh = c_p dT$ y $v = RT/P$ en la ecuación 7-26 e integrando. El resultado es

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_p(T) \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (7-32)$$

Con excepción de los monoatómicos, los calores específicos de los gases ideales dependen de la temperatura, y las integrales en las ecuaciones 7-31 y 7-32 no pueden resolverse a menos que se conozca la dependencia de c_v y c_p respecto a la temperatura. Incluso cuando se tienen las funciones $c_v(T)$ y $c_p(T)$ no es práctico realizar largas integraciones cada vez que se calcula el cambio de entropía. Por lo tanto se dispone de dos opciones razonables: realizar estas integraciones suponiendo simplemente los calores específicos constantes o evaluarlas una vez y tabular los resultados. Ambos enfoques se presentan a continuación.

Calores específicos constantes (análisis aproximado)

Suponer los calores específicos constantes para los gases ideales es una forma común de aproximación que ya se ha usado antes en este libro en varias ocasiones. Esta forma normalmente simplifica el análisis, pero el precio que pagamos por emplearla es alguna pérdida de exactitud. La magnitud de error introducida por esta suposición depende de la situación, por ejemplo: para los gases monoatómicos ideales como el helio, los calores específicos son independientes de la temperatura y por consiguiente suponer el calor constante específico no provoca error; mientras que para gases ideales cuyos calores específicos varían casi linealmente en el intervalo en que se hallan las temperaturas de interés, el error posible se minimiza usando los valores de calores específicos evaluados a temperatura promedio (Fig. 7-31). Los resultados normalmente obtenidos con este tipo de aproximación son lo suficientemente exactos si el intervalo de temperatura no es mayor que unos cientos de grados.

Las relaciones de cambio de entropía para los gases ideales bajo la suposición de calor específico constante se obtiene fácilmente al reemplazar $c_v(T)$ y $c_p(T)$ en las ecuaciones 7-31 y 7-32 por el $c_{v,\text{prom}}$ y $c_{p,\text{prom}}$, respectivamente, y al realizar las integraciones. Así, se obtiene

$$s_2 - s_1 = c_{v,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \quad (7-33)$$

y

$$s_2 - s_1 = c_{p,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \quad (7-34)$$

Los cambios de entropía también pueden expresarse por unidad de mol, al multiplicar estas relaciones por la masa molar:

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{c}_{v,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R_u \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}) \quad (7-35)$$

y

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{c}_{p,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R_u \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}) \quad (7-36)$$

Calores específicos variables (análisis exacto)

Durante un proceso, cuando el cambio de temperatura es grande y los calores específicos del gas ideal no varían linealmente dentro del intervalo de temperatura, la suposición de calores específicos constantes puede llevar a errores considerables al calcular el cambio de entropía. En estos casos, la variación de los calores específicos a causa de la temperatura debe considerarse adecuadamente y utilizar las relaciones exactas para estos calores como una función de temperatura. El cambio de entropía durante un proceso se determina entonces al sustituir las relaciones $c_v(T)$ o $c_p(T)$ en la ecuación 7-31 o 7-32 y después llevar a cabo las integraciones.

En lugar de resolver estas laboriosas integrales cada vez que tenemos un nuevo proceso, es conveniente realizarlas una vez y tabular los resultados. Para esto, se elige el cero absoluto como la temperatura de referencia y se define una función s° como

$$s^\circ = \int_0^T c_p(T) \frac{dT}{T} \quad (7-37)$$

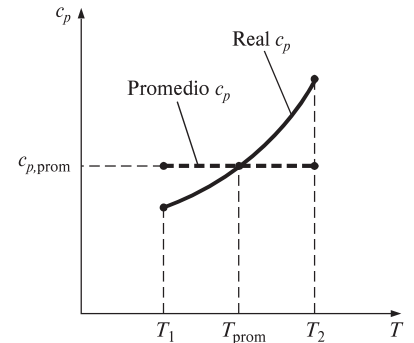


FIGURA 7-31

Bajo la suposición de calor específico constante se supone que el calor específico es constante en algún valor promedio.

Obviamente, s° es una función sólo de la temperatura y su valor es cero en la temperatura absoluta cero. Los valores de s° están calculados para varias temperaturas y se encuentran tabulados en el apéndice como una función de temperatura para el aire. Dada esta definición, la integral en la ecuación 7-32 se vuelve

$$\int_1^2 c_p(T) \frac{dT}{T} = s_2^\circ - s_1^\circ \quad (7-38)$$

donde s_2° es el valor de s° en T_2 y s_1° es el valor en T_1 . Así,

$$s_2 - s_1 = s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \quad (7-39)$$

Lo que también puede expresarse por unidad de mol como

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{s}_2^\circ - \bar{s}_1^\circ - R_u \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}) \quad (7-40)$$

A diferencia de la energía interna y la entalpía, la entropía de un gas ideal varía con el volumen específico, la presión o la temperatura. Por lo tanto, la entropía no puede tabularse exclusivamente como una función de temperatura. Los valores de s° en las tablas toman en cuenta que la entropía depende de la temperatura (Fig. 7-32). La variación de entropía con la presión se considera en el último término de la ecuación 7-39. Es posible desarrollar otra relación para el cambio de entropía a partir de la ecuación 7-31, pero esto requeriría de la definición de otra función y de la tabulación de sus valores, lo cual no es práctico.

T, K	$s^\circ, \text{kJ/kg} \cdot \text{K}$
...	...
300	1.70203
310	1.73498
320	1.76690
...	...

(Tabla A-17)

FIGURA 7-32

La entropía de un gas ideal depende de T y P . La función s° representa sólo la parte de entropía dependiente de la temperatura.

EJEMPLO 7-9 Cambio de entropía de un gas ideal

Se comprime aire de un estado inicial de 100 kPa y 17 °C, hasta otro final de 600 kPa y 57 °C. Determine el cambio de entropía del aire durante este proceso de compresión usando a) los valores de propiedades de la tabla del aire y b) los calores específicos promedio.

SOLUCIÓN Se comprime aire entre dos estados especificados. Se determinará el cambio de entropía del aire usando los valores tabulados de las propiedades y los calores específicos promedio.

Suposiciones El aire es un gas ideal porque se halla a una temperatura alta y a baja presión respecto a sus valores de punto crítico. Por lo tanto, son aplicables las relaciones de cambio de entropía desarrolladas bajo la suposición de gas ideal.

Análisis En la figura 7-33 se ofrece un esquema del sistema así como un diagrama T - s para el proceso. Ahí se observa que los estados inicial y final del aire están completamente especificados.

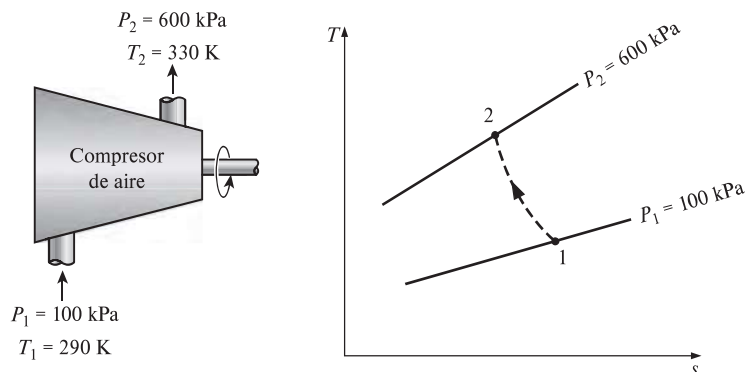


FIGURA 7-33

Esquema y diagrama T - s para el ejemplo 7-9.

c) Las propiedades del aire se toman de la tabla para el aire (tabla A-17), de la que se leen los valores de s° a las temperaturas dadas y al sustituir se obtiene

$$\begin{aligned} s_2 - s_1 &= s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1} \\ &= [(1.79783 - 1.66802) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}] - (0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{600 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} \\ &= -0.3844 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

b) También es posible determinar de modo aproximado el cambio de entropía del aire durante este proceso, a partir de la ecuación 7-34, al usar un valor de c_p a la temperatura promedio de 37°C (tabla A-2b) y manejándolo como una constante:

$$\begin{aligned} s_2 - s_1 &= c_{p,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \\ &= (1.006 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{330 \text{ K}}{290 \text{ K}} - (0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{600 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} \\ &= -0.3842 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

Comentario Los dos resultados anteriores son casi idénticos, ya que el cambio en la temperatura durante el proceso es relativamente pequeño (Fig. 7-34); sin embargo, cuando este cambio es grande, pueden diferir significativamente. Para este último caso, debe usarse la ecuación 7-39 en lugar de la 7-34, porque aquélla considera la variación de calores específicos debido a la temperatura.

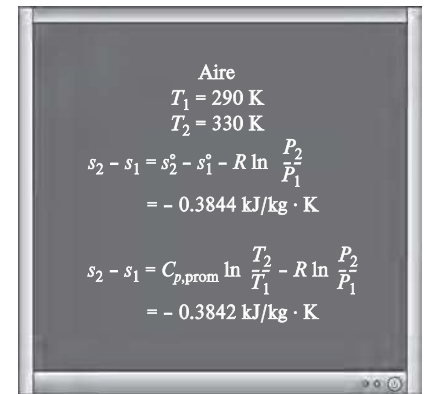


FIGURA 7-34

Para pequeñas diferencias de temperatura, las relaciones exactas y aproximadas para los cambios de entropía de gases ideales dan resultados casi idénticos.

Procesos isentrópicos de gases ideales

Es posible obtener varias relaciones para los procesos isentrópicos de gases ideales al igualar a cero las relaciones del cambio de entropía desarrolladas previamente. Nuevamente, esto se hace primero para el caso de los calores específicos constantes y después para el de los específicos variables.

Calores específicos constantes (análisis aproximado)

Cuando la suposición de calores específicos constantes es válida, las relaciones isentrópicas para los gases ideales se obtienen al igualar a cero las ecuaciones 7-33 y 7-34. De la 7-33,

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = -\frac{R}{c_v} \ln \frac{v_2}{v_1}$$

la cual puede reestructurarse como

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = \ln \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{R/c_v} \quad (7-41)$$

o

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \quad (\text{gas ideal}) \quad (7-42)$$

como $R = c_p - c_v$, $k = c_p/c_v$, entonces $R/c_v = k - 1$.

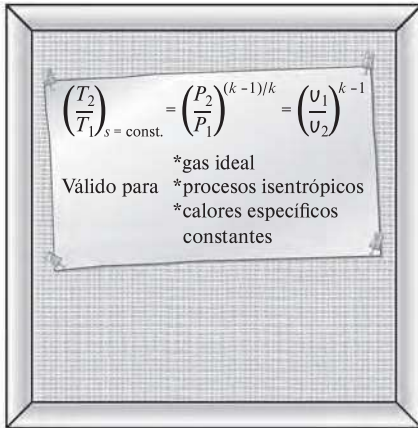


FIGURA 7-35

Las relaciones isentrópicas de gases ideales sólo son válidas para los procesos isentrópicos de gases ideales.

La ecuación 7-42 es la *primera relación isentrópica* para los gases ideales bajo la suposición de calores específicos constantes. La *segunda relación isentrópica* se obtiene de forma similar a partir de la ecuación 7-34, lo cual da como resultado:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} \quad (\text{gas ideal}) \quad (7-43)$$

La *tercera relación isentrópica* se obtiene al sustituir la ecuación 7-43 en la 7-42 y simplificar:

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k \quad (\text{gas ideal}) \quad (7-44)$$

También es posible expresar en forma compacta de la ecuación 7-42 a la 7-44

$$Tv^{k-1} = \text{constante} \quad (7-45)$$

$$TP^{(1-k)/k} = \text{constante} \quad (\text{gas ideal}) \quad (7-46)$$

$$Pv^k = \text{constante} \quad (7-47)$$

Generalmente la relación de calores específicos k varía con la temperatura, por lo que debe usarse un valor promedio k para el intervalo de temperaturas dado.

Observe que las anteriores relaciones isentrópicas de gas ideal, como su nombre lo implica, sólo son estrictamente válidas para los procesos isentrópicos cuando la suposición de calores específicos constantes es apropiada (Fig. 7-35).

Calores específicos variables (análisis exacto)

Cuando la suposición de calores específicos constantes no es adecuada, las relaciones isentrópicas desarrolladas previamente dan resultados que no son suficientemente exactos. En casos así es necesario usar una relación isentrópica obtenida de la ecuación 7-39, que toma en cuenta la variación de calores específicos a causa de la temperatura. Al igualar la ecuación a cero se obtiene

$$0 = s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

o

$$s_2^\circ - s_1^\circ + R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (7-48)$$

donde s_2° es el valor s° al final del proceso isentrópico.

Presión relativa y volumen específico relativo

La ecuación 7-48 proporciona una manera exacta de evaluar cambios de propiedades de gases ideales durante los procesos isentrópicos, ya que toma en cuenta la variación de calores específicos debido a la temperatura. Sin embargo, involucra iteraciones tediosas cuando la razón de volúmenes se da en lugar de la de presiones. Ésta es una molestia real en los estudios de optimización porque normalmente requiere numerosos cálculos repetitivos. Para remediar esta deficiencia, se definen dos nuevas cantidades adimensionales asociadas con los procesos isentrópicos.

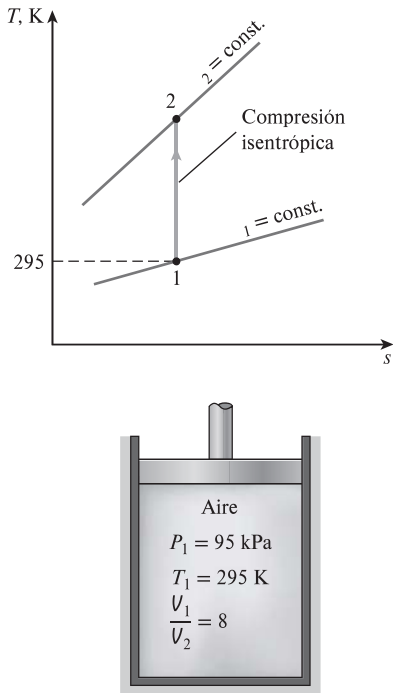


FIGURA 7-37
Esquema y diagrama T - s para el ejemplo 7-10.

<input type="radio"/>	
<input type="radio"/>	
	Proceso: isentrópico
	Dado: v_1 , T_1 y v_2
	Encontrar: T_2
	$\frac{T}{v_r}$
	...
<input type="radio"/>	$T_2 \xleftarrow{\text{se lee}} v_{r2} = \frac{v_2}{v_1} v_{r1}$
	...
	$T_1 \xrightarrow{\text{se lee}} v_{r1}$
	...
<input type="radio"/>	
<input type="radio"/>	

FIGURA 7-38
Uso de los datos v_r para calcular la temperatura final durante un proceso isentrópico (ejemplo 7-10).

Análisis En la figura 7-37 se ofrece un esquema del sistema, así como el diagrama T - s para el proceso.

Este proceso es fácilmente reconocible como isentrópico porque es reversible y adiabático. La temperatura final de este proceso isentrópico puede determinarse a partir de la ecuación 7-50, con la ayuda de los datos para volumen específico relativo (tabla A-17), como se ilustra en la figura 7-38.

Para los sistemas cerrados: $\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_2}{v_1}$

Con $T_1 = 295$ K: $v_{r1} = 647.9$

De la ecuación 7-50:

$$v_{r2} = v_{r1} \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = (647.9) \left(\frac{1}{8} \right) = 80.99 \rightarrow T_2 = 662.7 \text{ K}$$

Por consiguiente, durante este proceso la temperatura del aire aumentará 367.7 °C.

SOLUCIÓN ALTERNATIVA La temperatura final también podría determinarse de la ecuación 7-42 si se suponen los calores específicos constantes para el aire:

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}$$

La relación de calores específicos k también varía con la temperatura y es necesario usar el valor de k que corresponde a la temperatura promedio. Sin embargo, la temperatura final no se conoce, por lo tanto no es posible determinar la temperatura promedio por adelantado. En estos casos puede empezarse a calcular con un valor inicial de k o de la temperatura promedio pronosticada, el cual podría mejorarse posteriormente, incluso repitiendo los cálculos si es necesario. Se sabe que la temperatura del aire aumentará considerablemente durante este proceso adiabático de compresión, entonces se *supone* la temperatura promedio de 450 K, aproximadamente. El valor de k a esta temperatura promedio pronosticada se determina como 1.391, de la tabla A-2b). Entonces la temperatura final del aire será

$$T_2 = (295 \text{ K})(8)^{1.391-1} = 665.2 \text{ K}$$

Esto da un valor de temperatura promedio de 480.1 K, que es suficientemente cercano al valor supuesto de 450 K. Por lo tanto no es necesario repetir los cálculos con el valor k a esta temperatura promedio.

El resultado que se obtiene al asumir calores específicos constantes para este caso presenta un error aproximadamente de 0.4 por ciento, lo cual es bastante bajo. Esto no sorprende porque el cambio de temperatura del aire es relativamente pequeño (sólo unos cientos de grados) y los calores específicos del aire varían casi linealmente con la temperatura en este intervalo de temperaturas.

EJEMPLO 7-11 Expansión isentrópica de un gas ideal

Entra aire a una turbina isentrópica a 1 500 psia y 900 °F por una sección de entrada de 0.5 pie² con una velocidad de 500 pies/s (Fig. 7-39), y sale a 15 psia con una velocidad de 100 pies/s. Calcule la temperatura del aire a la salida de la turbina y la potencia producida, en hp, por la turbina.

SOLUCIÓN El aire se expande en una turbina isentrópica. Se determinará la temperatura de salida del aire y la potencia producida.

Suposiciones 1 Se trata de un proceso de flujo de estacionario porque no hay cambios con el tiempo. **2** El proceso es isentrópico (es decir, reversible-adiabático). **3** El aire es un gas ideal con calores específicos constantes.

Propiedades Las propiedades del aire a una temperatura promedio anticipada de 600 °F son $c_p = 0.250 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R}$ y $k = 1.377$ (Tabla A-2Eb). La constante de gas del aire es $R = 0.3704 \text{ psia} \cdot \text{pie}^3/\text{lbm} \cdot \text{R}$ (Tabla A-1E).

Análisis Hay sólo una entrada y una salida, y por tanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. Se considera la turbina como el sistema, el cual es un volumen de control porque la masa cruza la frontera. El balance de energía para este sistema de flujo estacionario se puede expresar en formato de tasa como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\text{Tasa de transferencia de energía neta por calor, trabajo y masa}} = \underbrace{\Delta \dot{E}_{\text{sistema}}/dt}_{\text{Tasa de cambio de las energías interna, cinética, potencial, etcétera}} \overset{0 \text{ (estacionario)}}{=} 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m} \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} \right) = \dot{m} \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} \right) + \dot{W}_{\text{salida}}$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{salida}} &= \dot{m} \left(h_1 - h_2 + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \right) \\ &= \dot{m} \left[c_p (T_1 - T_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \right] \end{aligned}$$

La temperatura de salida del aire en este proceso isentrópico es

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} = (900 + 460 \text{ R}) \left(\frac{15 \text{ psia}}{150 \text{ psia}} \right)^{0.377/1.377} = 724 \text{ R}$$

El volumen específico del aire en la entrada y la tasa de flujo másico son

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0.3704 \text{ psia} \cdot \text{pie}^3/\text{lbm} \cdot \text{R})(900 + 460 \text{ R})}{150 \text{ psia}} = 3.358 \text{ pie}^3/\text{lbm}$$

$$\dot{m} = \frac{A_1 V_1}{v_1} = \frac{(0.5 \text{ pie}^2)(500 \text{ pie/s})}{3.358 \text{ pie}^3/\text{lbm}} = 74.45 \text{ lbm/s}$$

Sustituyendo en la ecuación de balance de energía se obtiene

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{salida}} &= \dot{m} \left[c_p (T_1 - T_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \right] \\ &= (74.45 \text{ lbm/s}) \left[(0.250 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R})(1360 - 724) \text{R} \right. \\ &\quad \left. + \frac{(500 \text{ pie/s})^2 - (100 \text{ pie/s})^2}{2} \left(\frac{1 \text{ Btu/lbm}}{25\,037 \text{ pie}^2/\text{s}^2} \right) \right] \\ &= 12\,194 \text{ Btu/s} \left(\frac{1 \text{ hp}}{0.7068 \text{ Btu/s}} \right) = 17\,250 \text{ hp} \end{aligned}$$

Comentario Una turbina adiabática real producirá menos potencia debido a las irreversibilidades. Asimismo, la temperatura de salida del aire será más alta en la turbina real correspondiente a un menor cambio de entalpía entre la entrada y la salida.

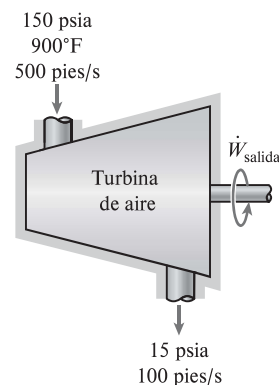
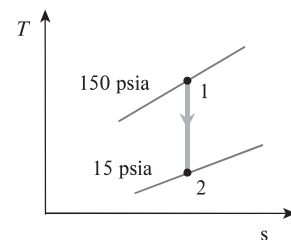


FIGURA 7-39

Esquema para el ejemplo 7-11.

7-10 ■ TRABAJO REVERSIBLE DE FLUJO ESTACIONARIO

El trabajo realizado durante un proceso depende de la trayectoria que éste siguió, así como de las propiedades de los estados extremos. Recuerde que el trabajo reversible de fronteras móviles (de cuasiequilibrio) asociado con los sistemas cerrados se expresa en términos de las propiedades del fluido como

$$W_b = \int_1^2 P dV$$

Se mencionó que las interacciones de trabajo en cuasiequilibrio conducen tanto al trabajo máximo de salida en los dispositivos que lo producen como a la mínima entrada de trabajo en los que lo consumen.

De la misma manera sería muy deseable poder expresar el trabajo asociado con los dispositivos de flujo estacionario en términos de las propiedades del fluido.

Si se toma la dirección positiva de trabajo desde el sistema (el trabajo de salida), el balance de energía para un dispositivo de flujo estacionario que experimenta un proceso internamente reversible puede expresarse en forma diferencial como

$$\delta q_{\text{rev}} - \delta w_{\text{rev}} = dh + dec + dep$$

Pero

$$\left. \begin{aligned} \delta q_{\text{rev}} &= T ds && \text{(Ec. 7-16)} \\ T ds &= dh - v dP && \text{(Ec. 7-24)} \end{aligned} \right\} \delta q_{\text{rev}} = dh - v dP$$

Al sustituir esto en la relación anterior y al cancelar dh se obtiene

$$-\delta w_{\text{rev}} = v dP + dec + dep$$

E integrando, se tiene

$$w_{\text{rev}} = - \int_1^2 v dP - \Delta ec - \Delta ep \quad (\text{kJ/kg}) \quad (7-51)$$

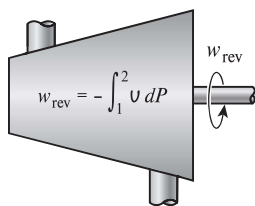
Cuando los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes, esta ecuación se reduce a

$$w_{\text{rev}} = - \int_1^2 v dP \quad (\text{kJ/kg}) \quad (7-52)$$

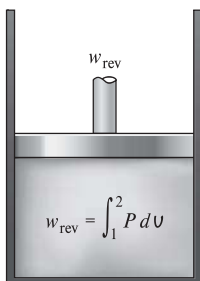
Las ecuaciones 7-51 y 7-52 son las relaciones para el *trabajo reversible de salida* asociado con un proceso internamente reversible en un dispositivo de flujo estacionario, y darán un resultado negativo cuando el trabajo se realiza sobre el sistema. Para evitar el signo negativo, la ecuación 7-51 puede escribirse para el trabajo de entrada en dispositivos de flujo estacionario como compresores y bombas, de la siguiente manera

$$w_{\text{rev,entrada}} = \int_1^2 v dP + \Delta ec + \Delta ep \quad (7-53)$$

La similitud entre $v dP$ en estas relaciones y $P dV$ es notoria. Sin embargo, no deben confundirse, puesto que $P dV$ se asocia con el trabajo reversible de frontera en los sistemas cerrados (Fig. 7-40).



a) Sistema de flujo estacionario



b) Sistema cerrado

FIGURA 7-40

Relaciones de trabajo reversible para sistemas de flujo estacionario y cerrados.

Obviamente, es necesario conocer \mathcal{V} como una función de P para el proceso dado y así poder realizar la integración. Cuando el fluido de trabajo es *incompresible*, el volumen específico \mathcal{V} permanece constante durante el proceso y puede obtenerse de la integración. Entonces la ecuación 7-51 se simplifica a

$$w_{\text{rev}} = -\mathcal{V}(P_2 - P_1) - \Delta e_c - \Delta e_p \quad (\text{kJ/kg}) \quad (7-54)$$

Para el flujo estacionario de un líquido a través de un dispositivo que no involucra interacciones de trabajo (como una tobera o una sección de tubería), el término trabajo es cero y la ecuación puede expresarse como

$$\mathcal{V}(P_2 - P_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) = 0 \quad (7-55)$$

la cual es conocida como la **ecuación de Bernoulli** en mecánica de fluidos y que se desarrolla para un proceso internamente reversible, por lo tanto es aplicable a fluidos incompresibles que no incluyen irreversibilidades como fricción u ondas de choque, pero puede ser modificada para incorporar estos efectos.

La ecuación 7-52 tiene grandes alcances en ingeniería en relación con dispositivos que producen o consumen trabajo estacionariamente como turbinas, compresores y bombas. Obviamente, en esta ecuación el trabajo de flujo estacionario reversible está estrechamente asociado con el volumen específico del fluido que pasa a través del dispositivo. *Cuanto más grande es el volumen específico, más grande es el trabajo reversible producido o consumido por el dispositivo de flujo estacionario* (Fig. 7-41). Esta conclusión es igualmente válida para los dispositivos reales de flujo estacionario, por lo que es importante esforzarse para mantener tan pequeño como sea posible el volumen específico de un fluido durante un proceso de compresión para minimizar el trabajo de entrada, y conservarlo tan grande como sea posible durante un proceso de expansión para aumentar al máximo el trabajo de salida.

En centrales de energía de gas o vapor, si despreciamos las pérdidas de presión en varios componentes, el aumento de la presión en la bomba o el compresor es igual al descenso de presión en la turbina. En las de vapor, la bomba maneja líquidos que tienen un volumen específico muy pequeño mientras la turbina maneja vapor cuyo volumen específico es mucho más grande; por consiguiente, el trabajo de salida de la turbina es más grande que el de entrada de la bomba. Ésta es una de las razones del uso tan extendido de centrales de vapor para la generación de energía eléctrica.

Si con la finalidad de “ahorrar” el calor de desecho se comprimiera el vapor que sale de la turbina a la misma presión de la entrada, antes de enfriarlo primero en el condensador, se tendría que proporcionar todo el trabajo producido por la turbina hacia el compresor. En realidad, el trabajo de entrada requerido sería aún mayor que el trabajo de salida de la turbina debido a las irreversibilidades presentes en ambos procesos.

$$w = -\int_1^2 \mathcal{V} dP$$

$$w = -\int_1^2 \mathcal{V} dP$$

$$W = -\int_1^2 \mathcal{U} dP$$

FIGURA 7-41

Cuanto más grande es el volumen específico, mayor es el trabajo producido (o consumido) por un dispositivo de flujo estacionario.

En las centrales termoeléctricas que operan con gas, el fluido de trabajo (típicamente el aire) se comprime en la fase gaseosa y una porción considerable del trabajo de salida de la turbina es consumida por el compresor. Como resultado, una central de energía de este tipo entrega menos trabajo neto por unidad de masa del fluido de trabajo.

EJEMPLO 7-12 Compresión de una sustancia en fase líquida en comparación con una en estado gaseoso

Determine el trabajo de entrada del compresor requerido para comprimir isentrópicamente vapor de agua de 100 kPa a 1 MPa, suponiendo que el vapor de agua existe como a) líquido saturado y b) vapor saturado en el estado inicial.

SOLUCIÓN Se comprimirá vapor de agua isentrópicamente de una presión dada a otra especificada. Se determinará el trabajo de entrada para los casos en que el agua es un líquido saturado y vapor saturado a la entrada.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** Los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes. **3** El proceso se considera isentrópico.

Análisis Primero se toma como *sistema* a la bomba y después al compresor, ambos son *volúmenes de control* porque la masa cruza sus fronteras. En la figura 7-42 se ofrecen los esquemas de la bomba y el compresor junto con el diagrama *T-s*.

a) En este caso, el vapor de agua es inicialmente un líquido saturado y su volumen específico es

$$v_1 = v_{f \text{ a } 100 \text{ kPa}} = 0.001043 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{Tabla A-5})$$

que permanece esencialmente constante durante el proceso. Por lo tanto,

$$\begin{aligned} w_{\text{rev}} &= \int_1^2 v \, dP \cong v_1 (P_2 - P_1) \\ &= (0.001043 \text{ m}^3/\text{kg})[(1\,000 - 100) \text{ kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \\ &= 0.94 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

b) Ahora, el vapor de agua es inicialmente un vapor saturado y durante todo el proceso de compresión permanece como vapor. Puesto que el volumen específico de un gas cambia considerablemente durante un proceso de este tipo, se necesita saber cómo varía *v* con *P* para resolver la integración en la ecuación 7-53. En general, esta relación no se obtiene fácilmente, pero para un

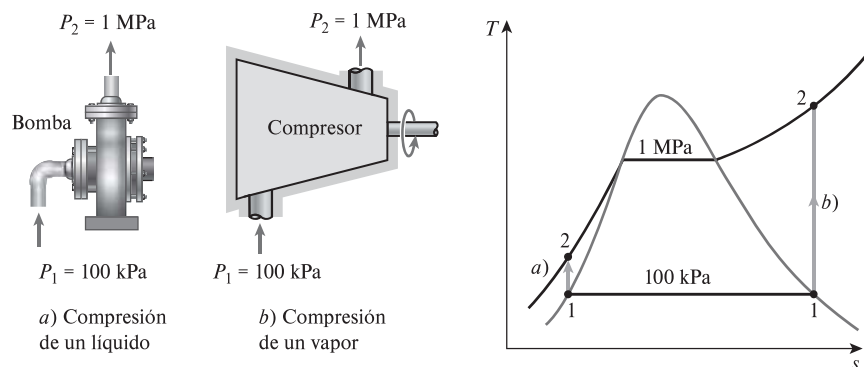


FIGURA 7-42
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7-12.

proceso isentrópico sí es posible conseguirlo a partir de la segunda relación $T ds$, haciendo $ds = 0$:

$$\left. \begin{aligned} T ds &= dh - v dP \quad (\text{Ec. 7-24}) \\ ds &= 0 \quad (\text{proceso isentrópico}) \end{aligned} \right\} v dP = dh$$

Por lo tanto,

$$w_{\text{rev,entrada}} = \int_1^2 v dP = \int_1^2 dh = h_2 - h_1$$

También es posible obtener este resultado de la relación de balance de energía para un proceso isentrópico de flujo estacionario. En seguida se determinan las entalpías:

$$\text{Estado 1: } \left. \begin{aligned} P_1 &= 100 \text{ kPa} \\ (\text{vapor saturado}) \end{aligned} \right\} \begin{aligned} h_1 &= 2\,675.0 \text{ kJ/kg} \\ s_1 &= 7.3589 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned} \quad (\text{Tabla A-5})$$

$$\text{Estado 2: } \left. \begin{aligned} P_2 &= 1 \text{ MPa} \\ s_2 &= s_1 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} h_2 &= 3\,194.5 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (\text{Tabla A-6})$$

Así,

$$w_{\text{rev,entrada}} = (3\,194.5 - 2\,675.0) \text{ kJ/kg} = 519.5 \text{ kJ/kg}$$

Comentario Observe que comprimir el vapor de agua en estado gaseoso requeriría 500 veces más trabajo que comprimirlo en su forma líquida entre los mismos límites de presión.

Demostración de que los dispositivos de flujo estacionario entregan el máximo trabajo y consumen el mínimo cuando el proceso es reversible

En el capítulo 6 se mostró que los dispositivos cíclicos (máquinas térmicas, refrigeradores y bombas de calor) entregan el máximo trabajo y consumen el mínimo cuando se usan los procesos reversibles. Ahora se demostrará que éste también es el caso para dispositivos individuales como turbinas y compresores que operan de forma estacionaria.

Considere dos dispositivos de flujo estacionario, uno reversible y otro irreversible, que operan entre los mismos estados de entrada y de salida. Nuevamente, si se toman la transferencia de calor hacia el sistema y el trabajo que éste realiza como cantidades positivas, el balance de energía para cada uno de estos dispositivos puede expresarse de forma diferencial como

$$\text{Real:} \quad \delta q_{\text{real}} - \delta w_{\text{real}} = dh + dec + dep$$

$$\text{Reversible:} \quad \delta q_{\text{rev}} - \delta w_{\text{rev}} = dh + dec + dep$$

Los lados derechos de estas dos ecuaciones son idénticos porque ambos dispositivos operan entre los mismos estados extremos. Por lo tanto,

$$\delta q_{\text{real}} - \delta w_{\text{real}} = \delta q_{\text{rev}} - \delta w_{\text{rev}}$$

o

$$\delta w_{\text{rev}} - \delta w_{\text{real}} = \delta q_{\text{rev}} - \delta q_{\text{real}}$$

Sin embargo,

$$\delta q_{\text{rev}} = T ds$$

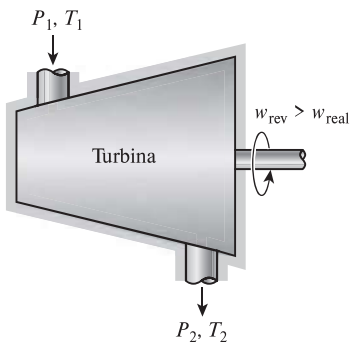


FIGURA 7-43

Una turbina reversible entrega más trabajo que otra irreversible si ambas operan entre los mismos estados.

Al sustituir esta relación en la ecuación anterior y dividiendo cada término entre T , se obtiene

$$\frac{\delta w_{rev} - \delta w_{real}}{T} = ds - \frac{\delta q_{real}}{T} \geq 0$$

puesto que

$$ds \geq \frac{\delta q_{real}}{T}$$

También, T es la temperatura absoluta que siempre es positiva. Por lo tanto,

$$\delta w_{rev} \geq \delta w_{real}$$

o

$$w_{rev} \geq w_{real}$$

En consecuencia, los dispositivos que producen trabajo como las turbinas (w es positivo) entregan más trabajo, mientras que los que lo consumen como las bombas y compresores (w es negativo) requieren menos trabajo cuando operan reversiblemente (Fig. 7-43).

7-11 ■ MINIMIZACIÓN DEL TRABAJO DEL COMPRESOR

Recientemente hemos mostrado que el trabajo de entrada en un compresor se minimiza cuando el proceso de compresión se ejecuta de manera internamente reversible. Cuando los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes, el trabajo del compresor está dado por (Ec. 7-53)

$$w_{rev,entrada} = \int_1^2 v dP \tag{7-56}$$

Obviamente, una forma de minimizar el trabajo del compresor es aproximarlo tanto como sea posible a un proceso internamente reversible, minimizando irreversibilidades como la fricción, la turbulencia y la compresión sin cuasi-equilibrio. El grado que esto puede alcanzar está limitado por consideraciones económicas. Una segunda manera (y más práctica) de reducir el trabajo del compresor es mantener el volumen específico del gas tan pequeño como sea posible durante el proceso de compresión, lo cual se hace manteniendo la temperatura del gas tan baja como sea posible durante la compresión, ya que el volumen específico de un gas es proporcional a la temperatura. Por consiguiente, reducir el trabajo de entrada en un compresor requiere que el gas se enfríe cuando se comprime.

Para una mejor interpretación del efecto de enfriamiento durante el proceso de compresión se compara el trabajo de entrada requerido para tres tipos de procesos: uno *isentrópico* (no implica enfriamiento), otro *politrópico* (incluye un poco de enfriamiento) y uno más *isotérmico* (incluye máximo enfriamiento). Suponiendo que todos los procesos se ejecutan entre los mismos niveles de presión (P_1 y P_2) de una forma internamente reversible y el gas se comporta como uno ideal ($Pv = RT$) con calores específicos constantes, se observa que el trabajo de compresión se determina al realizar la integración expresada en la ecuación 7-56 para cada caso, con los siguientes resultados:

Isentrópico ($PV^k = \text{constante}$):

$$w_{\text{comp,entrada}} = \frac{kR(T_2 - T_1)}{k - 1} = \frac{kRT_1}{k - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (7-57a)$$

Politrópico ($PV^n = \text{constante}$):

$$w_{\text{comp,entrada}} = \frac{nR(T_2 - T_1)}{n - 1} = \frac{nRT_1}{n - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \quad (7-57b)$$

Isotérmico ($PV = \text{constante}$):

$$w_{\text{comp,entrada}} = RT \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (7-57c)$$

Los tres procesos se trazan sobre un diagrama P - U en la figura 7-44 para el mismo estado de entrada y la misma presión de salida. En un diagrama P - U , el área a la izquierda de la curva del proceso es la integral $\int U dP$. Por lo tanto, es una medida del trabajo de compresión del flujo estacionario. En este diagrama es interesante observar que de los tres casos considerados internamente reversibles, la compresión adiabática ($PV^k = \text{constante}$) requiere el trabajo máximo mientras que la compresión isotérmica ($T = \text{constante}$ o $PV = \text{constante}$) requiere el mínimo. El trabajo de entrada requerido para el caso politrópico ($PV^n = \text{constante}$) está entre estos dos y disminuye cuando el exponente politrópico n disminuye, lo que aumenta el rechazo de calor durante el proceso de compresión. Si se remueve suficiente calor, el valor de n se aproxima a la unidad y el proceso se vuelve isotérmico. Una manera común de enfriar el gas durante la compresión es usar camisas de enfriamiento alrededor de la carcasa de los compresores.

Compresión en etapas múltiples con interenfriamiento

De lo anterior, queda claro que es deseable enfriar un gas cuando está comprimiéndose porque esto reduce el trabajo de entrada requerido al compresor. Sin embargo, a menudo no es posible tener el enfriamiento adecuado a través de la carcasa del compresor y es necesario usar otras técnicas para lograr un enfriamiento eficaz. Una técnica es la **compresión en etapas múltiples con interenfriamiento**, en la que el gas se comprime en etapas y se enfría entre cada una de éstas pasándolo a través de un intercambiador de calor llamado *interenfriador*. Idealmente, el proceso de enfriamiento tiene lugar a presión constante y el gas se enfría a la temperatura inicial T_1 en cada interenfriador. La compresión en etapas múltiples con interenfriador es especialmente atractiva cuando un gas será comprimido a muy altas presiones.

En la figura 7-45 se ilustra gráficamente en diagramas P - U y T - s el efecto que causa el interenfriamiento sobre el trabajo de un compresor de dos etapas. El gas está comprimido en la primera etapa desde P_1 hasta una presión intermedia P_x , enfriado a presión constante a la temperatura inicial T_1 y comprimido en la segunda etapa a la presión final P_2 . En general, los procesos de compresión pueden modelarse como politrópicos ($PV^n = \text{constante}$) donde el valor de n varía entre k y 1. El área sombreada sobre el diagrama P - U representa el trabajo ahorrado como resultado de la compresión de dos etapas con interenfriamiento. Con fines comparativos se muestran las trayectorias del proceso isotérmico y también del proceso politrópico para una sola etapa.

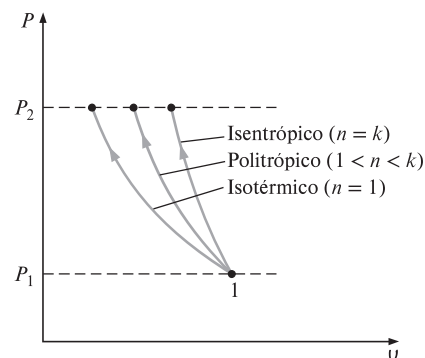


FIGURA 7-44

Diagramas P - U de los procesos de compresión isentrópicos, politrópicos e isotérmicos entre los mismos límites de presión.

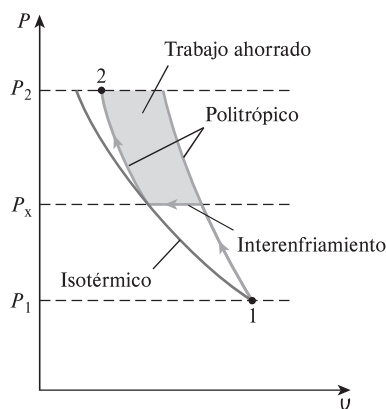
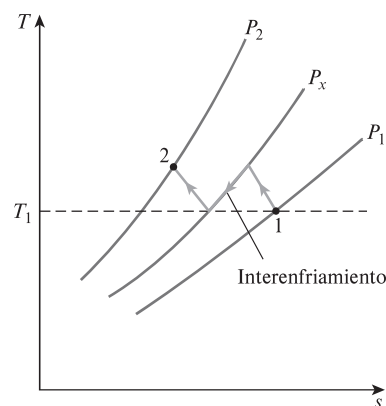


FIGURA 7-45

Los diagramas P - U y T - s para un proceso de compresión de flujo estacionario de dos etapas.

El tamaño del área sombreada (trabajo de entrada ahorrado) varía con el valor de la presión intermedia P_x , y para la práctica es de gran interés determinar las condiciones bajo las cuales esta área se maximiza. El trabajo total de entrada para un compresor de dos etapas es la suma del trabajo de entrada en cada etapa de compresión, como se determinó en la ecuación 7-57b)

$$w_{\text{comp, entrada}} = w_{\text{comp I, entrada}} + w_{\text{comp II, entrada}} \quad (7-58)$$

$$= \frac{nRT_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] + \frac{nRT_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_x} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right]$$

La única variable en esta ecuación es P_x , cuyo valor que minimiza el trabajo total se determina al derivar esta expresión respecto a P_x e igualar la expresión resultante a cero. Esto es

$$P_x = (P_1 P_2)^{1/2} \quad \text{o} \quad \frac{P_x}{P_1} = \frac{P_2}{P_x} \quad (7-59)$$

Es decir, para minimizar el trabajo de compresión durante la compresión de dos etapas, la relación de presión para cada etapa del compresor debe ser la misma. Cuando se satisface esta condición, el trabajo de compresión en cada etapa se vuelve idéntico, es decir, $w_{\text{comp I, entrada}} = w_{\text{comp II, entrada}}$.

EJEMPLO 7-13 Trabajo de entrada para diversos procesos de compresión

Se comprime aire de manera estacionaria por medio de un compresor reversible desde un estado de entrada de 100 kPa y 300 K hasta una presión de salida de 900 kPa. Determine el trabajo del compresor por unidad de masa para a) la compresión isentrópica con $k = 1.4$, b) la compresión politrópica con $n = 1.3$, c) la compresión isotérmica y d) la compresión ideal en dos etapas con interenfriamiento y un exponente politrópico de 1.3.

SOLUCIÓN El aire se comprime reversiblemente de un estado especificado a una presión especificada. Se determinará el trabajo del compresor para los casos isentrópico, politrópico, isotérmico y de compresión de dos etapas.

Suposiciones 1 Existen condiciones de operación estacionaria. 2 En las condiciones especificadas, puede tratarse el aire como un gas ideal. 3 Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Se considera al compresor como el sistema, el cual es un volumen de control porque la masa cruza las fronteras del sistema. En la figura 7-46 se ofrece un esquema del sistema, así como un diagrama $T-s$ para el proceso.

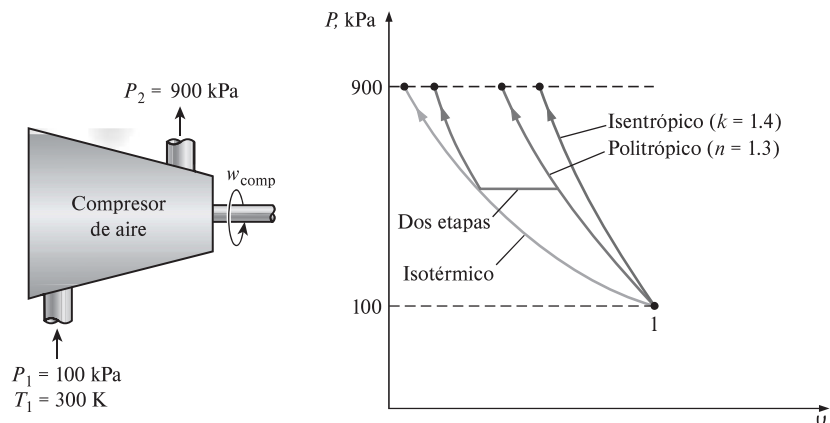


FIGURA 7-46

Esquema y diagrama $P-U$ para el ejemplo 7-13.

El trabajo de compresión de flujo estacionario para estos cuatro casos se determina usando las relaciones desarrolladas anteriormente en esta sección:

a) La compresión isentrópica con $k = 1.4$:

$$\begin{aligned} w_{\text{comp,ent}} &= \frac{kRT_1}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \\ &= \frac{(1.4)(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(300 \text{ K})}{1.4-1} \left[\left(\frac{900 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} \right)^{(1.4-1)/1.4} - 1 \right] \\ &= 263.2 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

b) La compresión politrópica con $n = 1.3$:

$$\begin{aligned} w_{\text{comp,ent}} &= \frac{nRT_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \\ &= \frac{(1.3)(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(300 \text{ K})}{1.3-1} \left[\left(\frac{900 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} \right)^{(1.3-1)/1.3} - 1 \right] \\ &= 246.4 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

c) La compresión isotérmica:

$$\begin{aligned} w_{\text{comp,ent}} &= RT \ln \frac{P_2}{P_1} = (0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(300 \text{ K}) \ln \frac{900 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} \\ &= 189.2 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

d) La compresión ideal en dos etapas con interenfriamiento ($n = 1.3$): en este caso, la relación de presión por cada etapa es la misma y su valor es

$$P_x = (P_1 P_2)^{1/2} = [(100 \text{ kPa})(900 \text{ kPa})]^{1/2} = 300 \text{ kPa}$$

El trabajo del compresor en cada etapa también es el mismo, por lo tanto el trabajo total de este dispositivo es dos veces el de compresión para una sola etapa:

$$\begin{aligned} w_{\text{comp,ent}} &= 2w_{\text{comp,1,ent}} = 2 \frac{nRT_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \\ &= \frac{2(1.3)(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(300 \text{ K})}{1.3-1} \left[\left(\frac{300 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} \right)^{(1.3-1)/1.3} - 1 \right] \\ &= 215.3 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Comentario De los cuatro casos, la compresión isotérmica requiere el trabajo mínimo y la isentrópica el máximo. El trabajo del compresor disminuye cuando se utilizan dos etapas de compresión politrópica en lugar de una sola. Cuando aumenta el número de etapas del compresor, el trabajo de este se aproxima al valor obtenido para el caso isotérmico.

7-12 ■ EFICIENCIAS ISENTRÓPICAS DE DISPOSITIVOS DE FLUJO ESTACIONARIO

Se ha mencionado repetidamente que las irreversibilidades son inherentes a todos los procesos reales y que su efecto siempre es la degradación del desempeño de los dispositivos. Al hacer análisis en ingeniería sería deseable contar con algunos parámetros que permitan cuantificar en los dispositivos el

grado de degradación de energía. En el capítulo anterior se hizo esto para los dispositivos cíclicos, como máquinas térmicas y refrigeradores, comparando los ciclos reales con los idealizados, como el de Carnot. Un ciclo que estaba completamente compuesto de procesos reversibles sirvió como *ciclo modelo* con el que los reales podrían ser comparados. Este ciclo modelo e ideal permitió determinar los límites teóricos de funcionamiento en dispositivos cíclicos que se hallan bajo condiciones especificadas, y examinar cómo es afectado el desempeño de dispositivos reales como resultado de las irreversibilidades.

Ahora, el análisis se extiende a dispositivos de ingeniería discretos que trabajan bajo condiciones de flujo estacionario, como turbinas, compresores y toberas, y se examina el grado de degradación de energía causada por las irreversibilidades en estos dispositivos. Sin embargo, primero es necesario definir un proceso ideal que sirva como modelo para los reales.

Aunque es inevitable alguna transferencia de calor entre estos dispositivos y los alrededores, se proponen muchos dispositivos de flujo estacionario para operar bajo condiciones adiabáticas. Por lo tanto, el proceso modelo para estos dispositivos debe ser uno adiabático. Además, un proceso ideal no debe incluir irreversibilidades porque el efecto de irreversibilidad siempre será degradar el desempeño de los dispositivos. Así, el proceso ideal que puede servir como un modelo conveniente para los dispositivos de flujo estacionario adiabáticos es el *isentrópico* (Fig. 7-47).

Cuanto más se acerque el proceso real al isentrópico idealizado, mejor se desempeñará el dispositivo. Por esto es muy importante tener un parámetro que exprese de manera cuantitativa cuán eficazmente un dispositivo real se aproxima a uno idealizado; tal parámetro es la **eficiencia isentrópica** o **adiabática**, que es una medida de la desviación de los procesos reales respecto de los idealizados correspondientes.

Las eficiencias isentrópicas están definidas en distinta forma para diversos dispositivos, ya que cada uno tiene tareas diferentes a realizar. A continuación definimos las eficiencias isentrópicas de turbinas, compresores y toberas aceleradoras comparando su rendimiento real con el que desarrollan bajo condiciones isentrópicas para el mismo estado de entrada y presión de salida.

Eficiencia isentrópica de turbinas

Para una turbina que opera en forma estacionaria, el estado de entrada del fluido de trabajo y la presión de escape son fijos. Por lo tanto, el proceso ideal para una turbina adiabática es un proceso isentrópico entre el estado de entrada y la presión de escape. La salida deseada de una turbina es el trabajo producido y la **eficiencia isentrópica de una turbina** se define como *la relación entre la salida de trabajo real de la turbina y la salida de trabajo que se lograría si el proceso entre el estado de entrada y la presión de salida fueran isentrópicos*:

$$\eta_T = \frac{\text{Trabajo real de la turbina}}{\text{Trabajo isentrópico de la turbina}} = \frac{w_a}{w_s} \quad (7-60)$$

Normalmente los cambios en las energías cinética y potencial asociados con un flujo de fluido que circula a través de una turbina son pequeños en comparación con el cambio en la entalpía, de manera que pueden considerarse como insignificantes. La salida de trabajo de una turbina adiabática entonces se vuelve simplemente el cambio en la entalpía, por lo que la ecuación 7-60 expresa

$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} \quad (7-61)$$

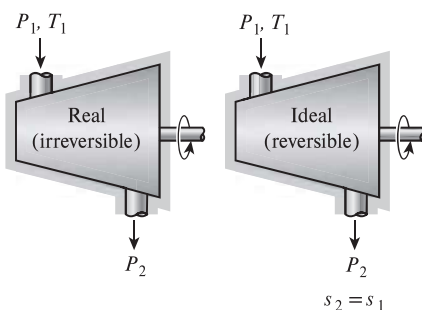


FIGURA 7-47

El proceso isentrópico no incluye irreversibilidades y sirve como proceso ideal para los dispositivos adiabáticos.

donde h_{2a} y h_{2s} son los valores de la entalpía en el estado de salida para los procesos real e isentrópico, respectivamente (Fig. 7-48).

El valor de η_T depende en gran medida del diseño de los componentes individuales que constituyen la turbina, por eso las turbinas grandes y bien diseñadas tienen eficiencias isentrópicas superiores a 90 por ciento. Para turbinas pequeñas, sin embargo, puede disminuir incluso por debajo de 70 por ciento. El valor de la eficiencia isentrópica de una turbina se determina al medir la salida de trabajo real de la turbina y calcular la salida de trabajo isentrópico para las condiciones de entrada y la presión de salida medidas. Este valor puede usarse entonces convenientemente en el diseño de centrales termoeléctricas.

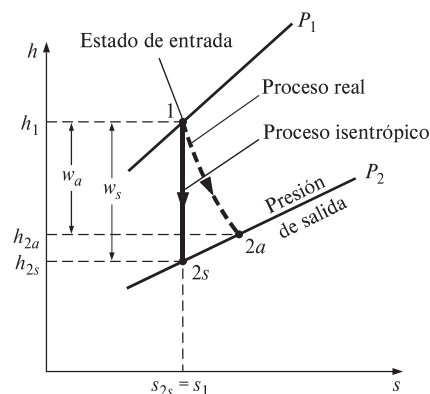


FIGURA 7-48

Diagrama h - s para los procesos real e isentrópico de una turbina adiabática.

EJEMPLO 7-14 Eficiencia isentrópica de una turbina de vapor

Entra vapor de agua de forma estacionaria a una turbina adiabática a 3 MPa y 400 °C, y sale a 50 kPa y 100 °C. Si la potencia de salida de la turbina es 2 MW, determine a) la eficiencia isentrópica de la turbina y b) el flujo másico del vapor que circula a través de la turbina.

SOLUCIÓN Vapor de agua fluye de forma estacionaria en una turbina entre los estados de entrada y de salida. Se determinarán la eficiencia isentrópica y el flujo másico para una potencia especificada de salida.

Suposiciones 1 Existen condiciones estacionarias de operación. 2 Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis En la figura 7-49 se muestra un esquema del sistema, así como un diagrama T - s del proceso.

a) Las entalpías en los diversos estados son

$$\text{Estado 1: } \left. \begin{array}{l} P_1 = 3 \text{ MPa} \\ T_1 = 400 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = 3\,231.7 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 6.9235 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array} \quad (\text{Tabla A-6})$$

$$\text{Estado 2a: } \left. \begin{array}{l} P_{2a} = 50 \text{ kPa} \\ T_{2a} = 100 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_{2a} = 2\,682.4 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Tabla A-6})$$

La entalpía de salida del vapor para el proceso isentrópico h_{2s} se determina a partir del requerimiento de que la entropía del vapor permanezca constante ($s_{2s} = s_1$):

$$\text{Estado 2s: } \left. \begin{array}{l} P_{2s} = 50 \text{ kPa} \\ (s_{2s} = s_1) \end{array} \right\} \rightarrow \begin{array}{l} s_f = 1.0912 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \\ s_g = 7.5931 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array} \quad (\text{Tabla A-5})$$

Obviamente, al final del proceso isentrópico el vapor existe como una mezcla saturada puesto que $s_f < s_{2s} < s_g$. Por lo tanto, primero se necesita calcular la calidad en el estado 2s:

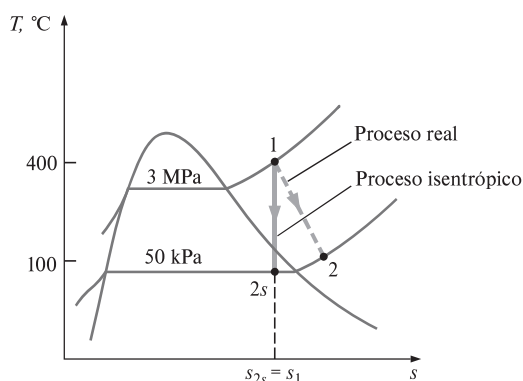
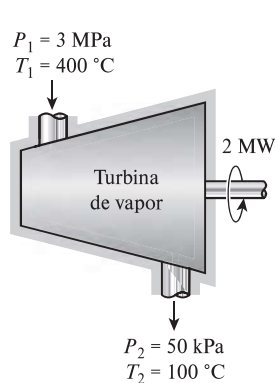


FIGURA 7-49

Esquema y diagrama T - s para el ejemplo 7-14.

$$x_{2s} = \frac{s_{2s} - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.9235 - 1.0912}{6.5019} = 0.897$$

y

$$h_{2s} = h_f + x_{2s}h_{fg} = 340.54 + 0.897(2\,304.7) = 2\,407.9 \text{ kJ/kg}$$

Al sustituir estos valores de entalpía en la ecuación 7-61 la eficiencia isentrópica de la turbina será determinada por

$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} = \frac{3\,231.7 - 2\,682.4}{3\,231.7 - 2\,407.9} = 0.667 \text{ (o } 66.7\%)$$

b) El flujo másico de vapor a través de la turbina es determinado a partir del balance de energía para los sistemas de flujo estacionario:

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}h_1 = \dot{W}_{a,\text{salida}} + \dot{m}h_{2a}$$

$$\dot{W}_{a,\text{salida}} = \dot{m}(h_1 - h_{2a})$$

$$2 \text{ MW} \left(\frac{1\,000 \text{ kJ/s}}{1 \text{ MW}} \right) = \dot{m}(3\,231.7 - 2\,682.4) \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m} = 3.64 \text{ kg/s}$$

Eficiencias isentrópicas de compresores y bombas

La **eficiencia isentrópica de un compresor** se define como *la relación entre el trabajo de entrada requerido para elevar la presión de un gas a un valor especificado de una manera isentrópica y el trabajo de entrada real*:

$$\eta_C = \frac{\text{Trabajo isentrópico del compresor}}{\text{Trabajo real del compresor}} = \frac{w_s}{w_a} \quad (7-62)$$

Observe que la eficiencia del compresor isentrópico se define con la *entrada de trabajo isentrópico en el numerador* en lugar de en el denominador. Esto es porque w_s es una cantidad menor que w_a , y esta definición impide que η_C se vuelva mayor a 100 por ciento, lo cual implicaría falsamente que los compresores reales se desempeñan mejor que los isentrópicos. También note que las condiciones de entrada y la presión de salida del gas son las mismas para ambos compresores: real e isentrópico.

Cuando son insignificantes los cambios en las energías cinética y potencial del gas mientras éste es comprimido, el trabajo de entrada para un compresor adiabático es igual al cambio en la entalpía, por lo que para este caso la ecuación 7-62 se vuelve

$$\eta_C \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (7-63)$$

donde h_{2a} y h_{2s} son los valores de la entalpía en el estado de salida para los procesos de compresión real e isentrópico, respectivamente, como se ilustra en la figura 7-50. Nuevamente, el valor de η_C depende en gran medida del diseño del compresor. Los dispositivos de este tipo mejor diseñados tienen eficiencias isentrópicas que van de 80 a 90 por ciento.

Cuando los cambios en las energías potencial y cinética de un líquido son insignificantes, la eficiencia isentrópica de una bomba se define en forma semejante,

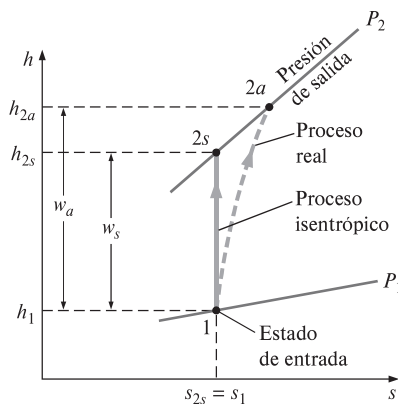


FIGURA 7-50

Diagrama h - s para los procesos real e isentrópico de un compresor adiabático.

$$\eta_P = \frac{w_s}{w_a} = \frac{v(P_2 - P_1)}{h_{2a} - h_1} \quad (7-64)$$

Cuando no se intenta enfriar el gas cuando se comprime, el proceso de compresión real es casi adiabático y el proceso adiabático reversible (es decir, isentrópico) sirve mejor como proceso ideal. Sin embargo, en ocasiones los *compresores son enfriados intencionalmente* utilizando aletas o camisas de agua colocadas alrededor de la carcasa para reducir los requerimientos de trabajo de entrada (Fig. 7-51). En este caso, el proceso isentrópico no es conveniente como modelo porque el dispositivo ya no es adiabático y la eficiencia isentrópica del compresor antes definida no tiene sentido. Un proceso ejemplar realista para compresores que se enfrían intencionalmente durante la compresión es el *proceso isotérmico reversible*. Entonces, es posible definir convenientemente una **eficiencia isotérmica** para casos así comparando el proceso real con otro isotérmico reversible:

$$\eta_C = \frac{w_t}{w_a} \quad (7-65)$$

donde w_t y w_a son las entradas de trabajo requeridas para el compresor en los casos isotérmico reversible y real, respectivamente.

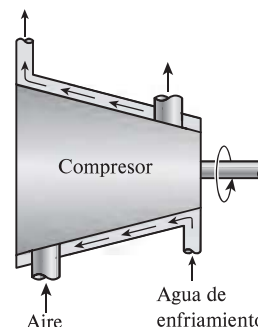


FIGURA 7-51

A veces se enfrían intencionalmente los compresores para minimizar el trabajo de entrada.

EJEMPLO 7-15 Efecto de eficiencia en la entrada de potencia del compresor

Mediante un compresor adiabático se comprime aire de 100 kPa y 12 °C a una presión de 800 kPa a una tasa estacionaria de 0.2 kg/s. Si la eficiencia isentrópica del compresor es 80 por ciento, determine a) la temperatura de salida del aire y b) la potencia de entrada requerida en el compresor.

SOLUCIÓN El aire se comprime a una presión y una tasa especificadas. Se determinarán la temperatura de salida y la potencia de entrada para una eficiencia isentrópica dada.

Suposiciones 1 Existen condiciones de operación estacionarias. 2 El aire es un gas ideal. 3 Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis En la figura 7-52 se ofrece un esquema del sistema y un diagrama T-s del proceso.

a) Sólo se conoce una propiedad (la presión) en el estado de salida y es necesario saber otra más para determinar el estado y así conocer la temperatura de salida. La propiedad que puede determinarse con mínimo esfuerzo en

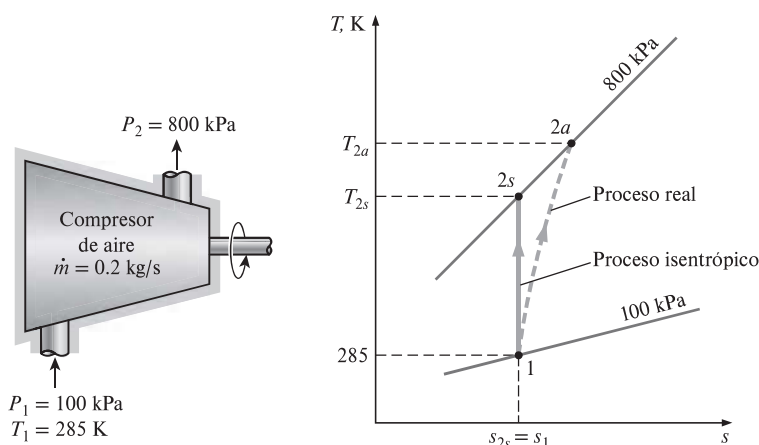


FIGURA 7-52

Esquema y diagrama T-s para el ejemplo 7-15.

este caso es h_{2o} porque se tiene la eficiencia isentrópica del compresor. A la entrada de este dispositivo,

$$T_1 = 285 \text{ K} \quad \rightarrow \quad h_1 = 285.14 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Tabla A-17})$$

$$P_{r1} = 1.1584$$

La entalpía del aire al final del proceso de compresión isentrópica se determina al usar una de las relaciones isentrópicas de los gases ideales,

$$P_{r2} = P_{r1} \left(\frac{P_2}{P_1} \right) = 1.1584 \left(\frac{800 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} \right) = 9.2672$$

y

$$P_{r2} = 9.2672 \quad \rightarrow \quad h_{2s} = 517.05 \text{ kJ/kg}$$

Al sustituir las cantidades conocidas en la relación de eficiencia isentrópica, se obtiene

$$\eta_C \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad \rightarrow \quad 0.80 = \frac{(517.05 - 285.14) \text{ kJ/kg}}{(h_{2a} - 285.14) \text{ kJ/kg}}$$

Así,

$$h_{2a} = 575.03 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_{2a} = 569.5 \text{ K}$$

b) La potencia de entrada requerida en el compresor se determina a partir del balance de energía para dispositivos de flujo estacionario,

$$\begin{aligned} \dot{E}_{\text{entrada}} &= \dot{E}_{\text{salida}} \\ \dot{m}h_1 + \dot{W}_{a,\text{entrada}} &= \dot{m}h_{2a} \\ \dot{W}_{a,\text{entrada}} &= \dot{m}(h_{2a} - h_1) \\ &= (0.2 \text{ kg/s})[(575.03 - 285.14) \text{ kJ/kg}] \\ &= 58.0 \text{ kW} \end{aligned}$$

Comentario Observe que en la determinación de la potencia de entrada al compresor se empleó h_{2o} en lugar de h_{2s} porque h_{2o} es la entalpía real del aire cuando sale del compresor. La cantidad h_{2s} es un valor de entalpía hipotético que el aire tendría si el proceso fuera isentrópico.

Eficiencia isentrópica de toberas

Las toberas son dispositivos esencialmente adiabáticos y se usan para acelerar un fluido; por consiguiente, los procesos isentrópicos sirven como un modelo conveniente para este tipo de dispositivos. La **eficiencia isentrópica de una tobera** está definida como *la relación entre la energía cinética real del fluido a la salida de la tobera y el valor de la energía cinética a la salida de una tobera isentrópica para las mismas entradas y salidas de presión*. Es decir,

$$\eta_N = \frac{\text{EC real a la salida de la tobera}}{\text{EC isentrópica a la salida de la tobera}} = \frac{V_{2a}^2}{V_{2s}^2} \quad (7-66)$$

Observe que la presión de salida es la misma para ambos procesos, real e isentrópico, pero el estado de salida es diferente.

Las toberas no incluyen interacción de trabajo y el fluido experimenta un pequeño o ningún cambio en su energía potencial cuando fluye a través del dispositivo. Si además la velocidad de entrada del fluido es pequeña respecto a la velocidad de salida, el balance de energía para este dispositivo de flujo estacionario se reduce a

$$h_1 = h_{2a} + \frac{V_{2a}^2}{2}$$

Entonces la eficiencia isentrópica de la tobera puede expresarse en términos de la entalpía como

$$\eta_N \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} \quad (7-67)$$

donde h_{2a} y h_{2s} son los valores de la entalpía en la salida de la tobera para los procesos real e isentrópico, respectivamente (Fig. 7-53). Las eficiencias isentrópicas de las toberas son superiores a 90 por ciento y no es raro encontrar algunas mayores a 95 por ciento.

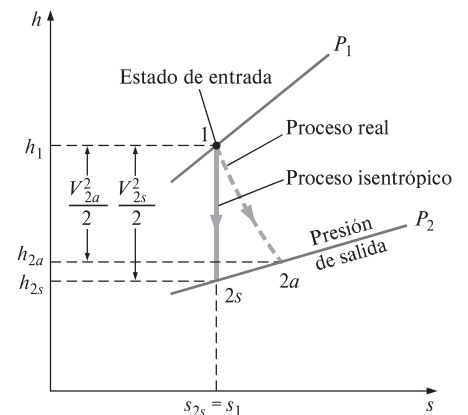


FIGURA 7-53

Diagrama h - s de los procesos real e isentrópico de una tobera adiabática.

EJEMPLO 7-16 Efecto de la eficiencia sobre la velocidad de salida de una tobera

Aire a 200 kPa y 950 K entra en una tobera adiabática a velocidad baja y se descarga a una presión de 110 kPa. Si la eficiencia isentrópica de la tobera es 92 por ciento, determine: a) la posible velocidad de salida máxima, b) la temperatura de salida y c) la velocidad real de salida del aire. Suponga calores específicos constantes para el aire.

SOLUCIÓN Se considera la aceleración del aire en una tobera, y se determinarán las velocidades de salida máxima y real, así como la temperatura de salida, para una presión de salida y una eficiencia isentrópica especificadas.

Suposiciones 1 Existen condiciones estacionarias de operación. 2 El aire es un gas ideal. 3 La energía cinética de entrada es insignificante.

Análisis En la figura 7-54 se da un esquema del sistema y un diagrama T - s del proceso.

Durante este proceso de aceleración, la temperatura del aire disminuirá porque algo de su energía interna se convierte en energía cinética. Este problema puede resolverse con precisión si se emplean los datos de la tabla de propiedades del aire; pero aquí se suponen calores específicos constantes (con lo cual se sacrifica algo de exactitud) para demostrar su uso. Suponga una temperatura promedio de aproximadamente 850 K, entonces los valores promedio de c_p y k a esta temperatura promedio pronosticada se determinan de la tabla A-2b), en la que $c_p = 1.11 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ y $k = 1.349$.

a) La velocidad de salida del aire será máxima cuando el proceso en la tobera no incluya irreversibilidades. La velocidad de salida en este caso se determina de la ecuación de energía del flujo estacionario. Sin embargo, primero es necesario determinar la temperatura de salida. Para el proceso isentrópico de un gas ideal se tiene:

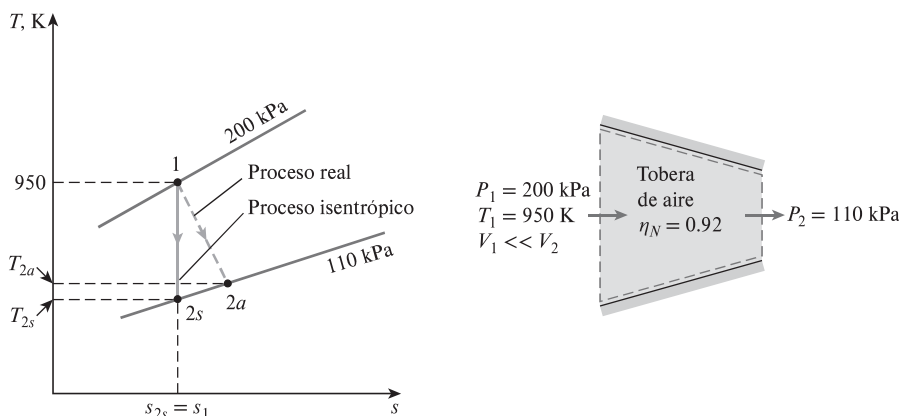


FIGURA 7-54

Esquema y diagrama T - s para el ejemplo 7-16.

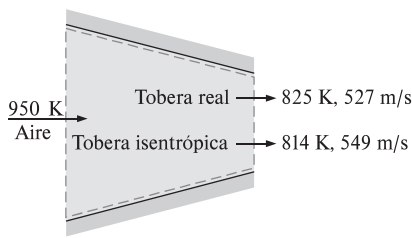


FIGURA 7-55

Una sustancia sale de las toberas reales a una temperatura superior (por lo tanto a una velocidad menor) como resultado de la fricción.

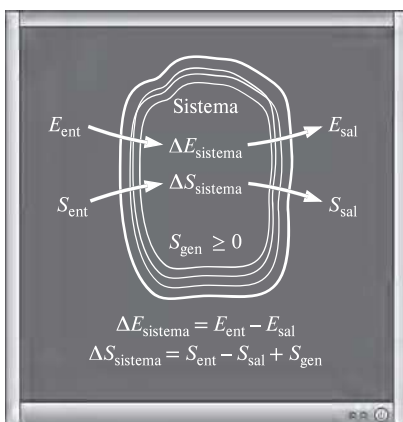


FIGURA 7-56

Balances de energía y entropía para un sistema.

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_{2s}}{P_1}\right)^{(k-1)/k}$$

o

$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{P_{2s}}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = (950 \text{ K}) \left(\frac{110 \text{ kPa}}{200 \text{ kPa}}\right)^{0.349/1.349} = 814 \text{ K}$$

Esto da una temperatura promedio de 882 K, que es algo superior a la temperatura promedio supuesta (850 K). Es posible afinar este resultado si se reevalúa el valor de k a 882 K y se repiten los cálculos, pero no vale la pena el esfuerzo porque las dos temperaturas promedio son suficientemente cercanas (hacerlo así cambiaría la temperatura por sólo 0.6 K, lo cual no es significativo).

Ahora se determinará la velocidad de salida isentrópica del aire a partir del balance de energía para este proceso isentrópico de flujo estacionario:

$$e_{\text{ent}} = e_{\text{sal}}$$

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_{2s} + \frac{V_{2s}^2}{2}$$

o

$$\begin{aligned} V_{2s} &= \sqrt{2(h_1 - h_{2s})} = \sqrt{2c_{p,\text{prom}}(T_1 - T_{2s})} \\ &= \sqrt{2(1.11 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(950 - 814) \text{ K}} \left(\frac{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right) \\ &= 549 \text{ m/s} \end{aligned}$$

b) La temperatura real de salida del aire es superior a la temperatura de salida isentrópica evaluada anteriormente, y se determina de

$$\eta_N \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} = \frac{c_{p,\text{prom}}(T_1 - T_{2a})}{c_{p,\text{prom}}(T_1 - T_{2s})}$$

o

$$0.92 = \frac{950 - T_{2a}}{950 - 814} \rightarrow T_{2a} = 825 \text{ K}$$

Es decir, la temperatura es 11 K superior en la salida de la tobera real debido a irreversibilidades como la fricción. Esto representa una pérdida puesto que la elevación en la temperatura se produce a expensas de la energía cinética (Fig. 7-55).

c) La velocidad real de salida del aire se puede determinar a partir de la definición de eficiencia isentrópica de una tobera,

$$\eta_N = \frac{V_{2a}^2}{V_{2s}^2} \rightarrow V_{2a} = \sqrt{\eta_N V_{2s}^2} = \sqrt{0.92(549 \text{ m/s})^2} = 527 \text{ m/s}$$

7-13 ■ BALANCE DE ENTROPÍA



La propiedad *entropía* es una medida de desorden molecular o aleatoriedad de un sistema, y la segunda ley de la termodinámica establece que la entropía puede crearse pero no destruirse. Por consiguiente, el cambio de entropía de un sistema durante un proceso es mayor a la transferencia de entropía en una cantidad igual a la entropía generada durante el proceso dentro del sistema; entonces el *principio de incremento de entropía* para cualquier sistema se expresa como (Fig. 7-56)

$$\left(\begin{array}{c} \text{Entropía} \\ \text{total de} \\ \text{entrada} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Entropía} \\ \text{total de} \\ \text{salida} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{Entropía} \\ \text{total} \\ \text{generada} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Cambio en la} \\ \text{entropía total} \\ \text{del sistema} \end{array} \right)$$

o

$$S_{\text{entrada}} - S_{\text{salida}} + S_{\text{generada}} = \Delta S_{\text{sistema}} \quad (7-68)$$

lo cual es una declaración verbal de la ecuación 7-9. Esta relación a menudo se nombra como el **balance de entropía** y es aplicable a cualquier sistema que experimenta cualquier proceso. La relación de balance de entropía anterior puede enunciarse como: *el cambio de entropía de un sistema durante un proceso es igual a la transferencia de entropía neta a través de la frontera del sistema y la entropía generada dentro de éste*. A continuación se analizarán varias condiciones de esta relación.

Cambio de entropía de un sistema, $\Delta S_{\text{sistema}}$

A pesar de la reputación que tiene la entropía de ser vaga y abstracta y de la intimidación que provoca, el balance de entropía es realmente más fácil de manejar que el de energía, ya que, al contrario de ésta, la entropía no existe en varias formas. En consecuencia, la determinación de cambio de entropía de un sistema durante un proceso implica evaluar la entropía del sistema tanto al principio como al final del proceso y calcular su diferencia. Es decir,

$$\text{Cambio de entropía} = \text{Entropía en el estado final} - \text{Entropía en el estado inicial}$$

o

$$\Delta S_{\text{sistema}} = S_{\text{final}} - S_{\text{inicial}} = S_2 - S_1 \quad (7-69)$$

La entropía es una propiedad y el valor de una propiedad no cambia a menos que el estado del sistema cambie. Así, el cambio de entropía de un sistema es cero si el estado del sistema no cambia durante el proceso. Por ejemplo, el cambio de entropía de dispositivos de flujo estacionario como toberas, compresores, turbinas, bombas e intercambiadores de calor son cero mientras operan de forma estacionaria.

Cuando las propiedades del sistema no son uniformes, la entropía del sistema puede determinarse por la integración de

$$S_{\text{sistema}} = \int s \, \delta m = \int_V s \rho \, dV \quad (7-70)$$

donde V es el volumen del sistema y ρ es la densidad.

Mecanismos de transferencia de entropía,

S_{entrada} y S_{salida}

La entropía puede transferirse hacia o desde un sistema por dos mecanismos: *transferencia de calor* y *flujo másico* (en contraste, la energía además se transfiere por trabajo). La transferencia de entropía es reconocida en la frontera del sistema cuando la cruza, y representa la entropía ganada o perdida por un sistema durante un proceso. La única forma de interacción de entropía asociada con una masa fija o un sistema cerrado es la *transferencia de calor*, por lo tanto la transferencia de entropía para un sistema cerrado adiabático es cero.

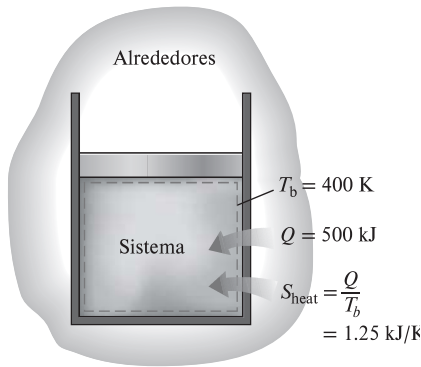


FIGURA 7-57

La transferencia de calor siempre está acompañada por la transferencia de entropía en cantidad de Q/T , donde T es la temperatura de la frontera.

1 Transferencia de calor

En esencia, el calor es una forma de energía desorganizada y alguna desorganización (entropía) fluirá con éste. La transferencia de calor hacia un sistema aumenta su entropía y en consecuencia el nivel de desorden molecular o aleatoriedad, mientras que la transferencia de calor desde un sistema lo disminuye. De hecho, el rechazo de calor es la única manera en que puede disminuirse la entropía de una masa fija. La razón de la transferencia de calor Q en un sitio a temperatura absoluta T de ese mismo sitio se llama *transferencia de entropía* y se expresa como (Fig. 7-57)

$$\text{Transferencia de entropía por transferencia de calor: } S_{\text{calor}} = \frac{Q}{T} \quad (T = \text{constante}) \quad (7-71)$$

La cantidad Q/T representa la transferencia de entropía acompañada por la transferencia de calor, mientras que la dirección de la transferencia de entropía es igual a la de calor ya que la temperatura termodinámica T siempre es una cantidad positiva.

Cuando la temperatura T no es constante, la transferencia de entropía durante un proceso 1-2 puede determinarse por la integración (o por la suma, si es apropiado)

$$S_{\text{calor}} = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \cong \sum \frac{Q_k}{T_k} \quad (7-72)$$

donde Q_k es la transferencia de calor a través de la frontera a la temperatura T_k en el sitio k .

Cuando dos sistemas están en contacto, la transferencia de entropía del más caliente es igual a la transferencia de entropía al más frío en el punto de contacto. Es decir, la entropía no puede crearse o destruirse en la frontera porque ésta no tiene espesor y no ocupa volumen.

Observe que el **trabajo** está libre de entropía, por lo tanto no hay transferencia de entropía por el trabajo. La energía se transfiere por calor y trabajo, mientras que la entropía sólo se transfiere por calor. Es decir,

$$\text{Transferencia de entropía por trabajo: } S_{\text{trabajo}} = 0 \quad (7-73)$$

La primera ley de la termodinámica no distingue entre la transferencia de calor y trabajo; considera a ambos como *iguales*. La distinción entre la transferencia de calor y el trabajo es introducida por la segunda ley: *una interacción de energía que se acompaña por transferencia de entropía es una transferencia de calor, y una interacción de energía que no se acompaña por transferencia de entropía es el trabajo*. Es decir, no se intercambia entropía durante una interacción de trabajo entre un sistema y sus alrededores. Así, sólo se intercambia *energía* durante la interacción de trabajo considerando que se intercambian *energía* y *entropía* durante la transferencia de calor (Fig. 7-58).

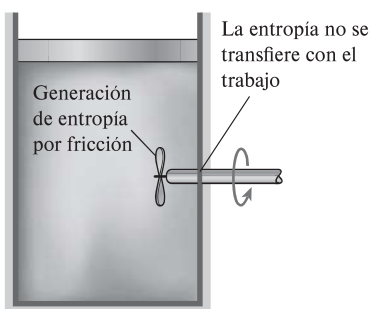


FIGURA 7-58

La entropía no acompaña el trabajo cuando cruza la frontera del sistema, pero la entropía puede generarse dentro del sistema cuando el trabajo se disipa en una forma menos útil de energía.

2 Flujo másico

La masa contiene tanto entropía como energía, y los contenidos de éstas en un sistema son proporcionales a la masa. (Cuando la masa de un sistema se duplica, también lo hacen los contenidos de entropía y energía de ésta.) Tanto la entropía como la energía son llevadas hacia o desde un sistema por corrientes de materia, y las tasas de entropía y energía transportadas hacia o desde un sistema son proporcionales a la tasa de flujo másico. Los sistemas cerrados no

involucran flujo másico, por lo tanto tampoco ningún tipo de transferencia de entropía por masa. Cuando una masa en una cantidad m entra o sale de un sistema, la acompaña entropía en una cantidad ms , donde s es la entropía específica (entropía por unidad de masa que entra o sale) (Fig. 7-59). Es decir,

$$\text{Transferencia de entropía por transferencia de masa: } S_{\text{masa}} = ms \quad (7-74)$$

Por consiguiente, la entropía de un sistema aumenta por ms cuando la masa en cantidad m entra y disminuye en la misma cantidad cuando la misma cantidad de masa en el mismo estado sale del sistema. Cuando las propiedades de la masa cambian durante el proceso, la transferencia de entropía por flujo de masa se determina a partir de la integración de

$$\dot{S}_{\text{masa}} = \int_{A_t} s \rho V_n dA_t \quad \text{y} \quad S_{\text{masa}} = \int s \delta m = \int_{\Delta t} \dot{S}_{\text{masa}} dt \quad (7-75)$$

donde A_t es el área transversal del flujo y V_n es la velocidad local normal a dA_t .

Generación de entropía, S_{gen}

Las irreversibilidades como la fricción, el mezclado, las reacciones químicas, la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita, la expansión libre, y la compresión o expansión sin cuasiequilibrio, siempre ocasionan que la entropía de un sistema aumente, por lo tanto la generación de entropía es una medida de entropía creada por tales efectos durante un proceso.

Para un *proceso reversible* (un proceso que no involucra irreversibilidades) la generación de entropía es cero y por lo tanto el *cambio de entropía* de un sistema es igual a la *transferencia de entropía*. Por consiguiente, la relación de balance de entropía para el caso reversible se vuelve análoga a la relación de balance de energía la cual establece que el *cambio de energía* de un sistema durante un proceso es igual a la *transferencia de energía* durante ese proceso. Sin embargo, observe que el cambio de energía de un sistema es igual a la transferencia de energía para *cualquier* proceso, pero el cambio de entropía de un sistema es igual a la transferencia de entropía sólo para un proceso *reversible*.

La transferencia de entropía por calor Q/T es cero para los sistemas adiabáticos y la transferencia de entropía por masa ms es cero para sistemas que no involucran el flujo másico a través de su frontera (es decir, sistemas cerrados).

El balance de entropía para *cualquier sistema* que experimenta *cualquier proceso* puede expresarse más explícitamente como

$$\underbrace{S_{\text{entrada}} - S_{\text{salida}}}_{\text{Transferencia neta de entropía por calor y masa}} + \underbrace{S_{\text{gen}}}_{\text{Generación de entropía}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\text{Cambio de entropía}} \quad (\text{kJ/K}) \quad (7-76)$$

o, en forma de tasa, como

$$\underbrace{\dot{S}_{\text{entrada}} - \dot{S}_{\text{salida}}}_{\text{Tasa de transferencia neta de entropía por calor y masa}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{gen}}}_{\text{Tasa de generación de entropía}} = \underbrace{dS_{\text{sistema}}/dt}_{\text{Tasa de cambio de entropía}} \quad (\text{kW/K}) \quad (7-77)$$

donde las tasas de transferencia de entropía por calor transferido a una tasa de \dot{Q} y una masa que fluye a una tasa de \dot{m} son $\dot{S}_{\text{calor}} = \dot{Q}/T$ y $\dot{S}_{\text{masa}} = \dot{m}s$. El balance de entropía también puede expresarse por **unidad de masa**, como

$$(s_{\text{entrada}} - s_{\text{salida}}) + s_{\text{gen}} = \Delta s_{\text{sistema}} \quad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \quad (7-78)$$

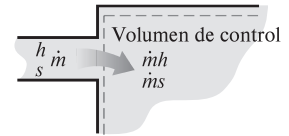


FIGURA 7-59

La masa contiene entropía así como energía, por lo tanto el flujo másico hacia o desde el sistema siempre se acompaña por la transferencia de energía y de entropía.

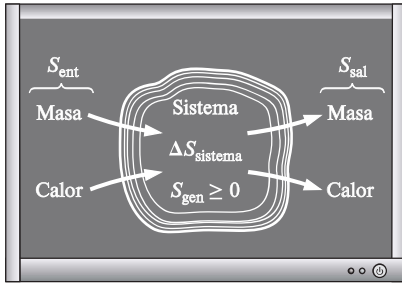


FIGURA 7-60
Mecanismos de transferencia de entropía para un sistema general.

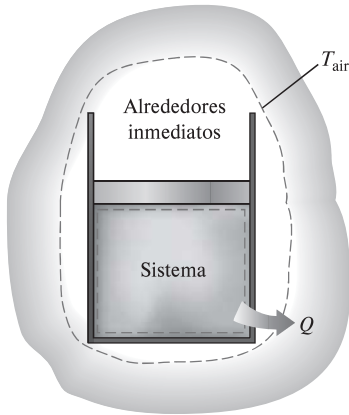


FIGURA 7-61
La generación de entropía fuera de las fronteras del sistema puede considerarse al escribir un balance de entropía en un sistema extendido que incluya el sistema y a sus alrededores inmediatos.

donde todas las cantidades se expresan por unidad de masa del sistema. Para un *proceso reversible*, el término de generación de entropía S_{gen} desaparece en todas las relaciones anteriores.

El término S_{gen} únicamente representa la generación de entropía *dentro de las fronteras del sistema* (Fig. 7-60), y no la generación de entropía que durante el proceso puede ocurrir fuera de éstas como resultado de irreversibilidades externas. Por consiguiente, un proceso en el que $S_{\text{gen}} = 0$ es *internamente reversible*, pero no necesariamente será *totalmente reversible*. La entropía *total* generada durante un proceso puede determinarse aplicando el balance de entropía a un *sistema extendido* que incluye el sistema mismo y sus alrededores inmediatos, donde podrían estar sucediendo irreversibilidades externas (Fig. 7-61). El cambio de entropía en este caso es igual a la suma del cambio de entropía del sistema y el de los alrededores inmediatos. Observe que bajo condiciones estacionarias, el estado y por lo tanto la entropía de los alrededores inmediatos (llamémosla “zona de amortiguamiento”) en cualquier punto no cambia durante el proceso, y que el cambio de entropía de esta zona es cero. De existir algún cambio en dicha zona, normalmente será pequeña en relación con el cambio de entropía del sistema y por lo tanto resulta insignificante.

Al evaluar la transferencia de entropía entre un sistema extendido y los alrededores, la temperatura en la frontera de este sistema se considera simplemente como la *temperatura del ambiente*.

Sistemas cerrados

Un sistema cerrado *no* involucra *flujo másico* a través de sus fronteras, por lo que su cambio de entropía simplemente es la diferencia entre las entropías inicial y final del sistema. El *cambio de entropía* de un sistema cerrado se debe a la *transferencia de entropía* que acompaña a la transferencia de calor y la *generación de entropía* dentro de las fronteras del sistema. Si se toma la dirección positiva de la transferencia de calor *hacia* el sistema, la relación de balance de entropía general (Ec. 7-76) puede expresarse para un sistema cerrado como

$$\text{Sistema cerrado: } \sum \frac{Q_k}{T_k} + S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{sistema}} = S_2 - S_1 \quad (\text{kJ/K}) \quad (7-79)$$

La relación de balance de entropía anterior puede expresarse como:

El cambio de entropía de un sistema cerrado durante un proceso es igual a la suma de entropía neta transferida a través de la frontera del sistema mediante la transferencia de calor y la entropía generada dentro de las fronteras del sistema.

Para un *proceso adiabático* ($Q = 0$), el término de transferencia de entropía en la relación anterior se elimina y el cambio de entropía del sistema cerrado se vuelve igual a la generación de entropía dentro de las fronteras del sistema. Es decir,

$$\text{Sistema cerrado adiabático: } S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{sistema adiabático}} \quad (7-80)$$

Observe que cualquier sistema cerrado y sus alrededores puede ser considerado como uno adiabático y que el cambio de entropía total de un sistema es igual a la suma de los cambios de entropía en sus partes; así, el balance de entropía para un sistema cerrado y sus alrededores puede escribirse como

$$\text{Sistema + alrededores: } S_{\text{gen}} = \sum \Delta S = \Delta S_{\text{sistema}} + \Delta S_{\text{alrededores}} \quad (7-81)$$

donde $\Delta S_{\text{sistema}} = m(s_2 - s_1)$ y el cambio de entropía de los alrededores puede ser determinado a partir de $\Delta S_{\text{alrededores}} = Q_{\text{alrededores}}/T_{\text{alrededores}}$ si su temperatura es constante. En las etapas iniciales del estudio de entropía y la transferencia de entropía, es mejor comenzar con la forma general del balance de entropía (Ec. 7-76) y simplificarla para el problema que se vaya a considerar. Es conveniente usar las relaciones específicas anteriores después de alcanzar cierto grado de comprensión intuitiva del material.

Volúmenes de control

Las relaciones de balance de entropía para los volúmenes de control difieren de las de los sistemas cerrados en los que se involucra un mecanismo más de intercambio de entropía: *flujo másico a través de las fronteras*. Como se mencionó antes, la masa posee tanto entropía como energía y las cantidades de estas dos propiedades extensivas son proporcionales a la cantidad de masa (Fig. 7-62).

Si se toma la dirección positiva de transferencia de calor *hacia* el sistema, las relaciones generales de balance de entropía (Ecs. 7-76 y 7-77) pueden expresarse para los volúmenes de control como

$$\sum \frac{Q_k}{T_k} + \sum m_i s_i - \sum m_e s_e + S_{\text{gen}} = (S_2 - S_1)_{\text{VC}} \quad (\text{kJ/K}) \quad (7-82)$$

o, en la forma de tasa, como

$$\sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \sum \dot{m}_i s_i - \sum \dot{m}_e s_e + \dot{S}_{\text{gen}} = dS_{\text{VC}}/dt \quad (\text{kW/K}) \quad (7-83)$$

Es posible expresar esta relación de balance de entropía como:

La tasa de cambio de entropía dentro del volumen de control durante un proceso es igual a la suma de la tasa de transferencia de entropía a través de la frontera del volumen de control por la transferencia de calor, la tasa neta de transferencia de entropía en el volumen de control por flujo másico, y la tasa de generación de entropía dentro de las fronteras del volumen de control como resultado de irreversibilidades.

La mayoría de los volúmenes de control que se encuentran en la práctica (turbinas, compresores, toberas, difusores, intercambiadores de calor, tuberías y ductos) operan en forma estacionaria, por lo tanto no experimentan ningún cambio en su entropía. En consecuencia, la relación del balance de entropía para un proceso general de **flujo estacionario** puede obtenerse de la ecuación 7-83 al hacer $dS_{\text{VC}}/dt = 0$ y reacomodando los términos para tener

$$\text{Flujo estacionario:} \quad \dot{S}_{\text{gen}} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \quad (7-84)$$

Para dispositivos de flujo estacionario con un *solo flujo* (una entrada y una salida), la relación del balance de entropía se simplifica a

$$\text{Flujo estacionario, un solo flujo:} \quad \dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}(s_e - s_i) - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \quad (7-85)$$

Para el caso de un dispositivo *adiabático* con un solo flujo, la relación de balance de entropía se simplifica aún más a

$$\text{Flujo estacionario, un solo flujo, adiabático:} \quad \dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}(s_e - s_i) \quad (7-86)$$

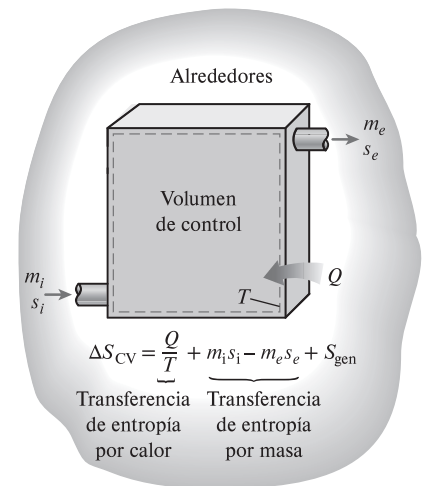


FIGURA 7-62

La entropía de un volumen de control cambia como resultado del flujo de masa, así como por la transferencia de calor.

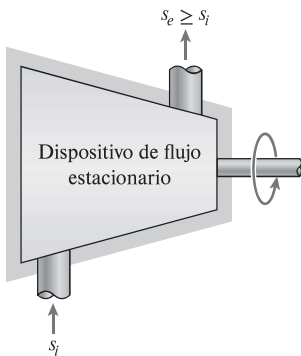


FIGURA 7-63

La entropía de una sustancia siempre aumenta (o permanece constante en el caso de un proceso reversible) cuando fluye a través de un dispositivo de un solo flujo, estacionario y adiabático.

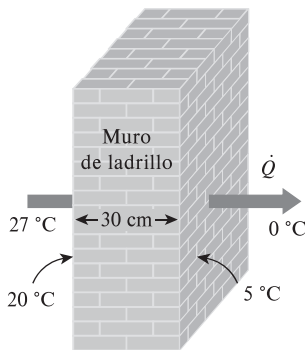


FIGURA 7-64

Esquema para el ejemplo 7-17.

lo cual indica que la entropía específica del fluido debe aumentar cuando fluye a través de un dispositivo adiabático porque $\dot{S}_{\text{gen}} \geq 0$ (Fig. 7-63). Si el flujo a través del dispositivo es *reversible* y *adiabático*, entonces la entropía permanecerá constante, $s_e = s_f$, sin importar los cambios en otras propiedades.

EJEMPLO 7-17 Generación de entropía en un muro

En una casa ocurre transferencia estacionaria de calor a través de un muro de ladrillo de 5×7 m cuyo espesor es de 30 cm. En un día en el que la temperatura exterior es de 0°C , la casa se mantiene a 27°C , mientras que las temperaturas de las superficies interior y exterior del muro han sido medidas en 20°C y 5°C , respectivamente, con una tasa de transferencia de calor a través de la pared de 1035 W. Determine la tasa de generación de entropía en el muro y la de generación de entropía total asociada con este proceso de transferencia de calor.

SOLUCIÓN Se considera la transferencia de calor estacionaria a través de un muro. Para la tasa de transferencia de calor, las temperaturas de las paredes y de los alrededores especificadas, se determinarán la tasa de generación de entropía dentro del muro y la tasa de generación de entropía total.

Suposiciones 1 El proceso es estacionario, por lo tanto la tasa de transferencia de calor a través de la pared es constante. 2 La transferencia de calor a través de la pared es unidimensional.

Análisis Se toma al *muro* inicialmente como el sistema (Fig. 7-64), el cual es un *sistema cerrado* porque durante el proceso ninguna masa cruza sus fronteras. Se observa que durante el proceso el cambio de entropía del muro es cero debido a que el estado, y por lo tanto la entropía, de la pared no cambian en ningún punto de ésta. El calor y la entropía entran de un lado del muro y salen por el otro.

La forma de tasa de balance de entropía para el muro se simplifica a

$$\underbrace{\dot{S}_{\text{entrada}} - \dot{S}_{\text{salida}}}_{\text{Tasa de transferencia neta de entropía por calor y masa}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{gen}}}_{\text{Tasa de generación de entropía}} = \underbrace{dS_{\text{sistema}}/dt}_{\text{Tasa de cambio de entropía}} \xrightarrow{0 \text{ (estacionario)}}$$

$$\left(\frac{\dot{Q}}{T}\right)_{\text{entrada}} - \left(\frac{\dot{Q}}{T}\right)_{\text{salida}} + \dot{S}_{\text{gen}} = 0$$

$$\frac{1035 \text{ W}}{293 \text{ K}} - \frac{1035 \text{ W}}{278 \text{ K}} + \dot{S}_{\text{gen}} = 0$$

Por consiguiente, la tasa de generación de entropía en el muro es

$$\dot{S}_{\text{gen,muro}} = 0.191 \text{ W/K}$$

Observe que la transferencia de entropía por calor en cualquier localidad es Q/T en dicha localidad y la dirección de transferencia de entropía es igual a la dirección de transferencia de calor.

Para determinar la tasa de generación de entropía total durante este proceso de transferencia de calor, se extiende el sistema para incluir las regiones en ambos lados de la pared que experimentan un cambio de temperatura. Entonces un lado de la frontera del sistema se encuentra a la temperatura de la habitación mientras el otro, a la temperatura exterior. El balance de entropía para este *sistema extendido* (sistema + alrededores inmediatos) es igual al anteriormente dado, excepto que las dos temperaturas de la frontera son

ahora 300 y 273 K en lugar de 293 y 278 K, respectivamente. Así, la tasa de generación de entropía total se vuelve

$$\frac{1\,035\text{ W}}{300\text{ K}} - \frac{1\,035\text{ W}}{273\text{ K}} + \dot{S}_{\text{gen,total}} = 0 \quad \rightarrow \quad \dot{S}_{\text{gen,total}} = 0.341\text{ W/K}$$

Comentario Observe que el cambio de entropía de este sistema extendido es cero porque el estado del aire no cambia en cualquier punto durante el proceso. Las diferencias entre las dos generaciones de entropía son 0.150 W/K, lo cual representa la entropía generada en las capas de aire halladas en ambos lados del muro. La generación de entropía en este caso se debe completamente a la transferencia de calor irreversible a través de una diferencia finita de temperatura.

EJEMPLO 7-18 Generación de entropía durante un proceso de estrangulación

Durante un proceso de flujo estacionario, vapor de agua a 7 MPa y 450 °C es estrangulado en una válvula a una presión de 3 MPa. Determine la entropía generada durante este proceso y verifique si se satisface el principio de incremento de entropía.

SOLUCIÓN Se estrangula vapor de agua a una presión especificada. Se determinará la entropía generada durante este proceso y se verificará la validez del principio de incremento de entropía.

Suposiciones **1** Esto es un proceso de flujo estacionario porque no hay cambio con el tiempo en cualquier punto, por lo tanto $\Delta m_{\text{VC}} = 0$, $\Delta E_{\text{VC}} = 0$ y $\Delta S_{\text{VC}} = 0$. **2** La transferencia de calor hacia o desde la válvula es insignificante. **3** Los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes, $\Delta ec = \Delta ep = 0$.

Análisis Se considera la válvula de estrangulación como el sistema (Fig. 7-65), el cual corresponde a un volumen de control porque la masa cruza la frontera del sistema durante el proceso. Note que sólo hay una entrada y una salida, por lo tanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. Como la entalpía de un fluido permanece aproximadamente constante durante un proceso de estrangulación, entonces $h_2 \cong h_1$.

La entropía del vapor de los estados de entrada y salida se determinan a partir de las tablas de vapor como

$$\text{Estado 1:} \quad \left. \begin{array}{l} P_1 = 7\text{ MPa} \\ T_1 = 450\text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = 3\,288.3\text{ kJ/kg} \\ s_1 = 6.6353\text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$$

$$\text{Estado 2:} \quad \left. \begin{array}{l} P_2 = 3\text{ MPa} \\ h_2 = h_1 \end{array} \right\} \quad s_2 = 7.0046\text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

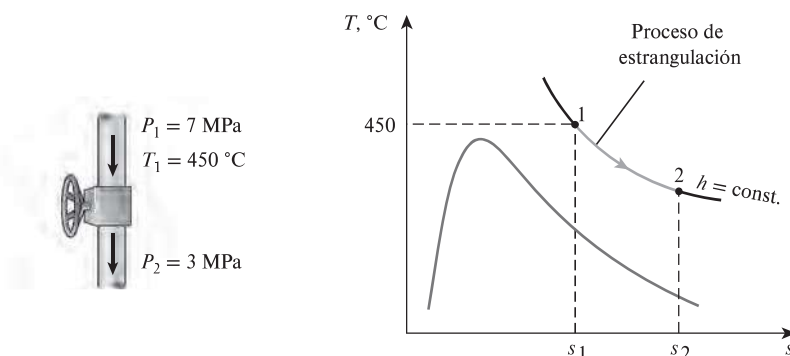


FIGURA 7-65

Esquema y diagrama T - s para el ejemplo 7-18.

Entonces la generación de entropía por unidad de masa de vapor está determinada por el balance de entropía aplicado a la válvula de estrangulación,

$$\underbrace{\dot{S}_{\text{entrada}} - \dot{S}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia} \\ \text{neta de entropía por} \\ \text{calor y masa}}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Tasa de generación} \\ \text{de entropía}}} = \underbrace{dS_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio} \\ \text{de entropía}}} \overset{0 \text{ (estacionario)}}{\rightarrow}$$

$$\dot{m}s_1 - \dot{m}s_2 + \dot{S}_{\text{gen}} = 0$$

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}(s_2 - s_1)$$

Al dividir entre el flujo másico se obtiene

$$s_{\text{gen}} = s_2 - s_1 = 7.0046 - 6.6353 = 0.3693 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Resultado que corresponde a la cantidad de entropía generada por unidad de masa de vapor de agua cuando éste se estrangula desde su estado inicial hasta la presión final, y que es causada por la expansión libre. Obviamente, el principio de incremento de entropía se satisface durante este proceso ya que la generación de entropía es positiva.

EJEMPLO 7-19 Entropía generada cuando un bloque caliente se deja caer en un lago

Un bloque de hierro fundido de 50 kg a 500 K es lanzado hacia un lago grande que se encuentra a una temperatura de 285 K. El bloque de hierro eventualmente alcanza el equilibrio térmico con el agua del lago. Si se supone un calor específico promedio de 0.45 kJ/kg · K para el hierro, determine a) el cambio de entropía del bloque de hierro, b) el cambio de entropía del agua del lago y c) la entropía generada durante este proceso.

SOLUCIÓN Un bloque de hierro caliente se tira en un lago y se enfría a la temperatura de éste. Se determinarán los cambios de entropía tanto del hierro como del lago, así como la entropía generada durante este proceso.

Suposiciones 1 El agua y el bloque de hierro son sustancias incompresibles. 2 Pueden usarse calores específicos constantes para el agua y el hierro. 3 El cambio de las energías cinética y potencial del hierro son insignificantes, $\Delta E_C = \Delta E_P = 0$ y por lo tanto $\Delta E = \Delta U$.

Propiedades El calor específico del hierro es 0.45 kJ/kg · K (tabla A-3).

Análisis Se toma el *bloque de hierro* lanzado como el sistema (Fig. 7-66), el cual es un *sistema cerrado* porque ninguna masa cruza sus fronteras durante el proceso.

Para determinar los cambios de entropía tanto del bloque de hierro como del lago, primero se necesita saber la temperatura final de equilibrio. Dado que la capacidad de energía térmica del lago es muy grande en comparación con la del bloque de hierro, aquél absorberá todo el calor transferido por el bloque sin experimentar algún cambio en su temperatura. Por consiguiente, el bloque de hierro se enfriará a 285 K durante este proceso mientras la temperatura del lago permanece constante a 285 K.

a) El cambio de entropía del bloque de hierro puede determinarse a partir de

$$\Delta S_{\text{hierro}} = m(s_2 - s_1) = mc_{\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1}$$

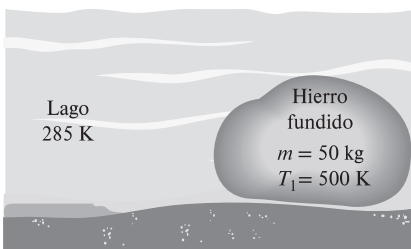


FIGURA 7-66
Esquema para el ejemplo 7-19.

$$= (50 \text{ kg})(0.45 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{285 \text{ K}}{500 \text{ K}}$$

$$= -12.65 \text{ kJ/K}$$

b) La temperatura del agua del lago permanece constante a 285 K durante el proceso. También, la cantidad de transferencia de calor del bloque de hierro hacia el lago es determinada por un balance de energía en el bloque de hierro como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\text{Transferencia neta de energía mediante calor, trabajo y masa}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\text{Cambio de energías interna, cinética, potencial, etcétera}}$$

$$-Q_{\text{salida}} = \Delta U = mc_{\text{prom}}(T_2 - T_1)$$

o

$$Q_{\text{salida}} = mc_{\text{prom}}(T_1 - T_2) = (50 \text{ kg})(0.45 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(500 - 285) \text{ K} = 4\,838 \text{ kJ}$$

Entonces el cambio de entropía del lago será

$$\Delta S_{\text{lago}} = \frac{Q_{\text{lago}}}{T_{\text{lago}}} = \frac{+4\,838 \text{ kJ}}{285 \text{ K}} = 16.97 \text{ kJ/K}$$

c) La entropía generada durante este proceso puede determinarse si se aplica un balance de entropía a un *sistema extendido* que incluya al bloque de hierro y sus alrededores inmediatos para que la temperatura de la frontera del sistema extendido esté en todo momento a 285 K:

$$\underbrace{S_{\text{entrada}} - S_{\text{salida}}}_{\text{Transferencia neta de entropía por calor y masa}} + \underbrace{S_{\text{gen}}}_{\text{Generación de entropía}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\text{Cambio en la entropía}}$$

$$-\frac{Q_{\text{salida}}}{T_b} + S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{sistema}}$$

o

$$S_{\text{gen}} = \frac{Q_{\text{salida}}}{T_b} + \Delta S_{\text{sistema}} = \frac{4\,838 \text{ kJ}}{285 \text{ K}} - (12.65 \text{ kJ/K}) = 4.32 \text{ kJ/K}$$

Comentario La entropía generada también puede determinarse tomando el bloque de hierro y el lago entero como el sistema, el cual sería un sistema aislado, y aplicando un balance de entropía. Un sistema aislado no involucra calor o transferencia de entropía, por lo tanto la generación de entropía en este caso es igual al cambio de entropía total,

$$S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{sistema}} + \Delta S_{\text{lago}} = -12.65 + 16.97 = 4.32 \text{ kJ/K}$$

resultado que es igual al obtenido anteriormente.

EJEMPLO 7-20 Generación de entropía en un intercambiador de calor

El aire en un edificio grande se conserva tibio calentándolo con vapor en un intercambiador de calor (Fig. 7-67). Entra a esta unidad vapor de agua saturado a 35 °C a razón de 10 000 kg/h, y sale como líquido saturado a 32 °C. Entra a la unidad aire a una presión de 1 atm, a 20 °C, y sale a 30 °C, aproximadamente a la misma presión. Determine la tasa de generación de entropía correspondiente a este proceso.

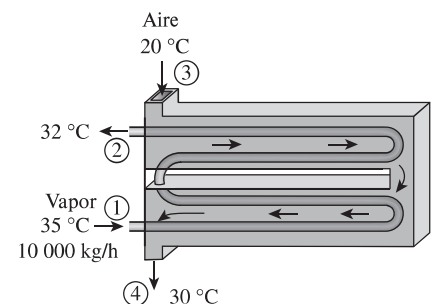


FIGURA 7-67

Esquema para el ejemplo 7-20.

SOLUCIÓN El aire se calienta por el vapor en un intercambiador de calor. Se debe determinar la tasa de generación de entropía correspondiente a este proceso.

Suposiciones **1** Existen condiciones de operación estacionaria. **2** El intercambiador de calor está bien aislado, de modo que la pérdida de calor al entorno es despreciable y, por lo tanto, la transferencia de calor del fluido caliente es igual a la transferencia de calor al fluido frío. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial de las corrientes de fluidos son despreciables. **4** El aire es un gas ideal con calores específicos constantes a temperatura ambiente interior. **5** La presión del aire permanece constante.

Análisis La razón de generación de entropía dentro del intercambiador de calor se determina aplicando la razón del balance de entropía sobre todo el intercambiador de calor:

$$\underbrace{\dot{S}_{\text{entrada}} - \dot{S}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia} \\ \text{neta de entropía, por} \\ \text{calor y masa}}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Tasa} \\ \text{de generación} \\ \text{de entropía}}} = \underbrace{dS_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio} \\ \text{en la entropía}}} \overset{0 \text{ (estacionario)}}{\rightarrow}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor}}s_1 + \dot{m}_{\text{aire}}s_3 - \dot{m}_{\text{vapor}}s_2 - \dot{m}_{\text{aire}}s_4 + \dot{S}_{\text{gen}} = 0$$

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}_{\text{vapor}}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{\text{aire}}(s_4 - s_3)$$

El calor específico del aire a temperatura ambiente interior es $c_p = 1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ (tabla A-2a). Las propiedades del vapor en los estados de entrada y salida son:

$$\left. \begin{array}{l} T_1 = 35^\circ\text{C} \\ x_1 = 1 \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = 2564.6 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 8.3517 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array} \quad (\text{Tabla A-4})$$

$$\left. \begin{array}{l} T_2 = 32^\circ\text{C} \\ x_2 = 0 \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_2 = 134.10 \text{ kJ/kg} \\ s_2 = 0.4641 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array} \quad (\text{Tabla A-4})$$

Mediante un balance de energía, el calor transferido del vapor es igual al calor transferido al aire. Entonces, el flujo másico del aire se determina como

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{vapor}}(h_1 - h_2) = (10\,000/3\,600 \text{ kg/s})(2564.6 - 134.10) \text{ kJ/kg} = 6\,751 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{\dot{Q}}{c_p(T_4 - T_3)} = \frac{6\,751 \text{ kW}}{(1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(30 - 20)^\circ\text{C}} = 671.7 \text{ kg/s}$$

Sustituyendo en la relación de balance de entropía, la tasa de generación de entropía resulta

$$\begin{aligned} \dot{S}_{\text{gen}} &= \dot{m}_{\text{vapor}}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{\text{aire}}(s_4 - s_3) \\ &= \dot{m}_{\text{vapor}}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{\text{aire}}c_p \ln \frac{T_4}{T_3} \\ &= (10\,000/3\,600 \text{ kg/s})(0.4641 - 8.3517) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \\ &\quad + (671.7 \text{ kg/s})(1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{303 \text{ K}}{293 \text{ K}} \\ &= 0.745 \text{ kW/K} \end{aligned}$$

Comentario Observe que la presión del aire permanece casi constante mientras el aire fluye por el intercambiador de calor, y por esta razón no se incluye el término de presión en la expresión de cambio de entropía para el aire.

EJEMPLO 7-21 Generación de entropía asociada a la transferencia de calor

Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción contiene una mezcla saturada de líquido y vapor de agua a 100°C . Durante un proceso de presión constante,

600 kJ de calor se transfieren al aire circundante que se halla a 25 °C. Como resultado, la parte de vapor dentro del cilindro se condensa. Determine a) el cambio de entropía del agua y b) la generación de entropía total durante este proceso de transferencia de calor.

SOLUCIÓN Un vapor húmedo pierde calor hacia sus alrededores mientras algo del vapor se condensa. Se determinará el cambio de entropía del agua y la generación de entropía total.

Suposiciones 1 No hay irreversibilidades involucradas dentro de las fronteras del sistema, por lo tanto el proceso es internamente reversible. 2 La temperatura del agua permanece constante en todas partes a 100 °C, incluso en las fronteras.

Análisis Se considera inicialmente el agua en el cilindro como el sistema (Fig. 7-68), el cual es un sistema cerrado porque ninguna masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que la presión, y por lo tanto la temperatura, del agua contenida en el cilindro permanece constante, mientras que la entropía del sistema disminuye debido a la pérdida de calor.

a) Como el agua es sometida a un proceso internamente isotérmico reversible, su cambio de entropía puede determinarse a partir de

$$\Delta S_{\text{sistema}} = \frac{Q}{T_{\text{sistema}}} = \frac{-600 \text{ kJ}}{(100 + 273 \text{ K})} = -1.61 \text{ kJ/K}$$

b) Para determinar la generación de entropía total durante este proceso, se considera el sistema extendido, el cual incluye al agua, al dispositivo de cilindro-émbolo y a la región externa inmediata del sistema que experimenta un cambio de temperatura, de manera que toda la frontera del sistema extendido se encuentre a la temperatura de los alrededores: 25 °C. El balance de entropía para este sistema extendido (sistema + alrededores inmediatos) se obtiene de

$$\underbrace{S_{\text{entrada}} - S_{\text{salida}}}_{\text{Transferencia neta de entropía por calor y masa}} + \underbrace{S_{\text{gen}}}_{\text{Generación de entropía}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\text{Cambio de entropía}}$$

$$-\frac{Q_{\text{salida}}}{T_b} + S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{sistema}}$$

o

$$S_{\text{gen}} = \frac{Q_{\text{salida}}}{T_b} + \Delta S_{\text{sistema}} = \frac{600 \text{ kJ}}{(25 + 273) \text{ K}} + (-1.61 \text{ kJ/K}) = 0.40 \text{ kJ/K}$$

En este caso, la generación de entropía se debe totalmente a la transferencia de calor irreversible a través de una diferencia finita de temperatura.

Observe que el cambio de entropía de este sistema extendido es equivalente al cambio de entropía del agua, ya que tanto el dispositivo de cilindro-émbolo como los alrededores inmediatos no experimentan cambio de estado en cualquier punto, por lo tanto ningún cambio en sus propiedades, incluyendo la entropía.

Comentario Como hipótesis, considere el proceso inverso (es decir, la transferencia de 600 kJ de calor del aire circundante a 25 °C hacia el agua saturada a 100 °C) y vea si el principio de incremento de entropía puede detectar la imposibilidad de este proceso. Esta vez, la transferencia de calor será hacia agua (ganancia de calor en lugar de pérdida de calor), por lo que el cambio de entropía de ésta será +1.61 kJ/K. También, la transferencia de entropía a través de la frontera del sistema extendido tendrá la misma magnitud pero dirección opuesta. Todo esto producirá una generación de entropía de -0.4 kJ/K. El signo negativo para la generación de entropía indica que el proceso inverso es imposible.

Como complemento a la explicación, suponga otro escenario en el que la temperatura del aire circundante es una cantidad diferencial inferior a 100 °C (digamos 99.999 . . . 9 °C) en lugar de 25 °C. Esta vez, la transferencia de calor

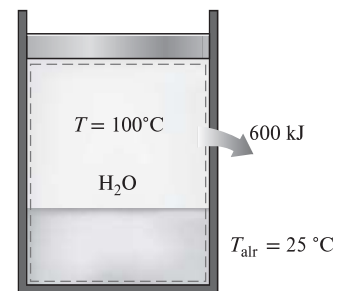


FIGURA 7-68

Esquema para el ejemplo 7-21.

desde el agua saturada hacia el aire circundante ocurrirá a través del diferencial de temperatura que convierte en *reversible* este proceso. Es posible demostrar que $S_{gen} = 0$ para este proceso.

Recuerde que los procesos reversibles son procesos idealizados y pueden aproximarse pero nunca alcanzarse en la realidad.

Generación de entropía asociada con un proceso de transferencia de calor

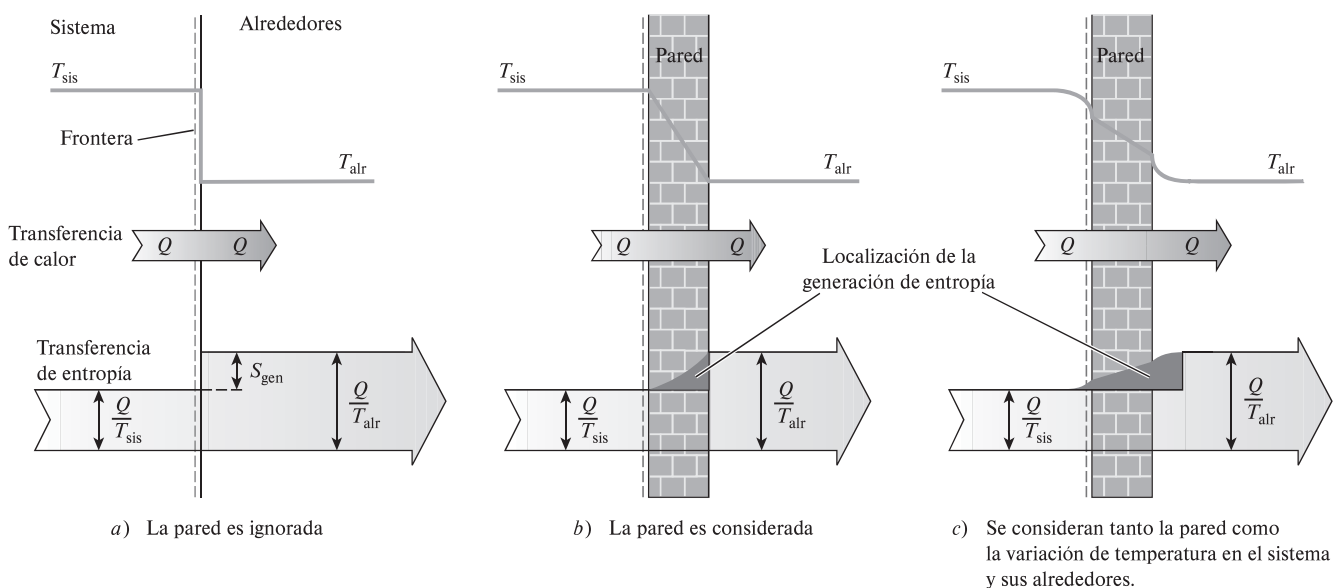
En el ejemplo 7-21 se determinó que 0.4 kJ/K de entropía se genera durante el proceso de transferencia de calor, pero no está claro dónde exactamente tiene lugar la generación de entropía, y cómo. Para localizar con precisión el sitio donde ocurre la generación de entropía es necesario precisar la descripción del sistema, así como sus alrededores y frontera.

En el ejemplo anterior se supuso que el sistema y el aire circundante serían isotérmicos a 100 °C y 25 °C, respectivamente. Esta consideración es razonable si ambos fluidos están bien mezclados. La superficie interior de la pared también debe estar a 100 °C mientras la superficie exterior se halla a 25 °C puesto que dos cuerpos que están en contacto físico deben tener la misma temperatura en el punto en el que se tocan. Si se considera que la transferencia de entropía causada por la transferencia de calor Q a través de una superficie a temperatura constante T es Q/T , la transferencia de entropía del agua en el muro es $Q/T_{sis} = 1.61$ kJ/K. Igualmente, la transferencia de entropía de la superficie exterior del muro hacia el aire circundante es $Q/T_{alr} = 2.01$ kJ/K. Obviamente, una cantidad de entropía de $2.01 - 1.61 = 0.4$ kJ/K se genera en la pared, como se ilustra en la figura 7-69b).

Identificar el punto de generación de entropía nos permite determinar si un proceso es internamente reversible: lo es si ninguna entropía se genera dentro de las fronteras del sistema. Por consiguiente, el proceso de transferencia de calor explicado en el ejemplo 7-21 es internamente reversible si la superficie interior de la pared se toma como la frontera del sistema, por lo tanto la pared del recipiente es excluida del sistema. Si la frontera del sistema se toma como la superficie exterior de la pared del recipiente, entonces el proceso ya no es internamente

FIGURA 7-69

Representación gráfica de la generación de entropía durante un proceso de transferencia de calor a través de una diferencia finita de temperatura.



reversible debido a que el muro, sitio de generación de entropía, es ahora parte del sistema.

En el caso de muros delgados es muy tentador ignorar su masa y considerarlo como la frontera entre el sistema y los alrededores. Esta opción aparentemente inocente, oculta el sitio de la generación de entropía, lo cual es una fuente de confusión. La temperatura en este caso se reduce de repente de T_{sis} a T_{air} en la superficie de la frontera, y surge la confusión sobre qué temperatura usar en la relación Q/T para la transferencia de entropía en la frontera.

Observe que si el sistema y el aire circundante no son isotérmicos como resultado de un mezclado insuficiente, entonces parte de la generación de entropía ocurrirá en el sistema y en el aire de los alrededores en la vecindad de la pared, como se muestra en la figura 7-69c).

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL*

Reducción del costo del aire comprimido

El aire comprimido a presiones manométricas de 550 a 1 000 kPa (80 a 150 psig) normalmente se usa en las instalaciones industriales para realizar una amplia variedad de labores como *limpiar*, *operar equipo neumático* e incluso para la *refrigeración*. Es a menudo llamado el *cuarto servicio* después de la electricidad, el agua y el gas natural o petróleo. En las instalaciones de producción, hay una gran pérdida de energía asociada con los sistemas de aire comprimido y una falta de conocimiento generalizada sobre las oportunidades de conservar la energía. Una porción considerable de la pérdida de energía asociada con los sistemas de aire comprimido puede evitarse si se siguen algunas medidas de sentido común. En esta sección se discutirá acerca de las pérdidas de energía relacionadas con estos sistemas y los costos que ocasionan a los fabricantes. También se muestra cómo reducir el costo del aire comprimido en las instalaciones actuales haciendo algunas modificaciones en los periodos de recuperación de la inversión. Con excepción de algunos compresores que son impulsados por motores de gas natural, todos funcionan con motores eléctricos (Fig. 7-70).

Algunos métodos primitivos de producir un *chorro de aire* para mantener el fuego vivo en los hornos, como bolsas de aire y la caja de viento china, datan al menos del año 2000 a.C. La *trompa de agua* que comprime el aire gracias a la caída de agua en un tubo usada en la forja mediante soplado (en talleres de herrería), se cree que ha sido empleada desde el año 150 a.C. En 1650, Otto van Guericke hizo grandes mejoras en el compresor y la bomba de vacío. En 1683, Papin propuso utilizar el aire comprimido para *transmitir potencia* a largas distancias. En 1829, William Mann recibió una patente para la compresión de aire en multietapas. En 1830, Thilorier fue reconocido por comprimir en *etapas* los gases a presiones altas. En 1890, Edward Rix transmitió potencia con aire a lo largo de varias millas para operar máquinas de elevación en la mina North Star, cerca de Grass Valley, California, usando un compresor impulsado por turbinas de Pelton. En 1872, el *enfriamiento* fue adaptado para aumentar la eficiencia rociando agua directamente en el cilindro a través de las válvulas de entrada del aire. Esta “compresión húmeda” se abandonó después debido a los problemas que causaba. El enfriamiento externo entonces fue llevado a cabo mediante *camisas de agua* en los cilindros. El primer compresor de gran potencia empleado en Estados Unidos fue una unidad con cuatro cilindros construida en 1866 para ser utilizada en el túnel de Hoosac. El enfria-



FIGURA 7-70

Ensamble de un gran compresor.

Foto, cortesía de la compañía Dresser-Rand parte de Siemens Power & Gas

* Se puede omitir esta sección sin que se pierda continuidad.

<input type="radio"/>	
<input type="radio"/>	Compressor: 125 hp = 93.21 kW
	Horas de operación: 6 000 h/año
	Costo unitario de electricidad: \$0.085/kWh
	Eficiencia de motor: 0.90
	Uso de energía anual: 621 417 kWh/año
<input type="radio"/>	Costo de electricidad anual: \$52 820/año

FIGURA 7-71

El costo de electricidad para operar un compresor durante un año puede exceder el precio de compra del compresor.

miento se realizó primero por medio de la inyección de agua en el cilindro y después haciendo pasar una corriente de agua sobre éste. Los avances más importantes en la tecnología moderna para compresores se deben a Burleigh, Ingersoll, Sergeant, Rand y Clayton, entre otros.

Los compresores operan en el rango de unos cuantos caballos de fuerza hasta más de 10 000 hp según su tamaño y dentro de la mayoría de las instalaciones industriales están entre el equipo de mayor consumo de energía. Los fabricantes identifican rápidamente las pérdidas de energía (y por lo tanto, de dinero) en *superficies calientes*, así como el necesario aislamiento de éstas. Sin embargo, les falta sensibilidad cuando se trata de ahorrar *aire comprimido*, ya que ven el aire como algo gratuito y el único momento en que las pérdidas de aire y los filtros de aire sucios consiguen un poco de atención es cuando las pérdidas tanto de aire como de presión interfieren con el funcionamiento normal de la central. Sin embargo, una buena atención al sistema de aire comprimido y la práctica de algunas medidas simples de conservación pueden producir considerables ahorros de energía y costos.

El siseo de las *fugas de aire* a veces puede oírse incluso en instalaciones industriales con un alto nivel de ruido. No son raras las *caídas de presión*, en los puntos finales de uso, del orden de 40 por ciento respecto de la presión de descarga del compresor. Una respuesta común a tal problema aún es la instalación de un compresor más grande en lugar de verificar el sistema y averiguar cuál es el problema. Una acción correctiva como ésta normalmente se toma sólo después de que el compresor más grande no elimina el problema. La energía desperdiciada en los sistemas de aire comprimido debido a mala instalación y deficiente mantenimiento puede considerarse en hasta 50 por ciento de la energía consumida por el compresor, cantidad de la que puede ahorrarse más de la mitad si se toman algunas sencillas medidas.

El costo de la electricidad para operar durante un año un compresor puede exceder el precio de compra del propio compresor. Éste es el caso sobre todo para compresores más grandes que funcionan durante dos o tres turnos. Por ejemplo, si un dispositivo de este tipo trabaja a 125 hp, impulsado por un motor eléctrico que tiene una eficiencia de 90 por ciento a carga completa durante 6 000 horas por año a \$0.085/kWh, gastará \$52 820 anuales por costo de electricidad, lo cual excede por mucho el de compra e instalación de una unidad estándar (Fig. 7-71).

A continuación se describen algunos procedimientos para reducir el costo de aire comprimido en las instalaciones industriales y cuantificar la energía y el ahorro en los costos asociados con ellos. Una vez que se determina la potencia desperdiciada del compresor, la *energía anual* (normalmente electricidad) y el *ahorro en los costos* pueden determinarse a partir de

$$\text{Ahorros de energía} = (\text{potencia ahorrada})/(\text{horas de operación})/_{\text{motor}} \quad (7-87)$$

y

$$\text{Ahorros de costos} = (\text{ahorros de energía}) (\text{costo unitario de energía}) \quad (7-88)$$

donde $_{\text{motor}}$ es la eficiencia del motor que impulsa al compresor y la unidad del costo de energía es comúnmente denominada en dólares por kilowatt-hora (1 kWh = 3 600 kJ).

1 Reparación de las fugas en las líneas de aire comprimido

Las fugas de aire son la mayor causa de pérdida de energía en instalaciones industriales asociadas con sistemas de aire comprimido. Se requiere energía para comprimir el aire, por lo tanto la pérdida de éste es una pérdida de energía pa-

ra la instalación. Un compresor debe trabajar con mayor dificultad y por mucho más tiempo para recuperar el aire perdido, además de usar más energía en el proceso. Varios estudios en las centrales han revelado que 40 por ciento del aire comprimido se pierde a través de las fugas, y eliminarlas totalmente es impráctico por lo que una proporción de fuga de 10 por ciento es considerada aceptable.

En general, las fugas de aire ocurren en *juntas, conexiones con bridas, codos, reductores, expansiones súbitas, sistemas de válvulas, filtros, mangueras, válvulas de no retorno, válvulas de alivio, extensiones y equipos* conectados a las líneas de aire comprimido (Fig. 7-72). La expansión y contracción como resultado de ciclos térmicos y vibración son causas comunes en el aflojamiento de juntas y por ende en las fugas de aire. De ahí que una buena costumbre sea *verificar* el sellado en las juntas y *apretarlas* periódicamente. Las fugas de aire también ocurren normalmente en los puntos finales de uso o donde las líneas de aire comprimido se conectan al equipo que funciona con aire comprimido. Debido a la apertura y el cierre frecuentes de las líneas de aire comprimido en estos puntos, los empaques se desgastan con rapidez y necesitan ser reemplazados periódicamente.

Hay muchas maneras de detectar fugas de aire en un sistema de aire comprimido, y quizá la más sencilla para descubrir una grande es escucharla. La alta velocidad del escape de aire en la línea produce un *sonido de siseo* que es difícil ignorar excepto en ambientes con altos niveles de ruido. Otra forma de detectar fugas, especialmente pequeñas, es probar el área sospechosa con *jabonadura* y buscar que se produzcan burbujas de jabón. Obviamente, este método no es práctico para un sistema grande con muchas conexiones. Una manera moderna de verificar fugas de aire es usar un detector acústico de fugas que consiste en un micrófono direccional, amplificadores, filtros de audio e indicadores digitales.

Un modo práctico de cuantificar la totalidad de las fugas en una instalación de producción es dirigir una *prueba de caída de presión*. Esto se lleva a cabo deteniendo todas las operaciones que usan aire comprimido y cerrando los compresores y válvulas de presión que alivian la presión automáticamente, si acaso el compresor cuenta con una. Así, cualquier fuga de presión en las líneas de aire comprimido se deberá a los efectos acumulativos de fugas de aire. La caída de la presión en el sistema se nota con el tiempo y la prueba continúa hasta que la presión caiga en una cantidad que puede medirse con precisión, normalmente 0.5 atm. Se mide el tiempo que esto toma y se registra la caída de presión como una función de tiempo. Se calcula entonces el volumen total del sistema de aire comprimido, incluidos los recipientes de aire comprimido, cabezales, acumuladores y las líneas primarias de aire comprimido. Ignorar las líneas pequeñas hará más fácil el trabajo y arrojará un resultado más conservador. La tasa de fuga de aire se puede determinar utilizando la ecuación de estado de gas ideal.

La cantidad de *energía mecánica desperdiciada* al escapar una unidad de masa a través de las fugas de aire es equivalente a la cantidad real de energía que se requiere para comprimirlo, lo cual se determina de la ecuación 7-57, modificada como (Fig. 7-73)

$$w_{\text{comp,entrada}} = \frac{w_{\text{reversible,comp,entrada}}}{\eta_{\text{comp}}} = \frac{nRT_1}{\eta_{\text{comp}}(n-1)} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \quad (7-89)$$

donde n es el exponente politrópico de compresión ($n = 1.4$ cuando la compresión es isentrópica y $1 < n < 1.4$ cuando hay interenfriamiento) y η_{comp} es la eficiencia del compresor, cuyo valor normalmente está entre 0.7 y 0.9.

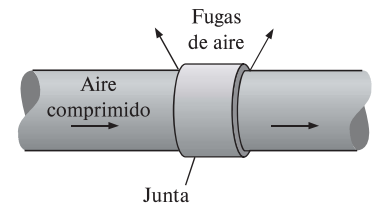


FIGURA 7-72

Las fugas de aire normalmente ocurren en las juntas y conexiones.

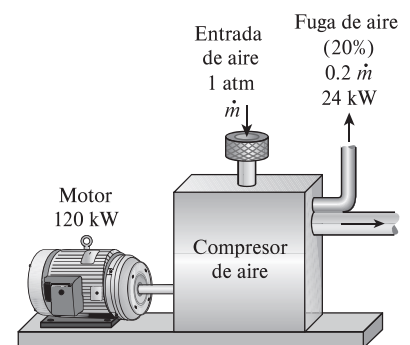


FIGURA 7-73

La energía desperdiciada, como los escapes de aire comprimido a través de las fugas, es equivalente a la energía requerida para comprimirlo.

Usando la teoría de flujo compresible (véase Cap. 17), puede mostrarse que siempre que la presión de la línea esté por encima de 2 atm, lo cual normalmente es el caso, la velocidad del aire en el sitio de la fuga debe ser igual a la *velocidad local de sonido*. Entonces la **tasa de flujo másico de aire** a través de una fuga con área mínima transversal A se vuelve

$$\dot{m}_{\text{aire}} = C_{\text{descarga}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/(k-1)} \frac{P_{\text{línea}}}{RT_{\text{línea}}} A \sqrt{kR \left(\frac{2}{k+1} \right) T_{\text{línea}}} \quad (7-90)$$

donde k es la relación de calores específicos ($k = 1.4$ para el aire) y C_{descarga} es un coeficiente de descarga (o pérdida) que incluye las imperfecciones del flujo en el sitio de la fuga. Su valor va de aproximadamente 0.60 para un orificio con bordes afilados, hasta 0.97 para uno circular con bordes bien redondeados. Los sitios de fuga de aire son imperfectos en su forma, por lo tanto el coeficiente de descarga puede tomarse como 0.65 en la ausencia de datos reales. También, $T_{\text{línea}}$ y $P_{\text{línea}}$ son la temperatura y presión en la línea de aire comprimido, respectivamente.

Una vez que \dot{m}_{aire} y $w_{\text{comp,entrada}}$ están disponibles, la *potencia desperdiciada* por el aire comprimido (o la potencia ahorrada al reparar la fuga) es determinada a partir de

$$\text{Potencia ahorrada} = \text{Potencia desperdiciada} = \dot{m}_{\text{aire}} w_{\text{comp,entrada}} \quad (7-91)$$

EJEMPLO 7-22 Ahorro de energía y de costos al reparar fugas de aire

Los compresores de una instalación de producción mantienen las líneas de aire comprimido a una presión (manométrica) de 700 kPa a nivel del mar, donde la presión atmosférica es 101 kPa (Fig. 7-74). La temperatura promedio del aire es 20 °C en la succión del compresor y de 24 °C en las líneas de aire comprimido. La instalación opera 4 200 horas por año y el precio promedio de electricidad es \$0.078/kWh. Si se toma la eficiencia del compresor como 0.8, la del motor como 0.92 y el coeficiente de descarga como 0.65, determine la energía y el dinero ahorrados anualmente si se sella una fuga equivalente a un orificio de 3 mm de diámetro en la línea de aire comprimido.

SOLUCIÓN Se tiene una fuga en la línea de aire comprimido de una instalación. Se determinarán la energía y el dinero ahorrados por año una vez sellada la fuga.

Suposiciones 1 Existen condiciones estacionarias de operación. 2 El aire es un gas ideal. 3 Las pérdidas de presión en las líneas de aire comprimido son insignificantes.

Análisis Se observa que la presión absoluta es la suma de la presión manométrica y atmosférica.

El trabajo requerido para comprimir una unidad de masa de aire a 20 °C de presión atmosférica de 101 kPa a 700 + 101 = 801 kPa es

$$\begin{aligned} w_{\text{comp,entrada}} &= \frac{nRT_1}{\eta_{\text{comp}}(n-1)} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \\ &= \frac{(1.4)(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(293 \text{ K})}{(0.8)(1.4-1)} \left[\left(\frac{801 \text{ kPa}}{101 \text{ kPa}} \right)^{0.4/1.4} - 1 \right] = 296.9 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

El área transversal del orificio de 3 mm de diámetro es

$$A = \pi D^2/4 = \pi (3 \times 10^{-3} \text{ m})^2/4 = 7.069 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

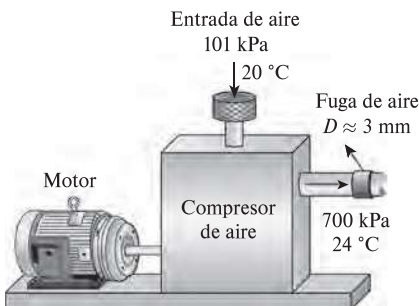


FIGURA 7-74
Esquema para el ejemplo 7-22.

Como las condiciones de la línea son 297 K y 801 kPa, el flujo másico del aire que se fuga a través del orificio se determina como

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{aire}} &= C_{\text{descarga}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/(k-1)} \frac{P_{\text{línea}}}{RT_{\text{línea}}} A \sqrt{kR \left(\frac{2}{k+1} \right) T_{\text{línea}}} \\ &= (0.65) \left(\frac{2}{1.4+1} \right)^{1/(1.4-1)} \frac{801 \text{ kPa}}{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(297 \text{ K})} (7.069 \times 10^{-6} \text{ m}^2) \\ &\quad \times \sqrt{(1.4)(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \left(\frac{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}} \right) \left(\frac{2}{1.4+1} \right) (297 \text{ K})} \\ &= 0.008632 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Entonces la potencia desperdiciada por el aire comprimido que se fuga es

$$\begin{aligned} \text{Potencia desperdiciada} &= \dot{m}_{\text{aire}} w_{\text{comp, entrada}} \\ &= (0.008632 \text{ kg/s})(296.9 \text{ kJ/kg}) \\ &= 2.563 \text{ kW} \end{aligned}$$

El compresor funciona 4 200 h/año y la eficiencia del motor es 0.92, entonces los ahorros anuales de energía y de costos resultantes de reparar esta fuga se determinan como

$$\begin{aligned} \text{Ahorros de energía} &= (\text{potencia ahorrada}) (\text{horas de operación}) / \eta_{\text{motor}} \\ &= (2.563 \text{ kW})(4\,200 \text{ h/año}) / 0.92 \\ &= 11\,700 \text{ kWh/año} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Ahorro en costos} &= (\text{ahorros de energía}) (\text{costo unitario de energía}) \\ &= (11\,700 \text{ kWh/año})(\$0.078/\text{kWh}) \\ &= \$913/\text{año} \end{aligned}$$

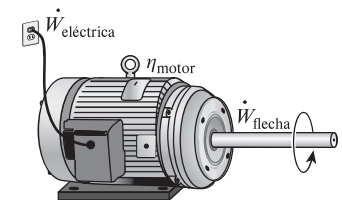
Comentario Observe que la instalación ahorrará 11 700 kWh de electricidad con un valor de \$913 por año una vez que la fuga de aire se arregle. Ésa es una cantidad sustancial para una sola fuga cuyo diámetro equivalente es de 3 mm.

2 Instalación de motores de alta eficiencia

Prácticamente todos los compresores son impulsados por motores eléctricos y la *energía eléctrica* que uno de éstos demanda para una potencia de salida especificada es *inversamente proporcional* a su eficiencia. Los motores eléctricos no pueden convertir completamente la energía eléctrica que consumen en energía mecánica y la tasa de la potencia mecánica suministrada a la potencia eléctrica consumida durante la operación se llama **eficiencia del motor**, η_{motor} . Por consiguiente, la potencia eléctrica consumida por el motor y la potencia mecánica (la flecha) suministrada al compresor están relacionadas por (Fig. 7-75)

$$\dot{W}_{\text{eléctrica}} = \dot{W}_{\text{comp}} / \eta_{\text{mot}} \quad (7-92)$$

Por ejemplo, si se supone que no existen pérdidas de transmisión, un motor que tiene una eficiencia de 80 por ciento demandará $1/0.8 = 1.25$ kW de potencia eléctrica por cada kW de potencia entregado por la flecha al compresor, mientras que un motor con una eficiencia de 95 por ciento demandará sólo $1/0.95 = 1.05$ kW para entregar 1 kW. Por lo tanto, cuesta menos operar los motores de alta eficiencia que sus contrapartes estándar, pero normalmente también cuesta



Eficiencia del motor η_{motor}	Potencia eléctrica consumida por kW de potencia mecánica (en flecha) de salida
100%	1.00 kW
90	1.11
80	1.25
70	1.43
60	1.67
50	2.00
40	2.50
30	3.33
20	5.00
10	10.00

FIGURA 7-75

La energía eléctrica consumida por un motor es inversamente proporcional a su eficiencia.

más su compra. Sin embargo, los ahorros de energía recuperan la disparidad del precio durante los primeros años. Esto es especialmente cierto para compresores grandes que operan más de un turno regular. La *potencia eléctrica ahorrada* gracias a que se ha reemplazado el motor estándar con eficiencia $\eta_{\text{estándar}}$ por otro de alta eficiencia con eficiencia $\eta_{\text{eficiente}}$, se determina

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{eléctrica,ahorrada}} &= \dot{W}_{\text{eléctrica, estándar}} - \dot{W}_{\text{eléctrica,eficiente}} \\ &= \dot{W}_{\text{comp}} (1/\eta_{\text{estándar}} - 1/\eta_{\text{eficiente}}) \\ &= (\text{potencia nominal})(\text{factor de carga})(1/\eta_{\text{estándar}} - 1/\eta_{\text{eficiente}}) \end{aligned} \quad (7-93)$$

donde la *potencia nominal* es la del motor indicada en su placa (la potencia que el motor entrega a carga plena) y el *factor de carga* es la fracción de la potencia nominal a la que el motor normalmente opera. Entonces, los ahorros de energía anuales resultantes de reemplazar un motor tipo estándar por otro de alta eficiencia son

$$\text{Ahorros de energía} = \dot{W}_{\text{eléctrica,ahorrada}} \times \text{horas anuales de operación} \quad (7-94)$$

Las eficiencias de los motores empleados para impulsar compresores están entre aproximadamente 70 por ciento y más de 96 por ciento. La parte de energía eléctrica no convertida a mecánica se convierte en calor. La cantidad de calor generado por los motores puede alcanzar niveles altos, sobre todo a carga parcial, y puede causar sobrecalentamiento si no se disipa eficazmente. También es posible que cause que la temperatura del aire en el cuarto del compresor suba a niveles indeseables. Por ejemplo, un motor de 100 kW con 90 por ciento de eficiencia genera tanto calor como un calentador de resistencia de 10 kW en un espacio confinado del cuarto de compresores y contribuye en gran medida a la calefacción del aire de esa área. Si este aire caliente no es ventilado apropiadamente y el aire en el compresor es impulsado desde el interior del cuarto, el desempeño del dispositivo también disminuirá, como se explica después.

Las consideraciones importantes en la selección del motor para un compresor son el perfil de operación del compresor (es decir, la variación de la carga con el tiempo), y la eficiencia del motor en condiciones de carga parcial. La eficiencia de la carga parcial de un motor es tan importante como su eficiencia a carga completa si se espera que el compresor opere a carga parcial durante una porción significativa del tiempo total de funcionamiento. Un motor típico tiene una curva de eficiencia casi plana entre carga media y carga completa, y normalmente la eficiencia máxima está en aproximadamente 75 por ciento de carga. Por abajo de media carga, la eficiencia baja bastante escarpadamente, por lo tanto la operación inferior a 50 por ciento de carga debe evitarse tanto como sea posible. Por ejemplo, la eficiencia de un motor puede caer de 90 por ciento a carga completa a 87 por ciento a carga media y a 80 por ciento a una cuarta parte (Fig. 7-76). Por otro lado, la eficiencia de otro motor con características técnicas similares puede caer de 91 por ciento a carga completa a 75 por ciento a una cuarta parte. Obviamente, el primer motor es más adecuado para una situación en la cual se espera que un compresor opere a una cuarta parte de carga durante un periodo significativo de tiempo. La eficiencia en condiciones de carga parcial puede ser mejorada en gran medida instalando controladores de voltaje variables, si acaso resulta económico. Por otra parte, *sobreespecificar* un motor solamente para tener un rango de seguridad y alguna potencia excedente es una mala práctica, ya que esto causará que el motor opere casi siempre a *carga parcial* y por lo tanto a *menor eficiencia*. Además,

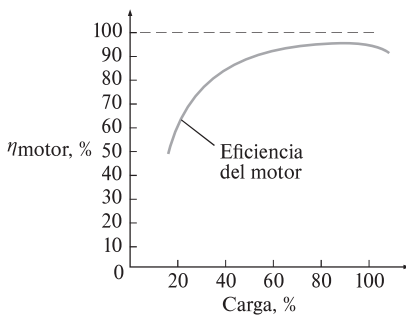


FIGURA 7-76

La eficiencia de un motor eléctrico decrece con carga parcial.

los motores sobreespecificados tienen un costo inicial superior, pero desperdician poca energía cuando operan a cargas mayores de 50 por ciento.

Uso de un motor más pequeño a alta capacidad

Tendemos a comprar *equipo más grande* del que necesitamos porque deseamos tener un margen futuro de seguridad o expansión anticipado, y los compresores no escapan a esta tendencia. Las incertidumbres en la operación de una central son en parte responsables de que se opte por un compresor más grande, ya que se prefiere tener un compresor sobreespecificado que uno insuficiente. A veces se adquieren compresores que tienen varias veces la capacidad requerida porque se tiene la percepción de que la capacidad extra puede necesitarse algún día. El resultado es un compresor que trabaja intermitentemente a carga completa, u otro que lo hace continuamente a carga parcial.

Un compresor que opera a carga parcial causa que el motor también opere menos eficazmente debido a que la eficiencia de un motor eléctrico disminuye al variar el punto de operación por abajo de su potencia nominal, como se explicó anteriormente. El resultado es un motor que consume más electricidad por unidad de potencia entregada, y por lo tanto un funcionamiento más caro. Los costos de operación pueden reducirse si se cambia a un motor menor que trabaje a su potencia nominal y por ende a la más alta eficiencia.

3 Uso de aire externo para la succión del compresor

Se señaló anteriormente que la potencia consumida por un compresor es proporcional al *volumen específico*, el cual es a su vez proporcional a la *temperatura absoluta* del gas a una presión dada. También se mostró a partir de la ecuación 7-89 que el trabajo del compresor es directamente proporcional a la *temperatura de entrada* del aire; en consecuencia, a temperatura más baja en la entrada de aire, menor es el trabajo del compresor. Entonces el *factor de reducción de potencia* que es la fracción de potencia del compresor reducida como resultado de tomar el aire de succión del exterior, se convierte en

$$f_{\text{reducción}} = \frac{W_{\text{comp,interior}} - W_{\text{comp,exterior}}}{W_{\text{comp,interior}}} = \frac{T_{\text{interior}} - T_{\text{exterior}}}{T_{\text{interior}}} = 1 - \frac{T_{\text{exterior}}}{T_{\text{interior}}} \quad (7-95)$$

donde T_{interior} y T_{exterior} son las temperaturas absolutas (K o R) del ambiente, dentro y fuera de la instalación, respectivamente. Así, reduciendo la temperatura absoluta de entrada en 5 por ciento, por ejemplo, se reducirá la potencia de entrada del compresor en esa misma cantidad. Como regla, para una cantidad especificada de aire comprimido, el consumo máximo del compresor disminuye (o, para una entrada fija de potencia, la cantidad de aire comprimido aumenta) en 1 por ciento para cada caída de 3 °C en la temperatura del aire que entra al compresor.

Los compresores normalmente se localizan dentro de las instalaciones de producción o en resguardos adyacentes específicamente construidos fuera de estas instalaciones. El aire de succión normalmente se toma del interior del edificio o resguardo; sin embargo, en muchas localidades la temperatura del aire dentro del edificio es superior a la del exterior, debido a calefactores especiales usados durante el invierno y el calor disipado durante todo el año por un gran número de equipos mecánicos y eléctricos así como por hornos. La elevación de temperatura en el resguardo también se debe a la disipación de calor del compresor y su motor. El aire exterior es generalmente *más frío* y por lo tanto *más denso* que el hallado en el cuarto del compresor, incluso en

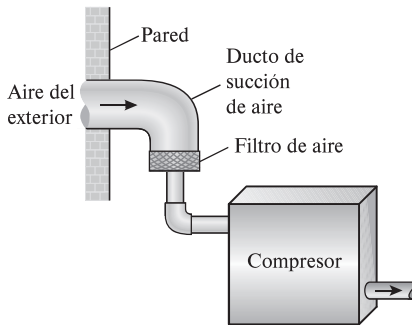


FIGURA 7-77

El consumo de potencia del compresor puede reducirse tomando el aire del exterior.

los calurosos días de verano. Por consiguiente, es aconsejable instalar un *ducto de succión* a la entrada del compresor para que el aire sea suministrado directamente del exterior del edificio en lugar del interior, como se muestra en la figura 7-77. Esto reducirá el consumo de energía del compresor porque se requiere menos energía para comprimir una cantidad especificada de aire frío que esa misma cantidad pero de aire caliente. En invierno, comprimir el aire caliente en un edificio también desperdicia energía utilizada para calentar el aire.

4 Reducción del valor de la presión del aire

Otra fuente de pérdida de energía en los sistemas de aire comprimido es comprimir el aire a una presión superior a la requerida por el equipo, ya que se necesita más energía para efectuar la compresión a una mayor presión. En tales casos es posible obtener considerables ahorros de energía si se determina la presión mínima requerida y reduciendo el ajuste de control de presión de aire en el compresor. Esto puede hacerse en compresores recíprocos y de tipo tornillo sólo con ajustar el valor de presión para que coincida con las necesidades.

La cantidad de energía requerida para comprimir una unidad de masa de aire se determina a partir de la ecuación 7-89, de la que se observa que mientras más alta sea la presión P_2 a la salida del compresor, más grande es el trabajo requerido para la compresión. Al reducir la presión de salida del compresor a $P_{2,\text{reducida}}$ se disminuirá la potencia de entrada requerida por el compresor en un factor de

$$f_{\text{reducción}} = \frac{W_{\text{comp,corriente}} - W_{\text{comp,reducida}}}{W_{\text{comp,corriente}}} = 1 - \frac{(P_{2,\text{reducida}}/P_1)^{(n-1)/n} - 1}{(P_2/P_1)^{(n-1)/n} - 1} \quad (7-96)$$

Por ejemplo, un factor de reducción de potencia (o ahorro) de $f_{\text{reducción}} = 0.08$, indica que el consumo máximo del compresor se reduce en 8 por ciento como resultado de disminuir el valor de presión.

Algunas aplicaciones requieren de aire ligeramente comprimido, en estos casos esto puede satisfacerse con un ventilador en lugar de un compresor y de esta manera ahorrarse energía considerablemente, ya que un ventilador necesita una pequeña fracción de la potencia requerida por un compresor para una tasa de flujo másico especificado.

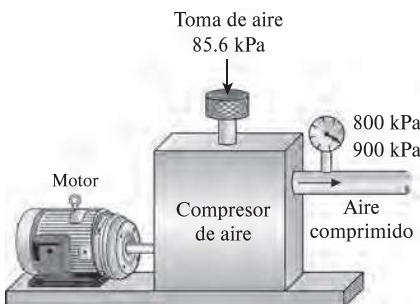


FIGURA 7-78

Esquema para el ejemplo 7-23.

EJEMPLO 7-23 Reducción de la presión para disminuir el costo

El aire comprimido que requiere una central localizada a 1400 m de elevación es suministrado por un compresor de 75 hp que toma el aire a la presión atmosférica local de 85.6 kPa y a una temperatura media de 15 °C para comprimirlo a una presión manométrica de 900 kPa (Fig. 7-78). La central está pagando actualmente \$12 000 anuales en costos de electricidad para operar el compresor. Un análisis del sistema de aire comprimido y el equipo que lo usa revela que comprimir el aire a 800 kPa es suficiente para la central. Determine cuánto dinero se ahorrará como resultado de reducir la presión del aire comprimido.

SOLUCIÓN El compresor de una instalación comprime el aire a una presión mayor a la requerida. Se determinarán los ahorros en los costos asociados con la reducción de presión del compresor.

Suposiciones 1 El aire es un gas ideal. 2 El proceso de compresión es isentrópico y por lo tanto $n = k = 1.4$.

Análisis La fracción de energía ahorrada por reducir el valor de la presión del compresor es

$$\begin{aligned} f_{\text{reducción}} &= 1 - \frac{(P_{2,\text{reducida}}/P_1)^{(n-1)/n} - 1}{(P_2/P_1)^{(n-1)/n} - 1} \\ &= 1 - \frac{(885.6/85.6)^{(1.4-1)/1.4} - 1}{(985.6/85.6)^{(1.4-1)/1.4} - 1} = 0.060 \end{aligned}$$

Es decir, al reducir el valor de la presión, se disminuirá la energía consumida por el compresor en alrededor de 6 por ciento. Entonces,

$$\begin{aligned} \text{Ahorros en costos} &= (\text{costo actual}) f_{\text{reducción}} = (\$12\,000/\text{año}) (0.06) \\ &= \$720/\text{año} \end{aligned}$$

Por consiguiente, reducir el valor de la presión por 100 kPa producirá ahorros anuales de \$720 en este caso.

Existen también otras maneras de reducir el costo del aire comprimido en las instalaciones industriales, una obvia es *apagar el compresor* durante los periodos no productivos como las horas de almuerzo, durante la noche e incluso los fines de semana, ya que una cantidad considerable de potencia se desperdicia durante el modo de espera. Sobre todo éste es el caso de los compresores de tipo tornillo, los cuales consumen de esta manera 85 por ciento de su potencia nominal. Sin embargo, los compresores recíprocos no son inmunes a esta deficiencia, porque también deben pasar por un ciclo de encendido y apagado debido a las fugas de aire presentes en las líneas de aire comprimido. El sistema puede cerrarse manualmente durante los periodos no productivos para ahorrar energía, pero si se instala un temporizador (con posible intervención manual) es preferible para hacer el cierre automáticamente porque es de naturaleza humana aplazar las cosas cuando los beneficios no son obvios o inmediatos.

En *secadores refrigerados*, el aire comprimido a veces se enfría considerablemente por abajo de su punto de rocío con la finalidad de condensar y retirar una fracción grande del vapor de agua contenido en el aire, así como otros gases no condensables como los vapores de aceite. Cuando se comprime adiabáticamente a sólo 700 kPa, la temperatura del aire sube considerablemente al ser comprimido, a veces excediendo los 250 °C a la salida del compresor. Por consiguiente, es deseable enfriar el aire después de la compresión para minimizar la cantidad de potencia que consume el sistema de refrigeración, tal como es mejor permitir que la comida caliente se enfríe en la cacerola a temperatura ambiente antes de guardarla en el refrigerador. El enfriamiento puede hacerse con aire del ambiente o con agua, mientras el calor recogido por el elemento de enfriamiento se usa para la calefacción del espacio, para calentar agua de alimentación de calderas o para calentamiento relacionado con el proceso.

Por lo común los compresores son enfriados directamente por el aire o con la circulación de un líquido como aceite o agua a través del dispositivo para minimizar el consumo de energía. El calor recogido por el aceite o el agua comúnmente se descarga hacia el aire ambiente por medio de un intercambiador de calor de líquido al aire. Este *calor rechazado* por lo general representa cantidades entre 60 y 90 por ciento de la potencia de entrada, por lo tanto representa una gran cantidad de energía que puede emplearse para un propó-

síto útil como *calentamiento de espacios* en invierno, *precalentamiento* del aire o agua en un horno, u otros propósitos relacionados con los procesos industriales (Fig. 7-79). Por ejemplo, suponiendo que 80 por ciento de potencia de entrada se convierte en calor, un compresor de 150 hp, cuando opera a carga completa, puede rechazar tanto calor como un calentador eléctrico de 90 kW u otro de gas natural de 400 000 Btu/h. Así, el uso apropiado del calor desechado de un compresor puede producir ahorros significativos de energía y costos.

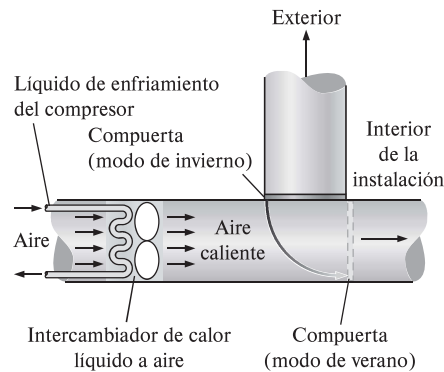


FIGURA 7-79

El calor desechado por un compresor puede usarse para calentar un edificio en invierno.

RESUMEN

La segunda ley de la termodinámica conduce a la definición de una nueva propiedad llamada *entropía* que es una medida cuantitativa de desorden microscópico para un sistema. Cualquier cantidad cuya integral cíclica es cero es una propiedad, y la entropía está definida como

$$dS = \left(\frac{dQ}{T} \right)_{\text{int rev}}$$

Para el caso especial de un proceso isotérmico internamente reversible,

$$\Delta S = \frac{Q}{T_0}$$

La parte de la desigualdad en la desigualdad de Clausius combinada con la definición de entropía produce una desigualdad conocida como el *principio de incremento de entropía*, que se expresa como

$$S_{\text{gen}} \geq 0$$

donde S_{gen} es la *entropía generada* durante el proceso. El cambio de entropía es ocasionado por la transferencia de calor, el flujo másico e irreversibilidades. La transferencia de calor hacia un sistema aumenta la entropía, y la transferencia de calor desde un sistema la disminuye. El efecto de las irreversibilidades siempre es aumentar la entropía.

El *cambio de entropía* y las *relaciones isentrópicas* para un proceso pueden resumirse como:

1. Sustancias puras:

Cualquier proceso: $\Delta s = s_2 - s_1$

Proceso isentrópico: $s_2 = s_1$

2. Sustancias incompresibles:

Cualquier proceso: $s_2 - s_1 = c_{\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1}$

Proceso isentrópico: $T_2 = T_1$

3. Gases ideales:

a) Calores específicos constantes (tratamiento aproximado):

Cualquier proceso:

$$s_2 - s_1 = c_{u,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$s_2 - s_1 = c_{p,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Proceso isentrópico:

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{s=\text{const}} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{s=\text{const}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k}$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{s=\text{const}} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k$$

b) Calores específicos variables (tratamiento exacto):

Cualquier proceso:

$$s_2 - s_1 = s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Proceso isentrópico:

$$s_2^\circ = s_1^\circ + R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{const}} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}}$$

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)_{s=\text{const}} = \frac{v_{r2}}{v_{r1}}$$

donde P_r es la presión relativa y v_r es el volumen específico relativo. La función s° sólo depende de la temperatura.

El trabajo de flujo estacionario para un proceso reversible puede expresarse en términos de las propiedades del fluido como

$$w_{\text{rev}} = - \int_1^2 v \, dP - \Delta ec - \Delta ep$$

Para sustancias incompresibles ($v = \text{constante}$) se simplifica a

$$w_{\text{rev}} = -v(P_2 - P_1) - \Delta ec - \Delta ep$$

El trabajo realizado durante un proceso de flujo estacionario es proporcional al volumen específico, por consiguiente, v debe mantenerse tan pequeño como sea posible durante un proceso de compresión para minimizar la entrada de trabajo y tan grande como sea posible durante un proceso de expansión para aumentar al máximo la salida de trabajo.

Las entradas de trabajo reversibles de un compresor que comprime un gas ideal de T_1, P_1 a P_2 de manera isentrópica ($Pv^k = \text{constante}$), politrópica ($Pv^n = \text{constante}$) o isotérmica ($Pv = \text{constante}$), se determina mediante la integración para cada caso, de donde se obtienen los siguientes resultados:

Isentrópica:

$$w_{\text{comp,ent}} = \frac{kR(T_2 - T_1)}{k - 1} = \frac{kRT_1}{k - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} - 1 \right]$$

Politrópica:

$$w_{\text{comp,ent}} = \frac{nR(T_2 - T_1)}{n - 1} = \frac{nRT_1}{n - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1 \right]$$

Isotérmica:

$$w_{\text{comp,ent}} = RT \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Es posible reducir la entrada de trabajo a un compresor usando la compresión de etapas múltiples con interenfriamiento. Para lograr ahorros máximos en la entrada de trabajo, las razones de presión por cada etapa del compresor deben ser iguales.

La mayoría de los dispositivos de flujo estacionario operan bajo condiciones adiabáticas, y el proceso ideal para estos dispositivos es el isentrópico. El parámetro que describe qué tanta eficiencia tiene un dispositivo para acercarse al dispositivo isentrópico correspondiente se llama *eficiencia isentrópica* o *adiabática*. Para las turbinas, compresores y toberas aceleradoras, se expresa como sigue:

$$\eta_T = \frac{\text{Trabajo real de la turbina}}{\text{Trabajo isentrópico de la turbina}} = \frac{w_a}{w_s} \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}}$$

$$\eta_C = \frac{\text{Trabajo isentrópico del compresor}}{\text{Trabajo real del compresor}} = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

$$\eta_N = \frac{\text{Energía cinética real a la salida de la tobera}}{\text{Energía cinética isentrópica a la salida de la tobera}} = \frac{V_{2a}^2}{V_{2s}^2} \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}}$$

En las relaciones anteriores, h_{2a} y h_{2s} son los valores de la entalpía en el estado de salida para los procesos real e isentrópico, respectivamente.

El balance de entropía para cualquier sistema que experimenta cualquier proceso puede expresarse en forma general como

$$\underbrace{S_{\text{ent}} - S_{\text{sal}}}_{\text{Transferencia neta de entropía por calor y masa}} + \underbrace{S_{\text{gen}}}_{\text{Generación de entropía}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\text{Cambio de entropía}}$$

o, en forma de tasa, como

$$\underbrace{\dot{S}_{\text{ent}} - \dot{S}_{\text{sal}}}_{\text{Tasa de transferencia neta de entropía por calor y masa}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{gen}}}_{\text{Tasa de generación de entropía}} = \underbrace{dS_{\text{sistema}}/dt}_{\text{Tasa de cambio de entropía}}$$

Para un proceso general de flujo estacionario se simplifica a

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k}$$

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, 3a. ed., Nueva York, Wiley Interscience, 2006.
2. A. Bejan, *Entropy Generation through Heat and Fluid Flow*, Nueva York, Wiley Interscience, 1982.
3. Y. A. Çengel y H. Kimmel, "Optimization of Expansion in Natural Gas Liquefaction Processes", *LNG Journal*, U.K., mayo-junio, 1998.
4. Y. Çerci, Y. A. Çengel y R. H. Turner, "Reducing the Cost of Compressed Air in Industrial Facilities", *International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, San Francisco, California, 12-17 de noviembre, 1995.
5. W. F. E. Feller, *Air Compressors: Their Installation, Operation, and Maintenance*, Nueva York, McGraw-Hill, 1944.

6. D. W. Nutter, A. J. Britton y W. M. Heffington, "Conserve Energy to Cut Operating Costs", *Chemical Engineering*, septiembre de 1993, pp. 127-137.
7. J. Rifkin, *Entropy*, Nueva York, The Viking Press, 1980.

8. M. Kostic, "Revisiting The Second Law of Energy Degradation and Entropy Generation: From Sadi Carnot's Ingenious Reasoning to Holistic Generalization", *AIP Conf. Proc.* 1411, pp. 327-350, 2011; doi: 10.1063/1.3665247.

PROBLEMAS*

La entropía y el principio del incremento de entropía

7-1C ¿Un ciclo para el cual $\oint \delta Q > 0$ viola la desigualdad de Clausius? ¿Por qué?

7-2C ¿La integral cíclica del trabajo tiene que ser cero (es decir, un sistema tiene que producir tanto calor como el que recibe para completar un ciclo)? Explique.

7-3C ¿La cantidad cuya integral cíclica es cero necesariamente es una propiedad?

7-4C ¿Es un proceso isotérmico necesariamente internamente reversible? Explique su respuesta con un ejemplo.

7-5C ¿Es el valor de la integral $\int_1^2 \delta Q/T$ el mismo para todos los procesos reversibles entre los estados 1 y 2? ¿Por qué?

7-6C ¿Cómo se comparan los valores de la integral $\int_1^2 \delta Q/T$ para un proceso reversible y otro irreversible entre los mismos estados?

7-7C ¿Es posible crear entropía? ¿Es posible destruirla?

7-8C La entropía de una papa horneada caliente disminuye a medida que se enfría. ¿Es esto una violación del principio de incremento de entropía? Explique.

7-9C Cuando un problema es adiabático ¿qué se puede decir sobre el cambio de la sustancia en el sistema?

7-10C ¿Es posible que el cambio de entropía de un sistema cerrado sea cero durante un proceso irreversible? Explique.

7-11C Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene gas helio. Durante un proceso reversible isotérmico, la entropía del helio (*nunca, a veces, siempre*) aumentará.

7-12C Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene gas nitrógeno. Durante un proceso reversible adiabático, la entropía del nitrógeno (*nunca, a veces, siempre*) aumentará.

7-13C Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene vapor de agua sobrecalentado. Durante un proceso real adiabático, la entropía del vapor (*nunca, a veces, siempre*) aumentará.

7-14C La entropía del vapor de agua (*aumentará, disminuirá, quedará igual*) cuando fluye por una turbina real adiabática.

7-15C Durante un proceso de transferencia de calor, la entropía de un sistema (*siempre, a veces, nunca*) se incrementa.

7-16C El vapor de agua se acelera al fluir por una tobera real adiabática. La entropía del vapor en la salida será (*mayor que, igual a, menos que*) la entropía en la entrada de la tobera.

7-17 Se transfiere calor a razón de 2 kW de un recipiente caliente a 800 K a otro frío a 300 K. Calcule la tasa a la cual cambia la entropía de los dos depósitos y determine si se satisface la segunda ley. *Respuesta:* 0.00417 kW/K

7-18E Un acondicionador de aire completamente reversible proporciona 36 000 Btu/h de enfriamiento para un espacio mantenido a 70 °F mientras rechaza calor hacia el aire ambiente a 110 °F. Calcule la tasa a la cual las entropías de los depósitos cambian y verifique si este acondicionador de aire satisface el principio de cambio de entropía.

7-19 Se transfiere calor en la cantidad de 100 kJ directamente de un depósito caliente a 1 200 K a otro frío a 600 K. Calcule el cambio de entropía de los dos depósitos y determine si se satisface el principio de incremento de entropía.

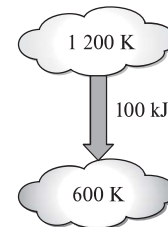




FIGURA P7-19

7-20 En el Prob. 7-19, suponga que el calor se transfiere de un depósito frío al depósito caliente contrario al enunciado de Clausius de la segunda ley. Compruebe que esto viola el principio de incremento de entropía como debe ser según Clausius.

7-21 Durante un proceso de adición de calor isotérmico de un ciclo Carnot, se agregan 900 kJ de calor al fluido de trabajo desde una fuente a 400 °C. Determine *a*) el cambio de entropía del fluido de trabajo, *b*) el cambio de entropía de la fuente, y *c*) el cambio de entropía total del proceso.

7-22  Reconsidere el problema 7-21, y con un software apropiado estudie los efectos del calor variable agregado al fluido de trabajo y la temperatura de fuente en el cambio de entropía del fluido de trabajo, el cambio de entropía de la fuente, y el cambio de entropía total del sistema. Considere que la temperatura de la fuente varía de 100 a 1 000 °C. Grafique los cambios de entropía de la fuente y del fluido de trabajo contra la temperatura de la fuente para cantidades de transferencia de calor de 500 kJ, 900 kJ y 1 300 kJ, y explique los resultados.

* Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto, y se exhorta a los alumnos a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono  son extensos y se recomienda emplear un software apropiado para resolverlos.

7-23E Durante el proceso de rechazo de calor isotérmico de un ciclo Carnot, el fluido de trabajo experimenta un cambio de entropía de -0.7 Btu/R. Si la temperatura del sumidero de calor es 95°F , determine *a)* la cantidad de transferencia de calor, *b)* el cambio de entropía del sumidero, y *c)* el cambio de entropía total en este proceso.

Respuestas: *a)* 389 Btu, *b)* 0.7 Btu/R, *c)* 0

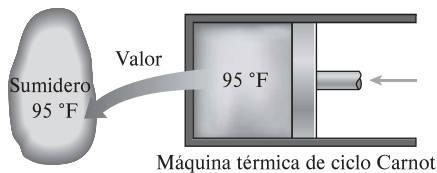


FIGURA P7-23E

7-24 Un compresor de 40 kW comprime aire de P_1 a P_2 . La temperatura del aire se mantiene constante a 25°C durante este proceso como resultado de la transferencia de calor hacia el medio circundante a 20°C . Determine la tasa de cambio de entropía del aire. Exponga las suposiciones hechas en la solución de este problema. Respuesta: -0.134 kW/K

7-25 Entra refrigerante 134a a los serpentines de un evaporador de un sistema de refrigeración como una mezcla saturada de líquido-vapor a una presión de 140 kPa. El refrigerante absorbe 180 kJ de calor del espacio refrigerado, el cual se mantiene a -10°C , y sale como vapor saturado a la misma presión. Determine *a)* el cambio de entropía del refrigerante, *b)* el cambio de entropía del espacio refrigerado, y *c)* el cambio de entropía total durante este proceso.

7-26 Un tanque rígido contiene un gas ideal a 40°C que está siendo agitado por una rueda de paletas, la cual realiza 200 kJ de trabajo en el gas ideal. Se observa que la temperatura del gas permanece constante durante este proceso debido a la transferencia de calor entre el sistema y el medio ambiente a 30°C . Determine el cambio de entropía del gas ideal.

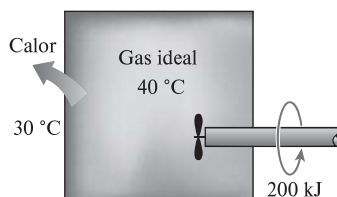


FIGURA P7-26

7-27 Un recipiente rígido se llena con un fluido que procede de una fuente cuyas propiedades permanecen constantes. ¿Cómo cambia la entropía de los alrededores si el recipiente se llena de modo que la entropía específica de su contenido permanezca constante?

7-28 Se permite que salga líquido de un recipiente rígido lleno a través de un orificio. Durante este proceso, la entropía específica del fluido restante permanece constante. ¿Cómo cambia la entropía del medio ambiente durante este proceso?

Cambios de entropía de sustancias puras

7-29C ¿Es necesariamente isentrópico un proceso que es internamente reversible y adiabático? Explique.

7-30E Una lbm de R-134a se expande isentrópicamente en un sistema cerrado de 100 psia y 100°F a 10 psia. Determine la transferencia de calor total y la producción de trabajo durante este proceso.

7-31E 2 lbm de agua a 300 psia llenan un dispositivo de cilindro-émbolo, cuyo volumen es 2.5 pies³. El agua luego se calienta a presión constante hasta que la temperatura llega a 500°F . Determine el cambio resultante en la entropía total del agua. Respuesta: 0.474 Btu/R

7-32 Un recipiente rígido bien aislado contiene 3 kg de un vapor húmedo de agua a 200 kPa. Inicialmente, tres cuartas partes de la masa se encuentra en la fase líquida. Un calentador de resistencia eléctrica colocado en el recipiente se enciende ahora y se mantiene encendido hasta que todo el líquido del recipiente se vaporiza. Determine el cambio de entropía del vapor durante este proceso. Respuesta: 11.1 kJ/K

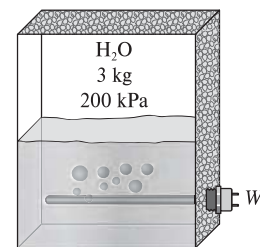


FIGURA P7-32

7-33 Utilizando la relación $ds = (\delta Q/T)_{\text{int rev}}$ que define la entropía, calcule el cambio de la entropía específica del R-134a cuando se calienta a una presión constante de 200 kPa de líquido saturado a vapor saturado. Use las tablas de R-134a, para verificar su respuesta.

7-34 El radiador de un sistema de calefacción de vapor tiene un volumen de 20 L y se llena con vapor de agua sobrecalentado a 200 kPa y 150°C . En este momento, tanto la válvula de salida como la de entrada al radiador están cerradas. Después de un rato la temperatura del vapor desciende a 40°C como resultado de la transferencia del calor al aire de la habitación. Determine el cambio de entropía del vapor durante este proceso. Respuesta: -0.132 kJ/K

7-35 Un recipiente rígido se divide en dos partes iguales con una división. Una parte del recipiente contiene 2.5 kg de agua líquida comprimida a 400 kPa y 60°C , mientras que la otra

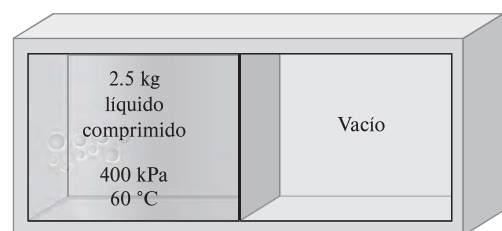


FIGURA P7-35

parte está vacía. Luego se quita la división y el agua se expande para llenar todo el recipiente. Determine el cambio de entropía del agua durante este proceso, si la presión final en el recipiente es 40 kPa. *Respuesta:* 0.492 kJ/K

7-36 Un dispositivo aislado de cilindro-émbolo contiene 0.05 m³ de vapor saturado de refrigerante 134a a una presión de 0.8 MPa. Ahora se permite que el refrigerante se expanda de manera reversible hasta que la presión cae a 0.4 MPa. Determine *a)* la temperatura final en el cilindro y *b)* el trabajo realizado por el refrigerante.

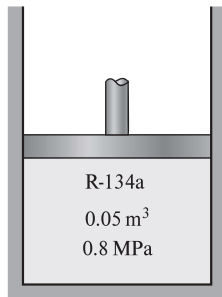


FIGURA P7-36

7-37 Reconsidere el problema 7-36, y con un software apropiado, evalúe y grafique el trabajo realizado por el refrigerante en función de la presión final a medida que varía de 0.8 a 0.4 MPa. Compare el trabajo realizado durante este proceso con otro donde la temperatura se mantiene constante dentro del mismo rango de presión. Explique sus resultados.

7-38 Un dispositivo de cilindro-émbolo aislado contiene 5 L de agua líquida saturada a una presión constante de 150 kPa. Luego se enciende un calentador de resistencia eléctrica adentro del cilindro, y se transfieren 1 700 kJ de energía al vapor de agua. Determine el cambio de entropía del agua durante este proceso. *Respuesta:* 4.42 kJ/K

7-39 Un kg de R-134a que inicialmente está a 600 kPa y 25 °C se somete a un proceso durante el cual la entropía se mantiene constante hasta que la presión cae a 100 kPa. Determine la temperatura final del R-134a y la energía interna final específica.

7-40 El refrigerante R-134a se expande isentrópicamente de 600 kPa y 70 °C a la entrada de una turbina de flujo estacionario a 100 kPa a la salida. El área de salida es de 1 m², y el área de entrada es de 0.5 m². Calcule las velocidades de entrada y salida cuando la tasa de flujo másico es de 0.75 kg/s.

Respuestas: 0.0646 m/s, 0.171 m/s

7-41 El refrigerante R-134a a 320 kPa y 40°C experimenta un proceso isotérmico en un sistema cerrado hasta que su calidad es de 45 por ciento. Determine, por unidad de masa, cuánto trabajo y transferencia de calor se requieren.

Respuestas: 40.6 kJ/kg, 130 kJ/kg

7-42 Un tanque rígido contiene 5 kg de vapor de agua saturado a 100 °C. El vapor se enfría a la temperatura ambiente de 25 °C.

a) Grafique el proceso con respecto a las líneas de saturación en un diagrama *T-v*.

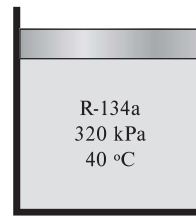


FIGURA P7-41

b) Determine el cambio de entropía del vapor en kJ/K.
c) Determine el cambio de entropía total asociado con este proceso en kJ/K del vapor y sus alrededores.

7-43 Un tanque rígido de 0.5 m³ contiene refrigerante 134a que inicialmente se encuentra a 200 kPa y 40 por ciento de calidad. Después se transfiere calor al refrigerante desde una fuente a 35 °C hasta que la presión aumenta a 400 kPa. Determine *a)* el cambio de entropía del refrigerante, *b)* el cambio de entropía de la fuente de calor y *c)* el cambio de entropía total durante el proceso.

7-44 Reconsidere el problema 7-43, y con un software apropiado, investigue el efecto de la temperatura de la fuente y la presión final en el cambio de entropía total durante el proceso. Permita una variación de temperatura de la fuente de 30 a 210 °C, y una variación de la presión final de 250 a 500 kPa. Grafique el cambio de entropía total durante el proceso en función de la temperatura de la fuente a las presiones finales de 250 kPa, 400 kPa y 500 kPa, y analice los resultados.

7-45 Entra vapor a una tobera adiabática de flujo estacionario a una baja velocidad de entrada como vapor saturado a 6 MPa y se expande a 1.2 MPa.

a) En las condiciones en las que la velocidad de salida debe tener el valor máximo posible, trace el diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación durante este proceso.
b) Determine la velocidad de salida máxima del vapor de agua en m/s. *Respuesta:* 764 m/s

7-46 Entra vapor a un difusor adiabático a 150 kPa y 120 °C con una velocidad de 550 m/s. Determine la velocidad mínima que el vapor puede tener a la salida cuando la presión de salida es de 300 kPa.

7-47E Entra vapor de R-134a a una turbina a 250 psia y 175 °F. La temperatura del R-134a se reduce a 20 °F en esta turbina mientras que su entropía específica permanece constante.

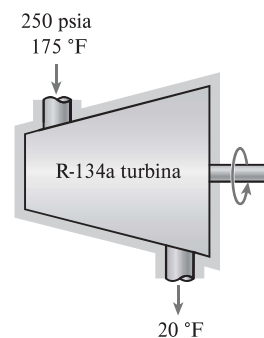


FIGURA P7-47E

Determine el cambio de entalpía del R-134a cuando pasa a través de la turbina.

7-48 Entra vapor a un compresor a 36 kPa y 160 °C y sale a 300 kPa con la misma entropía específica que la de entrada. ¿Cuáles son la temperatura y la entalpía específica del agua a la salida del compresor?

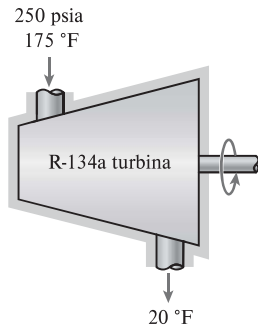


FIGURA P7-48

7-49 Entra refrigerante R-134a a un compresor adiabático como vapor saturado a 160 kPa a razón de 2 m³/min y se comprime a una presión de 900 kPa. Determine la potencia mínima que debe suministrarse al compresor.

7-50E El compresor de un refrigerador comprime vapor de R-134a saturado a 0 °F hasta una presión de 200 psia. Calcule el trabajo requerido por este compresor, en Btu/lbm, cuando el proceso de compresión es isentrópico.

7-51 Una turbina de vapor isentrópica procesa 2 kg/s de vapor de agua a 3 MPa, el cual se descarga a 50 kPa y 100 °C. El cinco por ciento de este flujo se desvía para calentar el agua de alimentación a 500 kPa. Determine la potencia que produce esta turbina, en kW. *Respuesta:* 2 285 kW

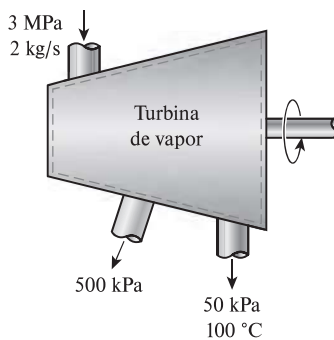


FIGURA P7-51

7-52 Se comprime agua a 10 °C y 81.4 por ciento de calidad isentrópicamente en un sistema cerrado a 3 MPa. ¿Cuánto trabajo requiere este proceso en kJ/kg?

7-53 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 2 kg de vapor de agua saturada a 600 kPa. El agua se expande adiabáticamente hasta que la presión es de 100 kPa y se dice que produce 700 kJ de salida de trabajo.

a) Determine el cambio de entropía del agua, en kJ/kg·K.

b) ¿Es realista este proceso? Con el diagrama *T-s* del proceso y los conceptos de la segunda ley, respalde su respuesta.

7-54 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 5 kg de vapor de agua a 100 °C con una calidad de 50 por ciento. Este vapor pasa por dos procesos como sigue:

1-2 Se transfiere calor al vapor de manera reversible mientras que la temperatura se mantiene constante hasta que el vapor existe como vapor saturado.

2-3 El vapor se expande en un proceso adiabático, reversible hasta que la presión es de 15 kPa.

a) Trace estos procesos con respecto a las líneas de saturación en un solo diagrama *T-s*.

b) Determine el calor transferido al vapor en el proceso 1-2 en kJ.

c) Determine el trabajo realizado por el vapor en el proceso 2-3, en kJ.

7-55 Una olla de presión de vapor rígida de 20 L cuenta con una válvula de descarga de presión que se ajusta para liberar vapor y mantener la presión una vez que la presión en su interior alcanza 150 kPa. Inicialmente, esta olla se llena de agua a 175 kPa con una calidad de 10 por ciento. Luego se agrega calor hasta que la calidad adentro de la olla es de 40 por ciento. Determine el cambio de entropía mínimo del depósito de energía térmica que abastece este calor.

7-56 En el problema 7-55, el agua se agita al mismo tiempo que se calienta. Determine el cambio de entropía mínimo de la fuente que suministra calor si se realizan 100 kJ de trabajo en el agua a medida que se calienta.

7-57E Un bote metálico rígido bien aislado de 0.55 pies³ inicialmente contiene refrigerante 134a a 90 psia y 30 °F. Luego aparece una grieta en el bote y el refrigerante comienza a fugarse lentamente. Suponiendo que el refrigerante queda en el bote que ha experimentado un proceso reversible adiabático, determine la masa final del bote cuando la presión cae a 20 psia.

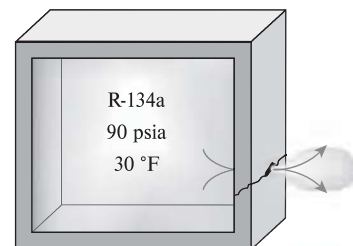


FIGURA P7-57E

7-58 Determine la transferencia de calor total durante el proceso reversible 1-3 mostrado en la figura P7-58.

7-59 Determine la transferencia de calor total durante el proceso reversible 1-2 mostrado en la figura P7-59.

7-60 Calcule la transferencia de calor, en kJ, durante el proceso reversible de flujo estacionario 1-3 mostrado en un diagrama *T-s* en la figura P7-60. *Respuesta:* 341 kJ/kg

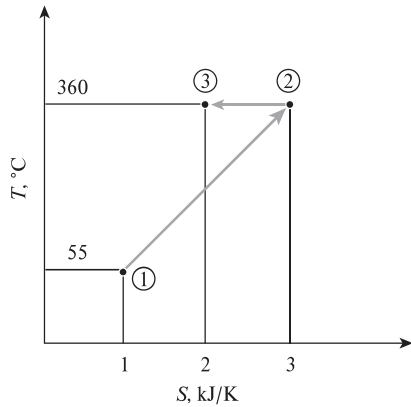


FIGURA P7-58

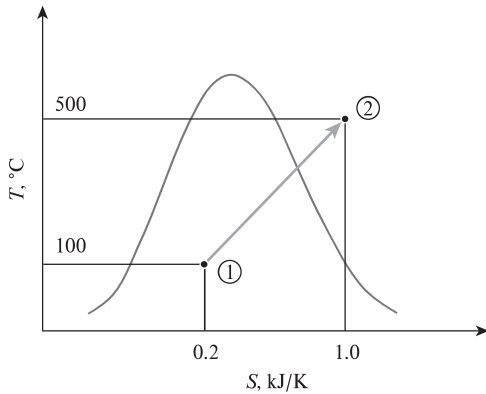


FIGURA P7-59

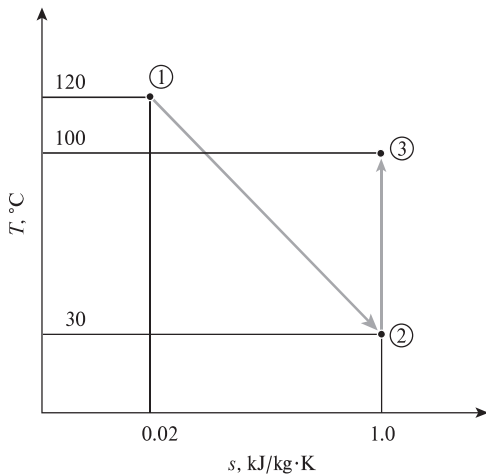


FIGURA P7-60

Cambios de entropía de sustancias incompresibles

7-61C Considere dos bloques sólidos, uno caliente y el otro frío, que se ponen en contacto en un contenedor adiabático. Después de un tiempo, se establece el equilibrio térmico en el contenedor como resultado de la transferencia de calor. La primera ley requiere que la cantidad de energía que pierde el sólido caliente sea igual a la cantidad de energía que gana el frío. ¿La

segunda ley requiere que la disminución de entropía del sólido caliente sea igual al aumento de entropía del frío?

7-62 Se va a usar una bomba adiabática para comprimir agua líquida saturada a 10 kPa hasta una presión de 15 MPa de manera reversible. Determine la entrada de trabajo usando *a)* datos de entropía de la tabla de líquido comprimido, *b)* el volumen específico de entrada y los valores de las presiones, *c)* el volumen específico promedio y los valores de las presiones. También determine los errores involucrados en las partes *b)* y *c)*.

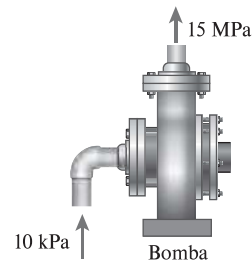



FIGURA P7-62

7-63 Diez gramos de chips de computadora con un calor específico de 0.3 kJ/kg·K inicialmente están a 20 °C. Estos chips se enfrían colocándolos en 5 gramos de R-134a saturado líquido a -40 °C. Suponiendo que la presión permanece constante mientras los chips se están enfriando, determine el cambio de entropía de *a)* los chips, *b)* el R-134a y *c)* todo el sistema. ¿Es posible este proceso? ¿Por qué?

7-64 Un bloque de hierro de 25 kg, inicialmente a 280 °C, se enfría en un tanque aislado que contiene 100 kg de agua a 18 °C. Suponiendo que el agua que se vaporiza durante el proceso se recondensa en el recipiente, determine el cambio total de entropía durante el proceso.

7-65 Un bloque de aluminio de 30 kg inicialmente a 140 °C se pone en contacto con un bloque de 40 kg de hierro a 60 °C en un contenedor aislado. Determine la temperatura final de equilibrio y el cambio total de entropía durante este proceso.

Respuestas: 109 °C, 0.251 kJ/K

7-66  Reconsidere el problema 7-65, y con un software apropiado estudie el efecto de la masa del hierro en la temperatura final de equilibrio del cambio de entropía total durante el proceso. Considere una variación de la masa del hierro de 10 a 100 kg. Trace la temperatura de equilibrio y el cambio de entropía total en función de la masa del hierro, explique los resultados.

7-67 Un bloque de cobre de 50 kg inicialmente a 140 °C se deja caer en un tanque aislado que contiene 90 L de agua a 10 °C. Determine la temperatura de equilibrio final y el cambio de entropía total durante este proceso.

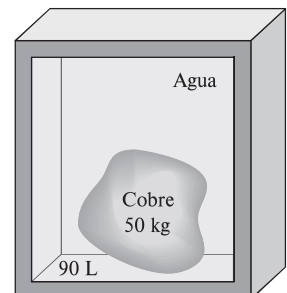


FIGURA P7-67

7-68 Un bloque de hierro de 30 kg y un bloque de cobre de 40 kg, ambos a una temperatura inicial de 80 °C, se dejan caer en un gran lago a 15 °C. Se establece el equilibrio térmico después de un tiempo debido a la transferencia de calor entre los bloques y el agua del lago. Determine el cambio total de entropía durante este proceso.

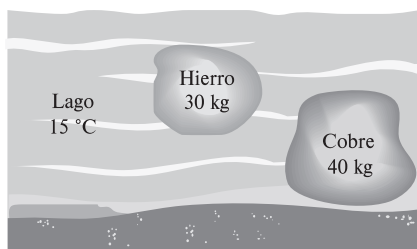


FIGURA P7-68

Cambio de entropía de gases ideales

7-69C ¿Cómo se llaman P_r y u_r ? ¿Su uso está limitado a procesos isentrópicos? Explique.

7-70C Algunas propiedades de los gases ideales como energía interna y entalpía cambian sólo con la temperatura [es decir, $u = u(T)$ y $h = h(T)$]. ¿Este también es el caso para la entropía?

7-71C ¿Puede cambiar la entropía de un gas ideal durante un proceso isotérmico?

7-72C Un gas ideal experimenta un proceso entre dos temperaturas especificadas, primero a presión constante y luego a volumen constante. ¿En qué caso el gas ideal experimentará un cambio de entropía mayor? Explique.

7-73 ¿Cuál es la diferencia entre las entropías de oxígeno a 150 kPa y 39 °C y oxígeno a 150 kPa y 337 °C por unidad de masa?

7-74E Se expande aire desde 200 psia y 500 °F hasta 100 psia y 50 °F. Suponiendo calores específicos constantes, determine el cambio de la entropía específica del aire.

Respuesta: $-0.106 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R}$

7-75 Determine la temperatura final cuando se expande aire isentrópicamente desde 1 000 kPa y 477 °C hasta 100 kPa en un dispositivo de cilindro-émbolo.

7-76E Se expande aire isentrópicamente desde 100 psia y 500 °F hasta 20 psia en un sistema cerrado. Determine su temperatura final.

7-77 ¿Cuál de los dos gases —helio o nitrógeno— tiene la temperatura final más alta cuando se comprimen isentrópicamente desde 100 kPa y 25 °C hasta 1 MPa en un sistema cerrado?

7-78 ¿Cuál de los dos gases —neón o aire— tiene la temperatura final más baja cuando se expanden isentrópicamente desde 1 000 kPa y 500 °C hasta 100 kPa en un dispositivo de cilindro-émbolo?

7-79 Un tanque rígido aislado de 1.5 m³ contiene 2.7 kg de dióxido de carbono a 100 kPa. Después una rueda de paletas realiza trabajo en el sistema hasta que la presión del tanque aumenta a 150 kPa. Determine el cambio de entropía del dióxido

de carbono durante este proceso. Suponga calores específicos constantes. *Respuesta:* 0.719 kJ

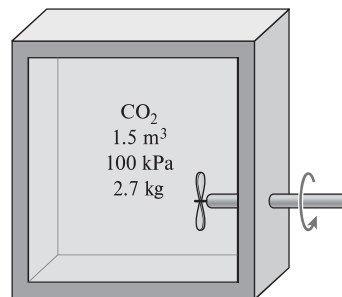



FIGURA P7-79

7-80 Un dispositivo aislado de cilindro-émbolo contiene inicialmente 300 L de aire a 120 kPa y 17 °C. Ahora se calienta el aire durante 15 min con un calefactor de resistencia de 200 W colocado adentro del cilindro. La presión de aire se mantiene constante durante este proceso. Determine el cambio de entropía del aire, suponiendo *a)* calores específicos constantes y *b)* calores específicos variables.

7-81 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.75 kg de gas nitrógeno a 140 kPa y 37 °C. El gas se comprime ahora lentamente en un proceso politrópico durante el cual $PV^{1.3} = \text{constante}$. El proceso termina cuando el volumen se reduce a la mitad. Determine el cambio de entropía del nitrógeno durante este proceso. *Respuesta:* -0.0385 kJ/K

7-82  Reconsidere el problema 7-81, y con un software apropiado, investigue el efecto de la variación del exponente politrópico de 1 a 1.4 en el cambio de entropía del nitrógeno. Muestre los procesos en un diagrama P - U común.

7-83E Una masa de 25 lbm de helio se somete a un proceso desde un estado inicial de 50 pies³/lbm y 60 °F hasta un estado final de 10 pies³/lbm y 240 °F. Determine el cambio de entropía del helio durante este proceso, suponiendo que *a)* el proceso es reversible y *b)* el proceso es irreversible.

7-84 Un dispositivo de émbolo-cilindro contiene 1 kg de aire a 200 kPa y 127 °C. Ahora se deja que el aire se expanda en un proceso reversible, isotérmico, hasta que su presión es de 100 kPa. Determine la cantidad del calor transferido al aire durante esta expansión.

7-85 Un recipiente aislado rígido se divide en dos partes iguales con una mampara. Inicialmente, una parte contiene 12 kmol de un gas ideal a 330 kPa y 50 °C, y el otro lado está al vacío. Ahora se quita la mampara y el gas llena todo el tanque. Determine el cambio total de entropía durante este proceso. *Respuesta:* 69.2 kJ/K

7-86 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene aire a 27 °C y 100 kPa. Cuando el aire se comprime adiabáticamente, una entrada mínima de trabajo de 1 000 kJ incrementará la presión a 600 kPa. Suponiendo que el aire tiene calores específicos constantes evaluados a 300 K, determine la masa de aire del dispositivo.

7-87 Se expande aire a 3.5 MPa y 500 °C en una turbina de gas adiabática hasta 0.2 MPa. Calcule el trabajo máximo que esta turbina puede producir, en kJ/kg.

7-88 Se comprime aire en un dispositivo de cilindro-émbolo desde 90 kPa y 20 °C hasta 600 kPa en un proceso isotérmico reversible. Determine *a)* el cambio de entropía del aire y *b)* el trabajo realizado.

7-89 Se comprime gas helio desde 90 kPa y 30 °C hasta 450 kPa en un proceso reversible, adiabático. Determine la temperatura final y el trabajo realizado, suponiendo que el proceso ocurre en *a)* un dispositivo de cilindro-émbolo y *b)* en un compresor de flujo estacionario.

7-90 Se comprime nitrógeno a 120 kPa y 30 °C hasta 600 kPa en un compresor adiabático. Calcule el trabajo mínimo requerido en este proceso, en kJ/kg. *Respuesta:* 184 kJ/kg

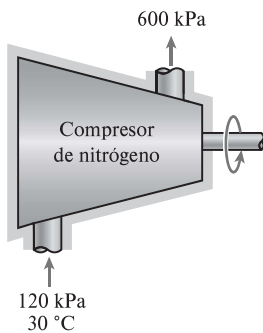


FIGURA P7-90

7-91 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 5 kg de aire a 427 °C y 600 kPa. El aire se expande adiabáticamente hasta que la presión es de 100 kPa, y produce 600 kJ de trabajo. Suponga que el aire tiene calores específicos constantes evaluados a 300 K.

a) Determine el cambio de entropía del aire, en kJ/kg · K.
b) Como el proceso es adiabático, ¿es realista? Usando conceptos de la segunda ley, apoye su respuesta.

7-92 Un contenedor lleno con 45 kg de agua líquida a 95 °C se coloca en un cuarto de 90 m³ que inicialmente está a 12 °C. Después de un tiempo se establece el equilibrio térmico como resultado de la transferencia de calor entre el agua y el aire del cuarto. Usando calores específicos constantes, determine *a)* la temperatura de equilibrio final, *b)* la cantidad de transferencia

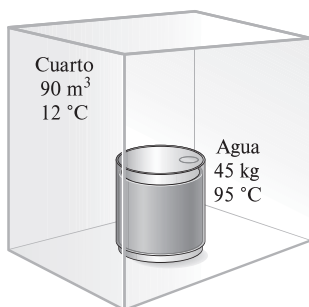


FIGURA P7-92

de calor entre el agua y el aire del cuarto, y *c)* la generación de entropía. Suponga que el cuarto está bien sellado y perfectamente aislado.

7-93 Fluye oxígeno a 300 kPa y 90 °C a una velocidad promedio de 3 m/s y se expande en una tobera adiabática. ¿Cuál es la velocidad máxima del oxígeno a la salida de esta tobera cuando la presión de salida es de 120 kPa? *Respuesta:* 390 m/s

7-94 Entra aire a 800 kPa y 400 °C a una tobera de flujo estacionario a baja velocidad y sale a 100 kPa. Si el aire experimenta un proceso de expansión adiabática a través de la tobera, ¿cuál es la máxima velocidad del aire a la salida de la tobera en m/s?

7-95E El contenedor bien aislado que se muestra en la figura P7-95E inicialmente está vacío. La línea de suministro contiene aire que se mantiene a 150 psia y 140 °F. La válvula se abre hasta que la presión en el contenedor es igual a la presión en la línea de suministro. Determine la temperatura mínima en el contenedor cuando se cierra la válvula.

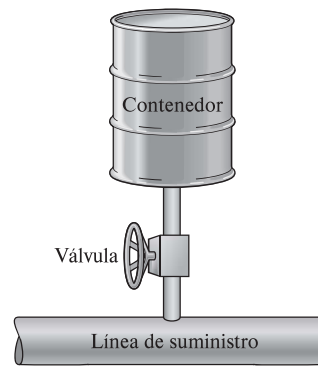


FIGURA P7-95E

7-96 Un recipiente rígido aislado contiene 4 kg de gas argón a 450 kPa y 30 °C. Se abre ahora una válvula y se permite escapar argón hasta que la presión interna cae a 200 kPa. Suponiendo que el argón que queda dentro del recipiente ha experimentado un proceso reversible adiabático, determine la masa final en el recipiente. *Respuesta:* 2.46 kg

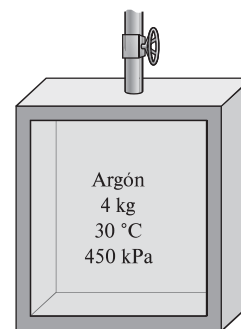



FIGURA P7-96

7-97  Reconsidere el problema 7-96, y con un software apropiado, investigue el efecto de la presión final

en la masa final que permanece en el tanque cuando la presión varía de 450 a 150 kPa, y grafique los resultados.

Trabajo reversible de flujo estacionario

7-98C En compresores grandes, a menudo se enfría el gas mientras se comprime, para reducir el consumo de potencia del compresor. Explique cómo este enfriamiento reduce el consumo de potencia.

7-99C Las turbinas de vapor de las plantas termoeléctricas operan esencialmente en condiciones adiabáticas. Una ingeniera de planta sugiere acabar con esta práctica. Ella propone hacer pasar agua de enfriamiento por la superficie exterior de la carcasa para enfriar el vapor que fluye por la turbina. De esta manera, piensa que la entropía del vapor disminuirá, el desempeño de la turbina mejorará y, por consiguiente, la producción de trabajo de la turbina aumentará. ¿Cómo evaluaría usted esta propuesta?

7-100C Es bien sabido que la potencia consumida por un compresor se puede reducir si se enfría el gas durante la compresión. Inspirado por esto, alguien propone enfriar el líquido que fluye por una bomba para reducir el consumo de potencia de la bomba. ¿Apoyaría usted esta propuesta? Explique.

7-101 Calcule el trabajo producido, en kJ/kg, durante el proceso reversible de flujo estacionario 1-3 mostrado en la figura P7-101.

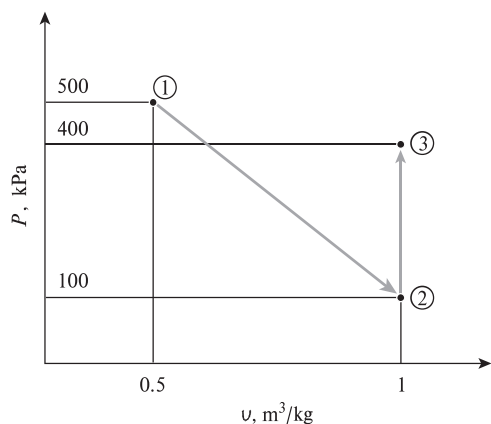


FIGURA P7-101

7-102E Calcule el trabajo producido, en Btu/lbm, durante el proceso reversible de flujo estacionario 1-2 mostrado en la figura P7-102E.

7-103E Se comprime isotérmicamente aire de 13 psia y 55 °F a 80 psia en un dispositivo reversible de flujo estacionario. Calcule el trabajo necesario, en Btu/lbm, para esta compresión.
Respuesta: 64.2 Btu/lbm

7-104 El vapor de agua saturado a 150 °C se comprime en un dispositivo reversible de flujo estacionario a 1 000 kPa mientras su volumen específico se mantiene constante. Determine el trabajo necesario, en kJ/kg.

7-105 Entra agua líquida a 120 kPa a una bomba de 7 kW donde su presión se eleva a 5 MPa. Si la diferencia de eleva-

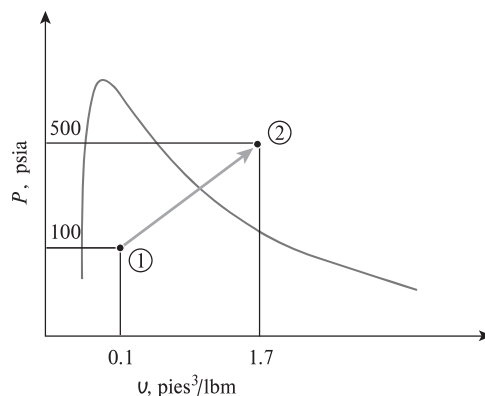



FIGURA P7-102E

ción entre los niveles de entrada y salida es 10 m, determine la tasa de flujo másico máxima que esta bomba puede manejar. Ignore el cambio de energía cinética del agua, y considere que el volumen específico del agua es 0.001 m³/kg.


7-106 Entra agua a la bomba de una planta termoeléctrica como líquido saturado a 20 kPa a razón de 45 kg/s y sale a 6 MPa. Ignorando los cambios de las energías cinética y potencial y suponiendo que el proceso es reversible, determine la potencia de entrada a la bomba.

7-107 Considere una planta termoeléctrica que opera entre los límites de presión de 5 MPa y 10 kPa. El vapor de agua entra a la bomba como líquido saturado y sale de la turbina como vapor saturado. Determine la relación del trabajo producido por la turbina al trabajo consumido por la bomba. Suponga que el ciclo completo es reversible y que las pérdidas de calor de la bomba y la turbina son insignificantes.

7-108  Reconsidere el problema 7-107, y con un software apropiado, investigue el efecto de la calidad del vapor a la salida de la turbina en la producción neta de trabajo. Considere una variación de la calidad de 0.5 a 1.0, y grafique la producción neta de trabajo en función de dicha calidad.

7-109E Se comprime reversiblemente vapor de refrigerante 134a saturado a 15 psia en un compresor adiabático a 80 psia. Determine el trabajo de entrada al compresor. ¿Cuál sería su respuesta si el refrigerante se condensara primero a una presión constante antes de ser comprimido?

7-110E Se comprime gas helio de 16 psia y 85 °F a 120 psia a razón de 10 pies³/s. Determine la entrada de potencia al compresor, suponiendo que el proceso de compresión es a) isentrópico, b) politrópico con $n = 1.2$, c) isotérmico y d) ideal, politrópico de dos etapas con $n = 1.2$.

7-111E  Reconsidere el problema 7-110E, y con un software apropiado, evalúe y grafique el trabajo de compresión y el cambio de entropía del helio en función del exponente politrópico cuando varía de 1 a 1.667. Explique sus resultados.

7-112 Se comprime gas nitrógeno de 80 kPa y 27 °C a 480 kPa mediante un compresor de 10 kW. Determine la tasa de flujo másico del nitrógeno a través del compresor, suponiendo que el proceso de compresión es a) isentrópico, b) politrópico con

$n = 1.3$, c) isotérmico y d) ideal politrópico de dos etapas con $n = 1.3$. Respuestas: a) 0.048 kg/s, b) 0.051 kg/s, c) 0.063 kg/s, d) 0.056 kg/s

Eficiencias isentrópicas de dispositivos de flujo estacionario

7-113C Describa el proceso ideal para a) una turbina adiabática, b) un compresor adiabático y c) una tobera adiabática, defina la eficiencia isentrópica de cada dispositivo.

7-114C ¿El proceso isentrópico es un modelo adecuado para compresores que se enfrían intencionalmente? Explique.

7-115C En un diagrama T - s , ¿el estado real de salida (estado 2) de una turbina adiabática tiene que estar del lado derecho del estado isentrópico de salida (estado 2s)? ¿Por qué?

7-116 Entra gas argón a una turbina adiabática a 800 °C y 1.5 MPa a razón de 80 kg/min y se descarga a 200 kPa. Si la potencia de salida de la turbina es 370 kW, determine la eficiencia isentrópica de la turbina.

7-117E Vapor a 100 psia y 650 °F se expande adiabáticamente en un sistema cerrado hasta 10 psia. Determine el trabajo producido, en Btu/lbm, y la temperatura final del vapor para una eficiencia de expansión isentrópica de 80 por ciento.

Respuestas: 132 Btu/lbm, 275 °F

7-118E Entran gases de combustión a una turbina adiabática de gas a 1 540 °F y 120 psia, y salen a 60 psia a baja velocidad. Considerando los gases de combustión como aire y suponiendo una eficiencia isentrópica de 82 por ciento, determine la producción de trabajo de la turbina. Respuesta: 71.7 Btu/lbm

7-119 El vapor a 4 MPa y 350 °C se expande en una turbina adiabática a 120 kPa. ¿Cuál es la eficiencia isentrópica de esta turbina si el vapor sale como vapor saturado?

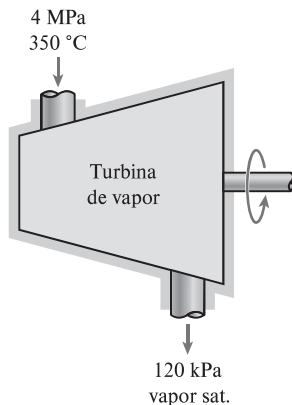


FIGURA P7-119

7-120 Se expande vapor a 3 MPa y 400 °C hasta 30 kPa en una turbina adiabática con una eficiencia isentrópica de 92 por ciento. Determine la potencia producida por esta turbina, en kW, cuando la tasa de flujo másico es de 2 kg/s.

7-121 Repita el problema 7-20 para una eficiencia de turbina de 85 por ciento.

7-122 Entra refrigerante R-134a a un compresor adiabático como vapor saturado a 100 kPa a razón de 0.7 m³/min y sale a 1 MPa de presión. Si la eficiencia isentrópica del compresor es 87 por ciento, determine a) la temperatura del refrigerante a la salida del compresor y b) la entrada de potencia, en kW. También, muestre el proceso en un diagrama T - s con respecto a las líneas de saturación.

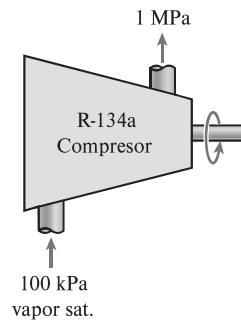



FIGURA P7-122

7-123  Reconsidere el problema 7-122, y con un software apropiado, rehaga el problema incluyendo los efectos de la energía cinética del flujo suponiendo una relación de áreas entrada-salida de 1.5 para el compresor, cuando el diámetro interior del tubo de salida del compresor es de 2 cm.

7-124 El compresor adiabático de un sistema de refrigeración comprime vapor de R-134a a 0 °C hasta 600 kPa y 50 °C. ¿Cuál es la eficiencia de este compresor?

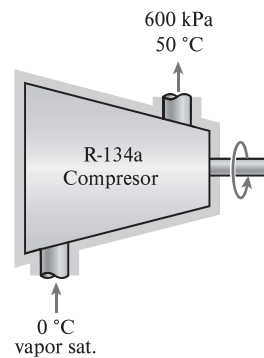



FIGURA P7-124

7-125 Un compresor adiabático comprime aire desde 95 kPa y 27 °C hasta 600 kPa y 277 °C. Suponiendo calores específicos variables e ignorando los cambios de las energías cinética y potencial, determine a) la eficiencia isentrópica del compresor y b) la temperatura de salida del aire si el proceso fuera reversible. Respuestas: a) 81.9 por ciento, b) 506 K

7-126E Entra gas argón a un compresor adiabático a 14 psia y 75 °F, con una velocidad de 60 pies/s, y sale a 200 psia y 240 pies/s. Si la eficiencia isentrópica del compresor es de 87 por ciento, determine a) la temperatura de salida del argón y b) la entrada de trabajo al compresor.

7-127 Un dispositivo de flujo estacionario, adiabático comprime argón a 200 kPa y 27 °C hasta 2 MPa. Si el argón sale de este compresor a 550 °C, ¿cuál es la eficiencia isentrópica de este compresor?

7-128E Entra aire a una tobera adiabática a 45 psia y 940 °F a baja velocidad y sale a 650 pies/s. Si la eficiencia isentrópica de la tobera es de 85 por ciento, determine la temperatura y la presión de salida del aire.

7-129E  Reconsidere el problema 7-128E, y con un software apropiado, estudie el efecto de variar la eficiencia de la tobera isentrópica de 0.8 a 1.0 tanto en la temperatura como en la presión de salida del aire, y grafique los resultados.

7-130E Un difusor adiabático a la entrada de un motor de reacción incrementa la presión del aire que entra al difusor a 11 psia y 30 °F hasta 20 psia. ¿Cuál será la velocidad del aire a la salida del difusor si la eficiencia de éste, definida como la relación del cambio de la energía cinética real al cambio de la energía cinética isentrópica, es 80 por ciento y la velocidad de entrada al difusor es 1 200 pies/s? *Respuesta: 735 pies/s*

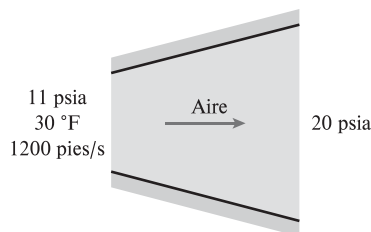


FIGURA P7-130E

7-131 A la tobera de un motor turboreactor entran gases de combustión a 260 kPa, 747 °C y 80 m/s, y salen a una presión de 85 kPa. Suponiendo una eficiencia isentrópica de 92 por ciento y considerando los gases de combustión como aire, determine *a)* la velocidad de salida y *b)* la temperatura de salida. *Respuestas: 728 m/s, b) 786 K*

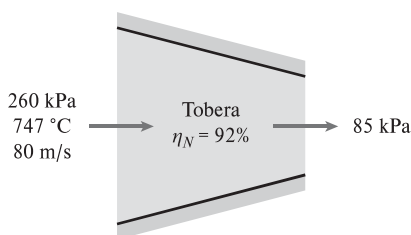


FIGURA P7-131

7-132 La tobera de escape de un motor de reacción expande aire a 300 kPa y 180 °C adiabáticamente a 100 kPa. Determine la velocidad del aire a la salida cuando la velocidad de entrada es baja y la eficiencia isentrópica de la tobera es 93 por ciento.

Balance de entropía

7-133E Se deja caer un bloque de hierro de masa desconocida a 185 °F en un tanque aislado que contiene 0.8 pies³ de agua a

70 °F. Al mismo tiempo, se activa una rueda de paletas impulsada por un motor de 200 W para agitar el agua. El equilibrio térmico se establece después de 10 min con una temperatura final de 75 °F. Determine *a)* la masa del bloque de hierro y *b)* la entropía generada durante este proceso.

7-134E Refrigerante R-134a se expande adiabáticamente desde 100 psia y 100 °F hasta vapor saturado a 10 psia. Determine la generación de entropía durante este proceso, en Btu/lbm·R.

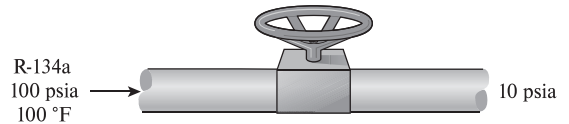


FIGURA P7-134E

7-135E Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción contiene agua líquida saturada a una presión de 40 psia. Ahora se transfieren 600 Btu de calor al agua desde una fuente a 1 000 °F, y una parte del líquido se vaporiza a presión constante. Determine la entropía total generada durante este proceso, en Btu/R.

7-136 Entra aire a un compresor de manera estable y en condiciones ambientales de 100 kPa y 22 °C, y sale a 800 kPa. El compresor pierde 120 kJ/kg de calor y el aire experimenta un decremento de entropía de 0.40 kJ/kg·K. Usando calores específicos constantes, determine *a)* la temperatura de salida del aire, *b)* el trabajo de entrada en el compresor y *c)* la generación de entropía durante este proceso.

7-137 A una turbina adiabática entra vapor de manera constante a 7 MPa, 500 °C y 45 m/s, y sale a 100 kPa y 75 m/s. Si la potencia de salida de la turbina es de 5 MW y la eficiencia isentrópica es de 77 por ciento, determine *a)* la tasa de flujo másico del vapor a través de la turbina, *b)* la temperatura en la salida de la turbina y *c)* la tasa de generación de entropía durante este proceso.

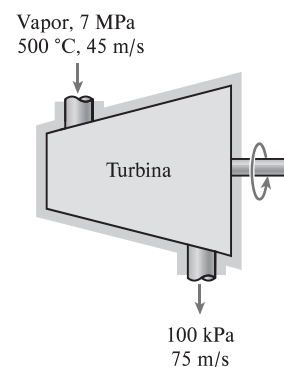


FIGURA P7-137

7-138 En una planta de producción de hielo, el agua a 0 °C se congela a presión atmosférica evaporando R-134a líquido saturado a -16 °C. El refrigerante sale de este evaporador como vapor saturado, y la planta está diseñada para producir hielo a 0 °C a razón de 5 500 kg/h. Determine la tasa de generación de entropía en esta planta. *Respuesta: a) 0.115 kW/K*

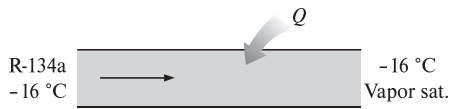


FIGURA P7-138

7-139 Entra oxígeno a una tubería de 12 cm de diámetro a una velocidad de 70 m/s. En la entrada de la tubería, el oxígeno está a 240 kPa y 20 °C, y en la salida está a 200 kPa y 18 °C. Calcule la tasa a la cual se genera entropía en la tubería.

7-140E Agua a 20 psia y 50 °F entra a una cámara de mezclado a razón de 300 lbm/min donde se mezcla uniformemente con vapor que entra a 20 psia y 240 °F. La mezcla sale de la cámara a 20 psia y 130 °F, y se pierde calor hacia el aire circundante a 70 °F, a razón de 180 Btu/min. Despreciando los cambios de las energías cinética y potencial, determine la tasa de generación de entropía durante este proceso.

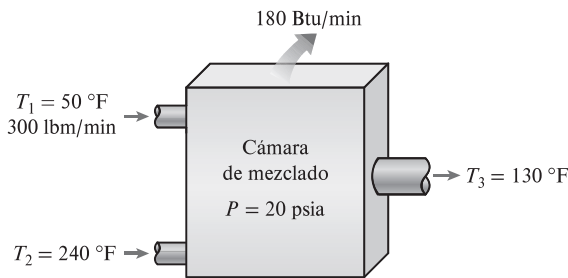


FIGURA P7-140E

7-141 Agua fría ($c_p = 4.18 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$) que se dirige a una ducha entra a un intercambiador de contraflujo, de doble tubería de pared delgada, bien aislado a 10 °C a razón de 0.95 kg/s y se calienta a 70 °C con agua caliente ($c_p = 4.19 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$) que entra a 85 °C a razón de 1.6 kg/s. Determine *a*) la tasa de transferencia de calor y *b*) la tasa de generación de entropía en el intercambiador de calor.

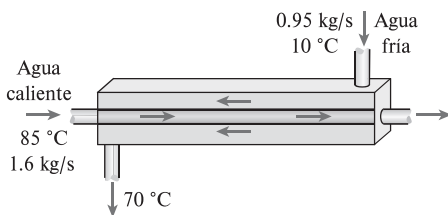


FIGURA P7-141

7-142 Se va a precalentar aire ($c_p = 1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$) con gases de combustión en un intercambiador de calor de flujo cruzado antes de que entre al horno. El aire entra al intercambiador de calor a 95 kPa y 20 °C a razón de 1.6 m³/s. Los gases de combustión ($c_p = 1.10 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$) entran a 180 °C a razón de 2.2 kg/s y salen a 95 °C. Determine *a*) la tasa de transferencia de calor al aire, *b*) la temperatura de salida del aire y *c*) la tasa de generación de entropía.

7-143 En una planta de productos lácteos, se pasteuriza leche a 4 °C de forma continua a 72 °C a razón de 12 L/s, durante 24 horas al día y 365 días al año. La leche se calienta a la temperatura de pasteurización con agua calentada en una caldera de gas natural que tiene una eficiencia de 82 por ciento. La leche pasteurizada luego se enfría con agua fría a 18 °C antes de refrigerarla de nuevo a 4 °C. Para ahorrar energía y dinero, la planta instala un regenerador que tiene una eficiencia de 82 por ciento. Si el costo del gas natural es de \$1.30/termia (1 termia = 105 500 kJ), determine cuánta energía y cuánto dinero ahorrará el regenerador a esta empresa por año, y la reducción anual de la generación de entropía.

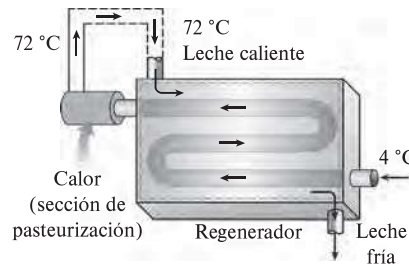


FIGURA P7-143

7-144 Se va a condensar vapor en el condensador de una planta termoeléctrica a una temperatura de 60 °C con agua de enfriamiento de un lago cercano, la cual entra a los tubos del condensador a 18 °C a razón de 75 kg/s y sale a 27 °C. Suponiendo que el condensador está perfectamente aislado, determine *a*) la tasa de condensación del vapor y *b*) la tasa de generación de entropía en el condensador.

Respuestas: *a*) 1.20 kg/s, *b*) 1.06 kW/K

7-145 Un huevo ordinario se puede aproximar a una esfera de 5.5 cm de diámetro. El huevo está inicialmente a una temperatura uniforme de 8 °C, y se pone en agua hirviendo a 97 °C. Considerando las propiedades del huevo como $\rho = 1\,020 \text{ kg/m}^3$ y $c_p = 3.32 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$, determine *a*) cuánto calor se transmite al huevo en el momento en que la temperatura promedio del huevo sube a 70 °C y *b*) la cantidad de generación de entropía asociada con este proceso de transferencia térmica.



FIGURA P7-145

7-146 Se van a enfriar pollos con una masa promedio de 2.2 kg y calor específico promedio de 3.54 kJ/kg · °C, con agua helada que entra a un enfriador de inmersión de flujo continuo a 0.5 °C y sale a 2.5 °C. Los pollos se dejan caer en el enfriador a una temperatura uniforme de 15 °C y razón de 250 pollos por hora

y se enfrían a una temperatura promedio de $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ antes de sacarlos. El enfriador absorbe calor de los alrededores que están a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ a razón de 150 kJ/h . Determine *a)* la tasa de remoción de calor de los pollos, en kW, y *b)* la tasa de generación de entropía durante este proceso de enfriado.

7-147E En una fábrica, placas cuadradas de bronce de 2 pies \times 2 pies y 1.2 pulg de espesor ($\rho = 532.5\text{ lbm/pies}^3$ y $c_p = 0.091\text{ Btu/lbm}\cdot^{\circ}\text{F}$) que inicialmente están a una temperatura uniforme de $75\text{ }^{\circ}\text{F}$, se calientan haciéndolas pasar por un horno de $1\ 300\text{ }^{\circ}\text{F}$ a razón de 450 por minuto. Si las placas permanecen en el horno hasta que su temperatura promedio aumenta a $1\ 000\text{ }^{\circ}\text{F}$, determine *a)* la tasa de transferencia de calor hacia las placas en el horno y *b)* la tasa de la generación de entropía asociada con este proceso de transferencia de calor.

7-148 Largas varillas cilíndricas de acero ($\rho = 7\ 833\text{ kg/m}^3$ y $c_p = 0.465\text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$), de 10 cm de diámetro, se someten a un tratamiento térmico haciéndolas pasar a una velocidad de 3 m/min por un horno de 7 m de longitud que se mantiene a $900\text{ }^{\circ}\text{C}$. Si las varillas entran al horno a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, y salen a $700\text{ }^{\circ}\text{C}$, determine *a)* la tasa de transferencia de calor hacia las varillas en el horno y *b)* la tasa de generación de entropía asociada con este proceso de transferencia térmica.

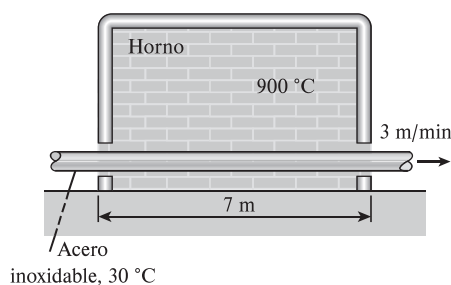


FIGURA P7-148

7-149 Cojinetes de bolas de acero inoxidable ($\rho = 8\ 085\text{ kg/m}^3$ y $c_p = 0.480\text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$) de 1.8 cm de diámetro se van a enfriar en agua a razón de 1 100 por minuto. Los cojinetes salen del horno a una temperatura uniforme de $900\text{ }^{\circ}\text{C}$ y se exponen al aire a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ durante un rato antes de dejarlas caer en el agua. Si la temperatura de los cojinetes disminuye a $850\text{ }^{\circ}\text{C}$ antes de enfriarlas, determine *a)* la tasa de transferencia de calor de los cojinetes al aire y *b)* la tasa de generación de entropía debido a la pérdida de calor de los cojinetes al aire.

7-150 Las superficies interna y externa de un muro de ladrillos de $4\ \times\ 10\text{ cm}$ de espesor de 20 cm se mantienen a temperaturas de $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $4\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectivamente. Si la tasa de transferencia a través del muro es $1\ 800\text{ W}$, determine la tasa de generación de entropía adentro del muro.

7-151E Entra vapor de agua a un difusor a 20 psia y $240\text{ }^{\circ}\text{F}$ con una velocidad de 900 pies/s, y sale como vapor saturado a $240\text{ }^{\circ}\text{F}$ y 100 pies/s. El área de salida del difusor es de 1 pie^2 . Determine *a)* el flujo másico del vapor de agua y *b)* la tasa de generación de entropía durante este proceso. Suponga una temperatura ambiente de $77\text{ }^{\circ}\text{F}$.

7-152 Entra vapor a una tobera adiabática a 2 MPa y $350\text{ }^{\circ}\text{C}$, con una velocidad de 55 m/s, y sale a 0.8 MPa y 390 m/s. Si la

tobera tiene un área de entrada de 7.5 cm^2 , determine *a)* la temperatura de salida y *b)* la tasa de generación de entropía durante este proceso. Respuestas: *a)* $303\text{ }^{\circ}\text{C}$; *b)* 0.0854 kW/K

7-153 Se expande vapor de agua de una manera estacionaria en una turbina a razón de $40\ 000\text{ kg/h}$, entrando a 8 MPa y $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ y saliendo a 40 kPa como vapor saturado. Si la potencia generada por la turbina es de 8.2 MW, determine la tasa de generación de entropía durante este proceso. Suponga que el medio ambiente está a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Respuesta: 11.4 kW/K

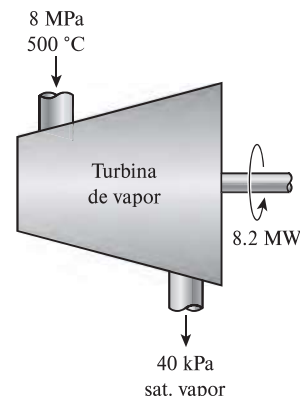


FIGURA P7-153

7-154 Se calienta agua líquida a 200 kPa y $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ en una cámara al mezclarla con vapor sobrecalentado a 200 kPa y $150\text{ }^{\circ}\text{C}$. El agua líquida entra a la cámara mezcladora a razón de 4.3 kg/s, y se estima que la cámara pierde calor hacia el aire circundante a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ a razón de $1\ 200\text{ kJ/min}$. Si la mezcla sale de la cámara mezcladora a 200 kPa y $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, determine *a)* el flujo másico del vapor sobrecalentado y *b)* la tasa de generación de entropía durante este proceso de mezclado.

Respuestas: *a)* 0.481 kg/s , *b)* 0.746 kW/K

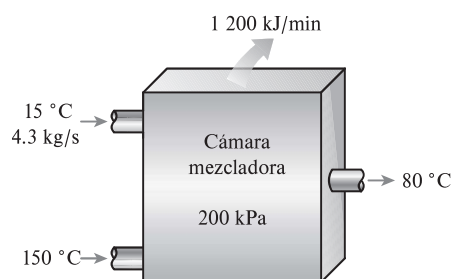


FIGURA P7-154

7-155 Un tanque rígido de 0.18 m^3 se llena con agua líquida saturada a $120\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ahora se abre una válvula en el fondo del tanque y lentamente se saca la mitad de la masa total del recipiente en fase líquida. Se transfiere calor al agua desde una fuente a $230\text{ }^{\circ}\text{C}$, de modo que la temperatura en el tanque permanezca constante. Determine *a)* la cantidad de transferencia de calor y *b)* la generación total de entropía durante este proceso.

7-156 Un tanque rígido contiene 7.5 kg de una mezcla de agua saturada a 400 kPa. Ahora se abre una válvula en el fondo del

tanque, y se saca líquido del tanque. Se transfiere calor al vapor de modo que la presión en el interior del tanque permanezca constante. La válvula se cierra cuando ya no hay líquido en el tanque. Si se estima que se transfiere un total de 5 kJ al tanque, determine *a)* la calidad del vapor en tanque en el estado inicial, *b)* la cantidad de masa que ha escapado y *c)* la generación de entropía durante este proceso si se suministra calor al tanque desde una fuente a 500 °C.

Tema especial: Reducción del costo de aire comprimido

7-157 Las necesidades de aire comprimido de una planta al nivel del mar se satisfacen mediante un compresor de 90 hp que succiona aire a la presión atmosférica local de 101.3 kPa y a la temperatura promedio de 15 °C, y lo comprime a 1 100 kPa. Una investigación de los sistemas de aire comprimido y el equipo que usa el aire comprimido revela que comprimir el aire a 750 kPa es suficiente para esta planta. El compresor opera 3 500 h/año a 75 por ciento de la carga nominal, y está accionado por un motor eléctrico que tiene una eficiencia de 94 por ciento. Considerando el precio de la electricidad como \$0.105/kWh, determine las cantidades de energía y de dinero que se ahorran como resultado de reducir la presión del aire comprimido.

7-158 Las necesidades de aire comprimido de una planta se satisfacen con un compresor de tornillo de 100 hp, que trabaja a plena carga durante el 40 por ciento de su tiempo y funciona en vacío el resto del tiempo durante las horas de operación. El compresor consume 35 por ciento de la potencia nominal cuando funciona en vacío y 90 por ciento cuando comprime aire. Las horas anuales de operación de la planta son 3 800 h, y el costo unitario de la electricidad es de \$0.083/kWh.

Se determina que las necesidades de aire comprimido de la planta durante 60 por ciento del tiempo se pueden satisfacer con un compresor recíprocante de 25 hp que consume 95 por ciento de la potencia nominal cuando comprime aire y no consume potencia cuando no comprime. Se estima que el compresor de 25 hp funcionará el 85 por ciento del tiempo. Las eficiencias de los motores de los compresores grandes y pequeños a plena carga o cerca de ésta son de 0.90 y 0.88, respectivamente. La eficiencia del motor grande a 35 por ciento de la carga es de 0.82. Determine las cantidades de energía y dinero que se ahorran como resultado de cambiar al compresor de 25 hp durante el 60 por ciento del tiempo.

7-159 Las necesidades de aire comprimido de una planta se satisfacen mediante un compresor de tornillo de 90 hp. La planta detiene la producción durante una hora cada día, incluyendo los fines de semana, durante el almuerzo; pero el compresor sigue operando. El compresor consume 35 por ciento de la potencia nominal cuando funciona en vacío, y el costo unitario de la electricidad es de \$0.09/kWh. Determine las cantidades de energía y de dinero que se ahorran por año como resultado de apagar el compresor durante la pausa para el almuerzo. Considere la eficiencia del motor a carga parcial como 84 por ciento.

7-160 El aire comprimido es uno de los servicios clave en las plantas de fabricación, y la potencia total de los sistemas de compresión de aire instalados en Estados Unidos se estima en alrededor de 20 millones de hp. Suponiendo que los compresores

operan a plena carga durante un tercio del tiempo en promedio, y que la eficiencia promedio del motor es 90 por ciento, determine cuánta energía y cuánto dinero se ahorrarán por año si la energía que consumen los compresores se reduce en 5 por ciento como resultado de la implementación de algunas medidas de conservación. Considere el costo unitario de electricidad como \$0.09/kWh.

7-161 Las necesidades de aire comprimido de una planta se satisfacen con un compresor de 150 hp provisto de un interenfriador, un posenfriador y un secador refrigerado. La planta opera 6 300 h/año, pero se estima que el compresor comprime aire solamente durante un tercio de las horas de operación, es decir, 2 100 horas al año. El compresor está ya sea a marcha en vacío o apagado el resto del tiempo. Las mediciones de temperatura y los cálculos indican que 25 por ciento de la entrada de energía al compresor se extrae del aire comprimido como calor en el posenfriador. El COP de la unidad de refrigeración es 2.5, y el costo de la electricidad es \$0.065/kWh. Determine las cantidades de energía y de dinero que se ahorran por año como resultado de enfriar el aire comprimido antes de que entre al secador refrigerado.

7-162 El motor de 1 800 rpm y 150 hp de un compresor se quema y se va a reemplazar ya sea por un motor convencional que tiene una eficiencia a plena carga de 93.0 por ciento y cuesta \$9 031, o por un motor de alta eficiencia que tiene una eficiencia de 96.2 por ciento y cuesta \$10 942. El compresor opera 4 368 h/año a plena carga, y su operación a carga parcial es insignificante. Si el costo de la electricidad es \$0.095/kWh, determine las cantidades de energía y de dinero que esta planta ahorrará adquiriendo el motor de alta eficiencia en vez del convencional. También determine si los ahorros del motor de alta eficiencia justifican la diferencia de precios si la vida útil del motor es de 10 años. Ignore cualquier posible reducción de la tarifa por parte de la empresa eléctrica local.

7-163 El calentamiento de espacios de una planta se obtiene mediante calefactores de gas natural con eficiencia de 85 por ciento. Las necesidades de aire comprimido de la planta se satisfacen con un compresor grande enfriado por líquido refrigerante. El refrigerante del enfriador se enfría con aire en un intercambiador de calor que permite al líquido refrigerante ceder su calor al aire y cuya sección transversal de flujo de aire tiene 1.0 m de altura y 1.0 m de anchura. Durante la operación típica, el aire se calienta de 20 a 52 °C al fluir por el intercambiador de calor. La velocidad promedio del aire en la entrada es 3 m/s. El compresor opera 20 horas al día y 5 días a la semana durante todo el año. Considerando que la estación fría es de 6 meses (26 semanas) y que el costo del gas natural es de \$1.25/termia (1 termia = 100 000 Btu = 105 500 kJ), determine cuánto dinero se ahorrará desviando el calor de desecho del compresor hacia la planta durante la estación fría.

7-164 Los compresores de una planta de producción mantienen las líneas de aire comprimido a una presión (manométrica) de 700 kPa a una elevación de 1 400 m donde la presión atmosférica es de 85.6 kPa. La temperatura promedio del aire es de 15 °C a la entrada del compresor y de 25 °C en las líneas de aire comprimido. La planta opera 4 200 h/año, y el precio promedio de la electricidad es de \$0.10/kWh. Considerando que la efi-

ciencia del compresor es 0.8, la eficiencia del motor es 0.93 y el coeficiente de descarga es 0.65, determine la energía y el dinero que se ahorran por año sellando una fuga equivalente a un agujero de 3 mm de diámetro en la línea de aire comprimido.

7-165 La energía que se usa para comprimir aire en Estados Unidos se estima que excede 500 mil billones (0.5×10^{15}) kJ por año. También se estima que 10 a 40 por ciento del aire comprimido se pierde por fugas. Suponiendo que, en promedio, se pierde el 20 por ciento del aire comprimido por fugas, y que el costo unitario de electricidad es de \$0.011/kWh, determine la cantidad y costo de la electricidad que se desperdicia por año debido a fugas de aire.

7-166 Un compresor de 150 hp en una planta industrial está alojado en el área de producción donde la temperatura promedio durante las horas de operación es de 25 °C. La temperatura promedio exterior durante las mismas horas es de 10 °C. El compresor opera 4 500 h/año a 85 por ciento de la carga nominal y está accionado por un motor eléctrico que tiene una eficiencia de 90 por ciento. Considerando el precio de la electricidad como \$0.075/kWh, determine las cantidades de energía y de dinero que se pueden ahorrar como resultado de tomar aire del exterior para el compresor en vez de usar el aire interior.

Problemas de repaso

7-167 Un diseño de bomba de calor propuesto crea un efecto de calefacción de 25 kW mientras consume 5 kW de potencia eléctrica. Los depósitos de energía térmica están a 300 K y 260 K. ¿Es esto posible de acuerdo con el incremento del principio de entropía?

7-168 Un refrigerador con un coeficiente de desempeño de 4 transfiere calor de una región fría a -20 °C a una región caliente a 30 °C. Calcule el cambio total de entropía de las regiones cuando se transfiere 1 kJ de calor de la región fría. ¿Se satisface la segunda ley? ¿Este refrigerador satisfará todavía la segunda ley si su coeficiente de desempeño es 6?

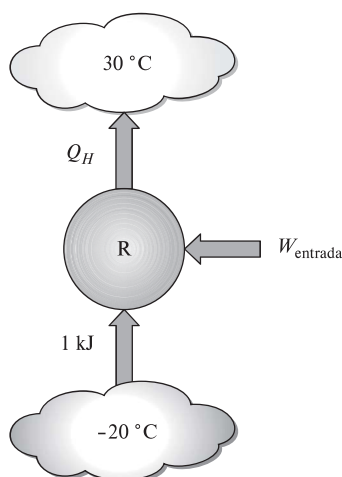


FIGURA P7-168

7-169 ¿Cuál es la energía interna mínima que puede alcanzar el vapor cuando se expande adiabáticamente en un sistema cerrado desde 1 500 kPa y 320 °C hasta 100 kPa?

7-170E ¿Es posible expandir agua a 30 psia y 70 por ciento de calidad hasta 10 psia en un sistema cerrado que experimenta un proceso reversible, isotérmico mientras intercambia calor con un depósito de energía a 300 °F?

7-171 ¿Cuál es el volumen máximo al que 3 kg de oxígeno a 950 kPa y 373 °C se puede expandir en un dispositivo de cilindro-émbolo si la presión final es de 100 kPa?

Respuesta: 2.66 m³

7-172E Un bloque de 100 lbm de un material sólido cuyo calor específico es 0.5 Btu/lbm·R está a 80 °F. Se calienta con 10 lbm de vapor de agua saturado que tiene una presión constante de 20 psia. Determine la temperatura final *a)* del bloque, *b)* del agua y *c)* de todo el sistema. ¿Es posible este proceso? ¿Por qué?

7-173 Un dispositivo cilindro-émbolo contiene aire que pasa por un ciclo termodinámico reversible. En un inicio, el aire está a 400 kPa y 300 K con un volumen de 0.3 m³. El aire primero se expande isotérmicamente a 150 kPa, después se comprime adiabáticamente a la presión inicial y por último se comprime a una presión constante hasta el estado inicial. Tomando en cuenta la variación de los calores específicos en función de la temperatura, determine el trabajo y la transferencia de calor de cada proceso.

7-174E Un dispositivo de cilindro-émbolo inicialmente contiene 15 pies³ de gas helio a 25 psia y 70 °F. Después se comprime el helio en un proceso politrópico ($PV^n = \text{constante}$) a 70 psia y 300 °F. Determine *a)* el cambio de entropía del helio, *b)* el cambio de entropía de los alrededores y *c)* si este proceso es reversible, irreversible o imposible. Suponga que los alrededores están a 70 °F.

Respuestas: *a)* -0.016 Btu/R, *b)* 0.019 Btu/R, *c)* irreversible.

7-175 Un dispositivo cilindro-émbolo contiene vapor que pasa por un ciclo termodinámico reversible. En un inicio, el vapor está a 400 kPa y 350 °C con un volumen de 0.5 m³. Primero el vapor se expande isotérmicamente a 150 kPa, después se comprime adiabáticamente a la presión inicial y por último se comprime a presión constante hasta su estado inicial. Determine el trabajo neto y la transferencia de calor para el ciclo después de calcular la interacción de calor y trabajo de cada proceso.

7-176 Se van a comprimir adiabáticamente 100 kg de vapor saturado a 100 kPa en un sistema cerrado hasta 1 000 kPa. ¿Cuánto trabajo se requiere si la eficiencia de compresión isentrópica es de 90 por ciento? *Respuesta:* 44 160 kJ

7-177E Diez lbm de R-134a se expanden sin transferencia de calor en un sistema cerrado desde 120 psia y 100 °F hasta 20 psia. Si la eficiencia de expansión isentrópica es de 95 por ciento. ¿Cuál es el volumen final de este vapor?

7-178 Refrigerante R-134a a 700 kPa y 40 °C se expande adiabáticamente en un sistema cerrado hasta 60 kPa. Determine el trabajo producido en kJ/kg, y la entalpía final con una eficiencia de expansión isentrópica de 80 por ciento.

Respuesta: 37.9 kJ/kg, 238.4 kJ/kg.

7-179 Un recipiente rígido de 0.8 m³ contiene dióxido de carbono (CO₂) gaseoso a 250 K y 100 kPa. Ahora se enciende un calentador de resistencia eléctrica de 500 W colocado en el recipiente y se mantiene encendido durante 40 minutos, después de lo cual la presión del CO₂ es de 175 kPa. Suponiendo que el

entorno está a 300 K y usando calores específicos constantes, determine *a)* la temperatura final del CO₂, *b)* la cantidad neta de transferencia de calor desde el recipiente y *c)* la generación de entropía durante este proceso.

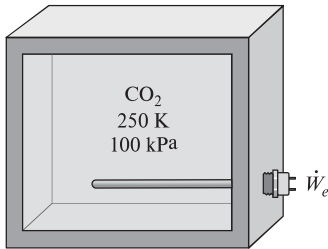


FIGURA P7-179

7-180 Por la sección del evaporador de un acondicionador de aire de ventana entra aire a 100 kPa y 27 °C con una tasa de flujo volumétrico de 6 m³/min. El refrigerante 134a a 120 kPa con una calidad de 0.3 entra por el evaporador a razón de 2 kg/min y sale como vapor saturado a la misma presión. Determine la temperatura de salida del aire y la tasa de generación de entropía durante este proceso, suponiendo que *a)* las superficies exteriores del acondicionador de aire están aisladas y *b)* el calor se transfiere al evaporador del acondicionador de aire desde el medio circundante a 32 °C y a razón de 30 kJ/min.
Respuestas: *a)* -15.9 °C, 0.00196 kW/K, *b)* -11.6 °C, 0.00225 kW/K

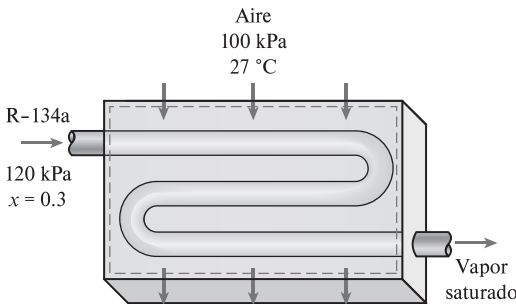


FIGURA P7-180

7-181 Entra aire a 500 kPa y 400 K a una tobera adiabática a una velocidad de 30 m/s, y sale a 300 kPa y 350 K. Usando calores específicos variables, determine *a)* la eficiencia isentrópica, *b)* la velocidad de salida y *c)* la generación de entropía.

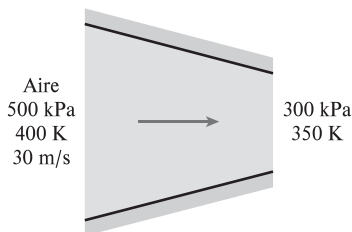


FIGURA P7-181

7-182E Entra gas helio a una tobera cuya eficiencia isentrópica es de 94 por ciento a baja velocidad, y sale a 14 psia, 180 F

y 1 000 pies/s. Determine la presión y temperatura en la salida de la tobera.

7-183 Un inventor afirma haber inventado un dispositivo adiabático de flujo estacionario con una sola entrada-salida, que produce 230 kW cuando expande 1 kg/s de aire de 1 200 kPa y 300 °C a 100 kPa. ¿Es válida esta afirmación?

7-184 En algunos sistemas de refrigeración se usa un tubo capilar adiabático para hacer caer la presión del refrigerante del nivel del condensador al nivel del evaporador. Entra R-134a al tubo capilar como líquido saturado a 70 °C, y sale a -20 °C. Determine la tasa de generación de entropía en el tubo capilar para un flujo másico de 0.2 kg/s. *Respuesta:* 0.0166 kW/K



FIGURA P7-184

7-185 Se estrangula gas helio de una manera estacionaria, de 400 kPa y 60 °C. El helio pierde 1.75 kJ de calor hacia el entorno a 25 °C y 100 kPa. Si la entropía del helio aumenta en 0.34 kJ/kg·K en la válvula, determine *a)* la presión y temperatura de salida y *b)* la generación de entropía durante el proceso.
Respuestas: *a)* 59.7 °C, 339 kPa, *b)* 0.346 kJ/kg·K

7-186 Determine la generación de entropía y el trabajo de entrada durante la compresión de vapor de 100 kPa a 1 MPa en *a)* una bomba adiabática y *b)* un compresor adiabático si el estado de entrada es líquido saturado en la bomba y vapor saturado en el compresor y la eficiencia isentrópica es de 85 por ciento para ambos dispositivos.

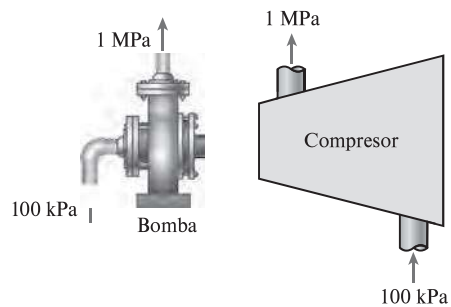


FIGURA P7-186

7-187 Se comprime dióxido de carbono en un proceso isotérmico, reversible de 100 kPa y 20 °C a 400 kPa con un dispositivo de flujo estacionario con una entrada y una salida. Determine el trabajo requerido y la transferencia de calor, ambos en kJ/kg, para esta compresión.

7-188 Reconsidere el problema 7-187. Determine el cambio del trabajo y la transferencia de calor cuando el proceso de compresión es isentrópico en vez de isotérmico.

7-189 El compresor de un refrigerador comprime vapor saturado de R-134a a -10 °C hasta 800 kPa. ¿Cuánto trabajo, en kJ/kg, requiere este proceso cuando es isentrópico?

7-190 Entra aire a un compresor de dos etapas a 100 kPa y 27 °C y se comprime a 625 kPa. La relación de presión a través de cada etapa es la misma, y el aire se enfría a la temperatura inicial entre las dos etapas. Suponiendo que el proceso de compresión es isentrópico, determine la entrada de potencia al compresor para un flujo másico de 0.15 kg/s. ¿Cuál sería su respuesta si sólo se usara una etapa de compresión?

Respuestas: 271 kW, 311 kW

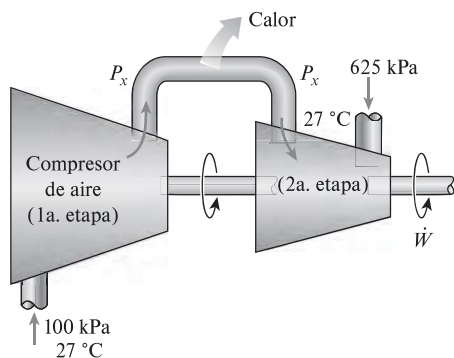


FIGURA P7-190

7-191 Tres kg de gas helio a 100 kPa y 27 °C se comprimen adiabáticamente a 900 kPa. Si la eficiencia de compresión isentrópica es 80 por ciento, determine la entrada de trabajo requerida y la temperatura final del helio.

7-192 Entra vapor de agua a 6 MPa y 500 °C a una turbina adiabática de dos etapas, a razón de 15 kg/s. Diez por ciento del vapor se extrae al final de la primera etapa a una presión de 1.2 MPa para otro uso. El resto del vapor se expande más en la segunda etapa y sale de la turbina a 20 kPa. Determine la producción de potencia de la turbina, suponiendo que a) el proceso es reversible y b) la turbina tiene una eficiencia isentrópica de 88 por ciento. Respuestas: a) 16 290 kW, b) 14 335 kW

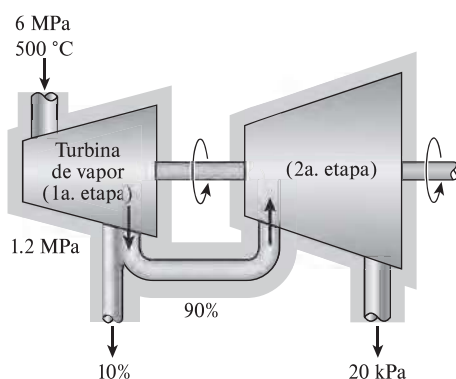


FIGURA P7-192

7-193 Entra vapor a 6 000 kPa y 500 °C a una turbina de flujo estacionario. El vapor se expande en la turbina mientras realiza trabajo hasta que la presión es de 1 000 kPa. Cuando la presión es de 1 000 kPa, se extrae el 10 por ciento del vapor de la turbina para otros usos. El 90 por ciento restante del vapor continúa expandiéndose a través de la turbina mientras realiza

trabajo y sale de la turbina a 10 kPa. Todo el proceso de expansión del vapor a través de la turbina es reversible y adiabático.

- Bosqueje el proceso en un diagrama T - s con respecto a la línea de saturación. Asegúrese de etiquetar las líneas de estados de datos y de presión constante.
- Si la turbina tiene una eficiencia isentrópica de 85 por ciento, ¿cuál es el trabajo realizado por el vapor cuando fluye a través de la turbina por unidad de masa de vapor, en kJ/kg?

7-194 Refrigerante 134a a 140 kPa y -10 °C se comprime en un compresor adiabático de 1.3 kW hasta un estado de salida de 700 kPa y 60 °C. Ignorando los cambios de las energías cinética y potencial, determine a) la eficiencia isentrópica del compresor, b) el flujo volumétrico del refrigerante a la entrada del compresor, en L/min, y c) el flujo volumétrico máximo en las condiciones de entrada que puede manejar este compresor adiabático de 1.3 kW sin violar la segunda ley.

7-195 Entra refrigerante a un compresor como vapor saturado a 160 kPa a razón de 0.03 m³/s y sale a 800 kPa. La entrada de potencia al compresor es 10 kW. Si los alrededores a 20 °C experimentan un cambio de entropía de 0.008 kW/K, determine a) la tasa de pérdida de calor del compresor, b) la temperatura de salida del refrigerante, y c) la tasa de generación de entropía.

7-196 Se expande aire en una turbina adiabática con eficiencia isentrópica de 90 por ciento desde un estado de entrada de 2 800 kPa y 400 °C hasta una presión de salida de 100 kPa. Calcule la temperatura de salida del aire, el trabajo producido por esta turbina y la generación de entropía.

Respuestas: 303 K, 375 kJ/kg, 0.148 kJ/kg·K

7-197 Una turbina de vapor dispone de lo necesario para purgar el 6 por ciento del vapor de entrada para calentar el agua de alimentación. Opera con vapor a 4 MPa y 350 °C a la entrada, una presión de purga de 800 kPa, una presión de escape de 30 kPa. Calcule el trabajo producido por esta turbina cuando la eficiencia isentrópica entre la entrada y el punto de purga es de 97 por ciento y la eficiencia isentrópica entre el punto de purga y el escape es de 95 por ciento. ¿Cuál es la eficiencia isentrópica total de la turbina? Sugerencia: Trate estas turbinas como dos turbinas independientes, con una que opera entre las condiciones de entrada y purga y la otra que opera entre las condiciones de purga y escape.

7-198E Se puede producir trabajo si se hace pasar la fase de vapor de una sustancia de dos fases almacenada en un tanque a través de una turbina como se muestra en la figura P7-198E.

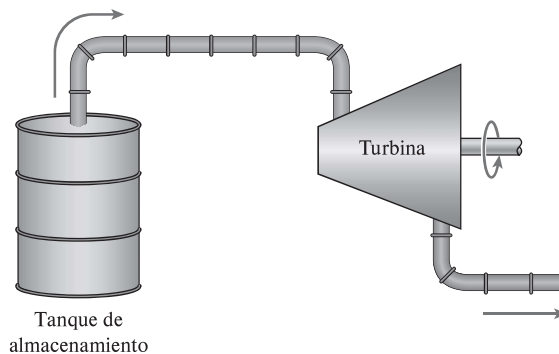


FIGURA P7-198E

Considere que tal sistema utiliza R-134a, el que al empezar está a 80 °F, y un tanque de 10 pies³ que al inicio está totalmente lleno de R-134a líquido. La turbina es isentrópica, la temperatura en el tanque de almacenamiento permanece constante a medida que se saca masa de él, y el R-134a sale de la turbina a 10 psia. ¿Cuánto trabajo producirá cuando se utiliza la mitad de la masa de líquido que hay en el tanque?

7-199E Un ingeniero propuso que se utilice aire comprimido para “nivelar la carga” en un sistema de generación y distribución de electricidad. El sistema propuesto se ilustra en la figura P7-199E. Durante las ocasiones en las que la capacidad de generación de electricidad supera la demanda de energía eléctrica, la energía eléctrica excedente se utiliza para operar el compresor y llenar el tanque de almacenamiento. Cuando la demanda supera la capacidad de generación, se hace pasar el aire comprimido que hay en el tanque a través de la turbina para generar energía eléctrica adicional. Considere este sistema cuando el compresor y la turbina son isentrópicos, la temperatura del tanque permanece constante a 70 °F, entra aire al compresor a 70 °F y 1 atm, el volumen del tanque es de 1 millón de pies cúbicos y el aire sale de la turbina a 1 atm. El compresor se activa cuando la presión del tanque es de 1 atm y permanece encendido hasta que la presión en el tanque es de 10 atm. Calcule el trabajo total requerido para llenar el tanque y el calor total transferido desde el aire en el tanque cuando se está llenando.

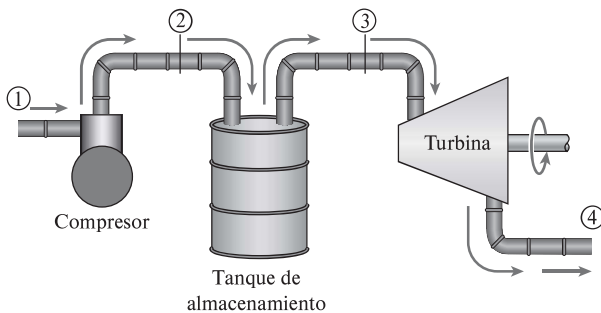


FIGURA P7-199E

7-200E Reconsidere el problema 7-199E. El tanque de almacenamiento lleno de aire comprimido se descarga tiempo después a través de la turbina hasta que la presión en el tanque es de 1 atm. Durante esta descarga, la temperatura del aire en el tanque permanece constante a 70 °F. Calcule el trabajo total producido por la turbina y el calor total transferido al aire en el tanque durante esta descarga.

7-201 Dos recipientes rígidos están conectados por una válvula. El recipiente A está aislado y contiene 0.3 m³ de vapor de agua a 400 kPa y calidad de 60 por ciento. El recipiente B no está aislado y contiene 2 kg de vapor de agua a 200 kPa y 250 °C. Ahora se abre la válvula y fluye vapor del recipiente A al B hasta que la presión en el recipiente A cae a 200 kPa. Durante este proceso, se transfieren 300 kJ de calor del recipiente B al entorno a 17 °C. Suponiendo que el vapor que queda dentro del recipiente A ha sufrido un proceso reversible adiabático, determine a) la temperatura final en cada recipiente y b) la entropía generada durante este proceso.

Respuestas: a) 120.2 °C, 116.1 °C; b) 0.498 kJ/K

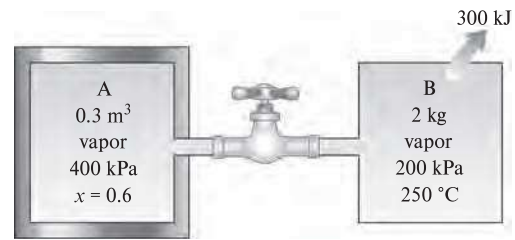


FIGURA P7-201

7-202 Un elemento calentador de resistencia eléctrica de 1 200 W con diámetro de 0.5 cm se introduce en 40 kg de agua inicialmente a 20 °C. Suponiendo que el recipiente de agua está bien aislado, determine cuánto tiempo tardará este calentador en elevar la temperatura del agua a 50 °C. También determine la entropía generada durante este proceso, en kJ/K.

7-203E Un contenedor de acero de 15 pies³ vacío que tiene una masa de 75 lbm se llena de agua líquida. En un inicio, tanto el tanque de acero como el agua están a 120 °F. Después se transfiere calor y el sistema entero se enfría a la temperatura del aire circundante de 70 °F. Determine la entropía total generada durante este proceso.

7-204 Para enfriar 1 ton de agua a 20 °C en un tanque aislado, una persona vierte dentro de él 140 kg de hielo a -5 °C. Determine a) la temperatura de equilibrio final en el tanque y b) la generación de entropía durante este proceso. La temperatura de fusión y el calor de fusión del hielo a presión atmosférica son 0 °C y 333.7 kJ/kg.

7-205 Se lleva una tonelada de agua líquida a 80 °C a un cuarto bien aislado y sellado de 4 m × 5 m × 7 m que en un inicio está a 22 °C y 100 kPa. Suponiendo calores específicos constantes tanto para el aire como para el agua a temperatura ambiente, determine a) la temperatura de equilibrio final en la habitación y b) el cambio de entalpía total durante este proceso en kJ/k.

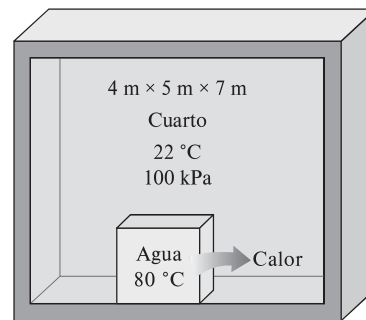


FIGURA P7-205

7-206 Un cuarto bien aislado de 4 m × 4 m × 5 m que en un inicio está a 10 °C se calienta con el radiador de un sistema de calefacción de vapor. El radiador tiene un volumen de 15 L y se llena de vapor sobrecalentado a 200 kPa y 200 °C. En este momento tanto la válvula de entrada como la de salida del radiador están cerradas. Se utiliza un ventilador de 120 W para distribuir el aire dentro del cuarto. Se observa que la pre-

sión del vapor desciende a 100 kPa después de 30 minutos como resultado de la transferencia de calor al cuarto. Suponiendo calores específicos constantes del aire a temperatura ambiente, determine *a*) la temperatura promedio del aire en 30 min, *b*) el cambio de entropía del vapor, *c*) el cambio de entropía del aire en el cuarto y *d*) la entropía generada durante este proceso, en kJ/K. Suponga que la presión del aire en el recinto permanece constante a 100 kPa en todo momento.

7-207 Una casa solar pasiva que pierde calor hacia el exterior a 3 °C a razón de 50 000 kJ/h se mantiene a 22 °C en todo momento durante 10 h de una noche de invierno. La casa se calienta con 50 contenedores de vidrio, y cada uno contiene 20 L de agua que se calienta a 80 °C durante el día al absorber energía solar. Un termostato de resistencia eléctrica de respaldo se enciende siempre que sea necesario para mantener la casa a 22 °C. Determine cuánto tiempo está encendido el sistema de calefacción eléctrica durante esa noche y la cantidad de entropía generada durante la noche.

7-208 Un dispositivo de cilindro-émbolo aislado contiene inicialmente 0.02 m³ de vapor húmedo de agua con una calidad de 0.1 a 100 °C. Ahora se pone en el cilindro un poco de hielo a -18 °C. Si el cilindro contiene líquido saturado a 100 °C cuando se establece el equilibrio térmico, determine *a*) la cantidad de hielo agregado y *b*) la generación de entropía durante este proceso. La temperatura de fusión y el calor de fusión del hielo a presión atmosférica son 0 °C y 333.7 kJ/kg.

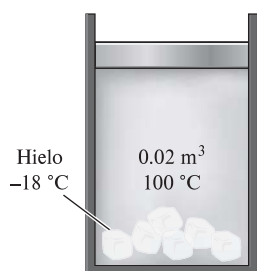



FIGURA P7-208

7-209 *a*) Fluye agua por una ducha de una manera estacionaria a razón de 10 L/min. Un calentador eléctrico de resistencia colocado en el tubo de agua calienta el agua de 16 a 43 °C. Considerando la densidad del agua como 1 kg/L, determine la alimentación de potencia al calentador, en kW, y la tasa de generación de entropía durante este proceso, en kW/K.

b) En un esfuerzo por conservar la energía, se propone pasar el agua drenada tibia a 39 °C por un intercambiador de calor para precalentar el agua fría de entrada. Si el intercambiador de calor tiene una efectividad de 0.50 (es decir, recupera sólo la mitad de la energía que podría transferirse del agua drenada al agua fría de entrada), determine la alimentación de potencia eléctrica necesaria en este caso y la reducción en la tasa de generación de entropía en la sección de calentamiento por resistencia.

7-210  Con un software apropiado, determine la entrada de trabajo a un compresor de etapas múltiples para un conjunto dado de presiones de entrada y salida para cualquier número de etapas. Suponga que las relaciones de pre-

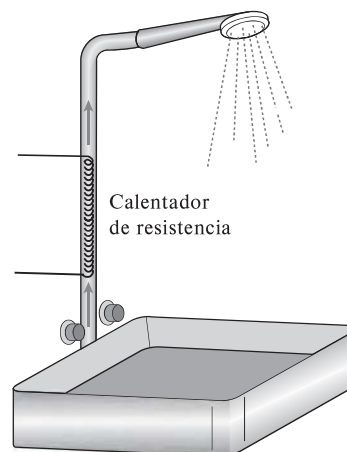


FIGURA P7-209

sión a través de cada etapa son idénticas y que el proceso de compresión es politrópico. Ponga en lista y grafique el trabajo del compresor contra el número de etapas para $P_1 = 100$ kPa, $T_1 = 25$ °C, $P_2 = 1000$ kPa y $n = 1.35$ para aire. Basado en esta gráfica, ¿puede usted justificar el uso de compresores con más de tres etapas?

7-211 Los cristales interno y externo de una ventana de doble cristal de 2 m × 2 m en invierno están a 18 °C y 6 °C, respectivamente. Si los cristales son casi isotérmicos y la tasa de transferencia de calor a través de la ventana es de 110 W, determine las tasas de transferencia de entropía a través de ambos lados de la ventana y la tasa de generación de entropía adentro de la ventana, en W/K.

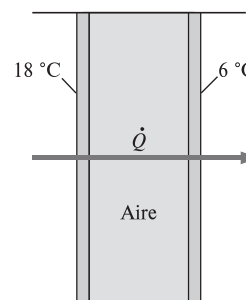


FIGURA P7-211

7-212 Una tubería de agua caliente a 80 °C está perdiendo calor hacia el aire circundante que está a 5 °C a razón de 1600 W. Determine la razón de la generación de entropía en el aire circundante, en W/K.

7-213 Cuando la transportación de gas natural por un gasoducto no es factible por razones económicas, se licúa primero usando técnicas de refrigeración no convencionales y luego se transporta en tanques superaislados. En una planta de licuefacción de gas natural, el gas natural licuado (LNG, por sus siglas en inglés) entra a una turbina criogénica a 30 bar y -160 °C, a razón de 20 kg/s, y sale a 3 bar. Si la turbina produce 115 kW de potencia, determine la eficiencia de la turbina. Considere la densidad del LNG como 423.8 kg/m³. Respuesta: 90.3 por ciento



FIGURA P7-213

7-214 Considere el turbocargador de un motor de combustión interna. Los gases de escape entran a la turbina a 450 °C a razón de 0.02 kg/s , y salen a 400 °C . El aire entra al compresor a 70 °C y 95 kPa a razón de 0.018 kg/s y sale a 135 kPa . La eficiencia mecánica entre la turbina y el compresor es de 95 por ciento (5 por ciento del trabajo de la turbina se pierde durante su transmisión al compresor). Usando las propiedades del aire para los gases de escape, determine *a*) la temperatura del aire a la salida del compresor y *b*) la eficiencia isentrópica del compresor. *Respuestas:* *a*) 126 °C , *b*) 64.2 por ciento

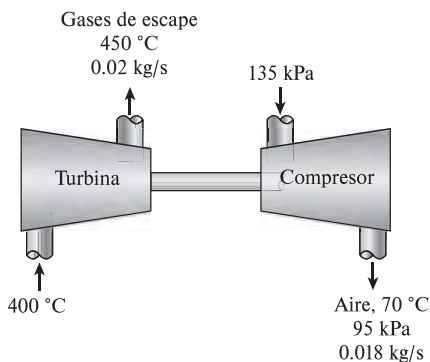


FIGURA P7-214

7-215 Considere una botella vacía de 50 L rodeada por la atmósfera a 95 kPa 27 °C . Luego se abre una válvula que está en el cuello de la botella y se permite que el aire atmosférico entre a la botella. El aire atrapado en la botella finalmente alcanza el equilibrio térmico con la atmósfera debido a la transferencia de calor a través de la pared de la botella. La válvula permanece abierta durante el proceso de modo que el aire atrapado también alcanza el equilibrio mecánico con la atmósfera. Determine la transferencia de calor neta a través de la pared de la botella y la generación de entropía durante este proceso de llenado. *Respuestas:* 4.75 kJ , 0.0518 kJ/K

7-216 Un dispositivo de cilindro-émbolo de 0.40 m^3 inicialmente contiene 1.3 kg de aire a 30 °C . En este estado, el émbolo se puede mover libremente. Ahora se permite que entre aire a 500 kPa y 70 °C al cilindro desde una línea de alimentación hasta que el volumen se incrementa en cincuenta por ciento.

Utilizando calores específicos constantes a temperatura ambiente, determine *a*) la temperatura final, *b*) la cantidad de masa que ha entrado, *c*) el trabajo realizado y *d*) la generación de entropía.

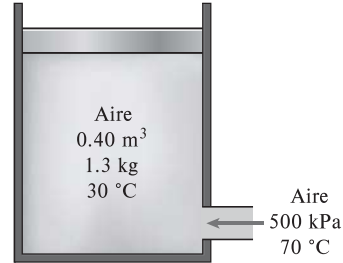


FIGURA P7-216

7-217E Un tanque rígido de 5 pies^3 inicialmente contiene refrigerante R-134a a 60 psia y 100 por ciento de calidad. El tanque está conectado mediante una válvula a una línea de alimentación que conduce refrigerante R-134a a 140 psia y 80 °F . Ahora se abre la válvula, y el refrigerante entra en el tanque, y se cierra cuando se observa que el tanque contiene sólo líquido saturado a 100 psia . Determine *a*) la masa de refrigerante que entró en el tanque, *b*) la cantidad de transferencia de calor con el medio ambiente a 70 °F y *c*) la entropía generada durante este proceso.

7-218 Durante un proceso de transferencia de calor, el cambio de entropía de sustancias incompresibles, tal como agua, se puede determinar con $\Delta S = mc_{\text{prom}} \ln(T_2/T_1)$. Demuestre que para depósitos de energía térmica, como lagos, esta relación se reduce a $\Delta S = Q/T$.

7-219 Demuestre que la diferencia entre el trabajo de flujo estacionario reversible y el trabajo de frontera móvil reversible es igual al flujo de energía.

7-220 Demuestre la validez de la desigualdad de Clausius utilizando una máquina térmica reversible y otra irreversible que operan entre los mismos dos depósitos térmicos a temperaturas constantes de T_L y T_H .

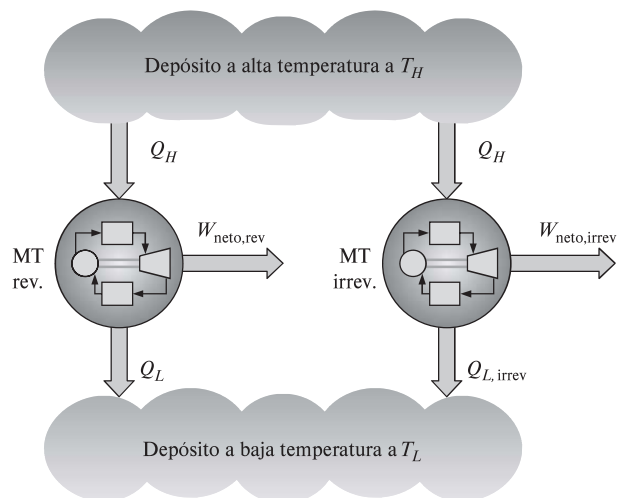


FIGURA P7-220

7-221 Considere dos cuerpos de masa idéntica m y calor específico c utilizados como depósitos isotérmicos (fuente y sumidero) para una máquina térmica. El primer cuerpo inicialmente está a una temperatura absoluta T_1 mientras que el segundo está a una temperatura absoluta menor T_2 . El calor se transfiere del primer cuerpo a la máquina térmica, la cual rechaza el calor residual y lo transfiere al segundo cuerpo. El proceso continúa hasta que las temperaturas finales de los dos cuerpos T_f se igualan. Demuestre que $T_f = \sqrt{T_1 T_2}$ cuando la máquina térmica produce el máximo trabajo posible.

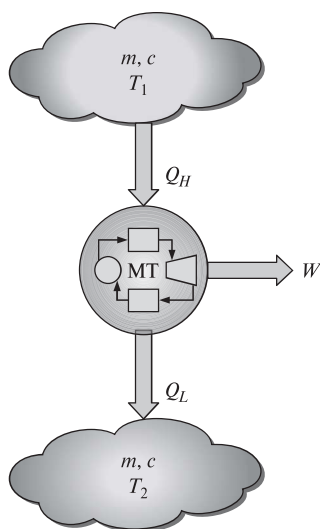


FIGURA P7-221

7-222 Considere un compresor isentrópico de tres etapas con interenfriadores que enfría gas a la temperatura inicial entre las etapas. Determine las dos presiones intermedias (P_x y P_y) en función de las presiones de entrada y salida (P_1 y P_2) que minimizarán la entrada de trabajo al compresor.

Respuestas: $P_x = (P_1^2 P_2)^{1/3}$, $P_y = (P_1 P_2^2)^{1/3}$

7-223 Para un gas ideal con calores específicos constantes, demuestre que las eficiencias isentrópicas del compresor y la turbina se pueden escribir como

$$\eta_c = \frac{(P_2/P_1)^{(k-1)/k}}{(T_2/T_1) - 1} \quad \text{y} \quad \eta_T = \frac{(T_4/T_3) - 1}{(P_4/P_3)^{(k-1)/k} - 1}$$

Los estados 1 y 2 representan los estados de entrada y salida del compresor, y los estados 3 y 4 representan los estados de entrada y salida de la turbina.

7-224 Un contenedor adiabático rígido, se llena a través de un solo orificio desde una fuente de fluido de trabajo cuyas propiedades permanecen fijas. ¿Cómo se compara la entropía específica final del contenido monofásico de este contenedor con la entropía específica inicial?

7-225 La temperatura de un gas ideal que tiene calores específicos constantes se da en función de la entropía específica y presión como $T(s, P) = AP^{(k-1)/k} \exp(s/c_p)$ donde A es una constante. Determine la relación T - P para este gas ideal que se somete a un proceso isentrópico.

7-226 La eficiencia politrópica o de pequeña etapa de un compresor $\eta_{\infty, T}$ se define como la relación del trabajo diferencial real realizado con respecto al trabajo diferencial isentrópico efectuado por el fluido que pasa a través de la turbina $\eta_{\infty, T} = dh/dh_s$. Considere un gas ideal con calores específicos constantes como fluido de trabajo que experimenta un proceso en el cual la eficiencia politrópica es constante. Demuestre que la relación de temperatura a través de la turbina está relacionada con la relación de presión a través de la misma por

$$(T_2/T_1) = (P_2/P_1)^{\eta_{\infty, T} \frac{k}{\gamma}} = (P_2/P_1)^{\eta_{\infty, T} \frac{k-1}{k}}$$

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

7-227 Se condensa vapor a una temperatura constante de 30 °C a medida que fluye por el condensador de una central eléctrica y rechaza calor a razón de 55 MW. La tasa de cambio de entropía del vapor cuando fluye por el condensador es

- a) -1.83 MW/K, b) -0.18 MW/K c) 0 MW/K
- d) 0.56 MW/K e) 1.22 MW/K

7-228 Se comprime vapor desde 6 MPa y 300 °C hasta 10 MPa isentrópicamente. La temperatura final del vapor es

- a) 290 °C, b) 300 °C, c) 311 °C
- d) 371 °C e) 422 °C

7-229 Una manzana con una masa de 0.12 kg y calor específico promedio de 3.65 kJ/kg·°C se enfría de 25 °C a 5 °C. El cambio de entropía de la manzana es

- a) -0.705 kJ/K b) -0.254 kJ/K c) -0.0304 kJ/K
- d) 0 kJ/K e) 0.348 kJ/K

7-230 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 5 kg de vapor de agua saturado a 3 MPa. Ahora el cilindro rechaza calor a presión constante hasta que el vapor de agua se condensa por completo, de modo que el cilindro contiene líquido saturado a 3 MPa al final del proceso. El cambio de entropía del sistema durante ese proceso es

- a) 0 kJ/K b) -3.5 kJ/K c) -12.5 kJ/K
- d) -17.7 kJ/K e) -19.5 kJ/K

7-231 Se expande gas argón en una turbina adiabática de 3 MPa y 750 °C hasta 0.3 MPa a razón de 5 kg/s. La producción máxima de potencia de la turbina es

- a) 0.64 MW b) 1.12 MW c) 1.60 MW
- d) 1.95 MW e) 2.40 MW

7-232 Una unidad de masa de una sustancia sufre un proceso irreversible del estado 1 al estado 2, mientras absorbe calor del entorno a la temperatura T en la cantidad de q . Si la entropía de la sustancia es s_1 en el estado 1, y s_2 en el estado 2, el cambio de entropía de la sustancia, Δs , durante este proceso es

- a) $\Delta s < s_2 - s_1$
- b) $\Delta s > s_2 - s_1$
- c) $\Delta s = s_2 - s_1$
- d) $\Delta s = s_2 - s_1 + q/T$
- e) $\Delta s = s_2 - s_1 - q/T$

7-233 Una unidad de masa de un gas ideal a la temperatura T sufre un proceso isotérmico reversible de la presión P_1 a la presión P_2 mientras pierde calor hacia el entorno a la temperatura T en la cantidad de q . Si la constante del gas es R , el cambio de entropía del gas Δs durante ese proceso es

- a) $\Delta s = R \ln(P_2/P_1)$ b) $\Delta s = R \ln(P_2/P_1) - q/T$
 c) $\Delta s = R \ln(P_1/P_2) - q/T$ d) $\Delta s = R \ln(P_1/P_2) - q/T$
 e) $\Delta s = 0$

7-234 Se pierde calor a través de un muro plano, de una manera estacionaria, a razón de 1 500 W. Si las temperaturas de las superficies interna y externa del muro son 20 °C y 5 °C, respectivamente, la tasa de generación de entropía dentro del muro es

- a) 0.07 W/K b) 0.15 W/K c) 0.28 W/K
 d) 1.42 W/K e) 5.21 W/K

7-235 Se comprime aire, de una manera estacionaria y adiabáticamente, de 17 °C y 90 kPa a 200 °C y 400 kPa. Suponiendo calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente, la eficiencia isentrópica del compresor es

- a) 0.76 b) 0.94 c) 0.86
 d) 0.84 e) 1

7-236 Se expande gas argón en una turbina adiabática, de una manera estacionaria, de 600 °C y 800 kPa a 80 kPa, a razón de 2.5 kg/s. Para una eficiencia isentrópica de 88 por ciento, la potencia producida por la turbina es

- a) 240 kW b) 361 kW c) 414 kW
 d) 602 kW e) 777 kW

7-237 Entra agua a una bomba, de una manera estacionaria, a 100 kPa a razón de 35 L/s, y sale a 800 kPa. Las velocidades de flujo a la entrada y a la salida son iguales, pero la salida de la bomba donde se mide la presión de descarga está a 6.1 m arriba de la entrada a la bomba. El suministro mínimo de potencia a la bomba es

- a) 34 kW b) 22 kW c) 27 kW
 d) 52 kW e) 44 kW

7-238 Se comprime aire, de una manera estacionaria e isentrópicamente, de 1 atm a 16 atm en un compresor de dos etapas. Para minimizar el trabajo total de compresión, la presión intermedia entre las dos etapas debe ser

- a) 3 atm b) 4 atm c) 8.5 atm
 d) 9 atm e) 12 atm

7-239 Entra gas helio, de una manera estacionaria, a una tobera adiabática a 500 °C y 600 kPa a baja velocidad, y sale a una presión de 90 kPa. La velocidad más alta posible del gas helio a la salida de la tobera es

- a) 1 475 m/s b) 1 662 m/s c) 1 839 m/s
 d) 2 066 m/s e) 3 040 m/s

7-240 Gases de combustión con una relación de calores específicos de 1.3 entran de una manera estacionaria a una tobera adiabática a 800 °C y 800 kPa a baja velocidad, y salen a una presión de 85 kPa. La temperatura más baja posible de los gases de combustión a la salida de la tobera es

- a) 43 °C b) 237 °C c) 367 °C
 d) 477 °C e) 640 °C

7-241 Entra vapor de agua, de una manera estacionaria, a una turbina adiabática a 400 °C y 5 MPa, y sale a 20 kPa. El porcentaje más alto de masa de vapor que se condensa a la salida de la turbina y sale de la turbina como líquido es

- a) 4% b) 8% c) 12%
 d) 18% e) 0%

7-242 Entra agua líquida a un sistema adiabático de tubería a 15 °C a razón de 8 kg/s. Si la temperatura del agua sube 0.2 °C durante el flujo debido a la fricción, la tasa de generación de entropía en la tubería es

- a) 23 W/K b) 55 W/K c) 68 W/K
 d) 220 W/K e) 443 W/K

7-243 Se va a comprimir agua líquida con una bomba cuya eficiencia isentrópica es de 85 por ciento, de 0.2 MPa a 5 MPa, a razón de 0.15 m³/min. La entrada necesaria de potencia a esta bomba es

- a) 8.5 kW b) 10.2 kW c) 12.0 kW
 d) 14.1 kW e) 15.3 kW

7-244 Entra vapor de agua a una turbina adiabática a 8 MPa y 500 °C a razón de 18 kg/s, y sale a 0.2 MPa y 300 °C. La tasa de generación de entropía en la turbina es

- a) 0 kW/K b) 7.2 kW/K c) 21 kW/K
 d) 15 kW/K e) 17 kW/K

7-245 Se comprime gas helio, de una manera estacionaria, de 90 kPa y 25 °C a 800 kPa a razón de 2 kg/min con un compresor adiabático. Si el compresor consume 80 kW de potencia al operar, la eficiencia isentrópica de este compresor es

- a) 54.0% b) 80.5% c) 75.8%
 d) 90.1% e) 100%

7-246 Se comprime adiabáticamente gas helio de 1 atm y 25 °C a una presión de 10 atm. La temperatura más baja del helio después de la compresión es

- a) 25 °C b) 63 °C c) 250 °C
 d) 384 °C e) 476 °C

Problemas de diseño y ensayo

7-247 Los compresores impulsados por motores de gas natural se están volviendo cada vez más populares. Varias fábricas han reemplazado los motores eléctricos que impulsan sus compresores con motores de gas con el fin de reducir sus gastos de energía, puesto que el costo del gas natural es mucho más bajo que el de la electricidad. Considere una fábrica que tiene un compresor de 130 kW que funciona 4 400h/año con un factor de carga promedio de 0.6. Haciendo suposiciones razonables y utilizando los costos unitarios del gas natural y la electricidad de su localidad, determine los ahorros potenciales de costos al año si sustituyera sus motores por motores de gas natural.

7-248 Es bien sabido que la temperatura de un gas se eleva cuando se comprime, como resultado de la transferencia de

energía en forma de trabajo de compresión. A altas relaciones de compresión, la temperatura del aire se puede elevar por encima de la temperatura de autoignición de algunos hidrocarburos, incluyendo algún aceite lubricante. Por lo tanto, la presencia de algo de vapor de aceite lubricante en el aire a alta presión aumenta la posibilidad de una explosión, y crea un riesgo de incendio. La concentración del aceite dentro del compresor usualmente es demasiado baja para crear un peligro real. Sin embargo, el aceite que se acumula en las paredes internas de la tubería de salida del compresor puede causar una explosión. Tales explosiones se han eliminado en gran medida usando los aceites lubricantes adecuados, diseñando cuidadosamente el equipo, interenfriando entre etapas del compresor y conservando limpio el equipo.

Se debe diseñar un compresor para una planta industrial en Los Ángeles. Si la temperatura de salida del compresor no ha de exceder $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ por consideraciones de seguridad, determine la relación de compresión máxima permisible que es segura para todas las posibles condiciones climáticas en esa área.

7-249 Identifique las principales fuentes de generación de entropía en su hogar y proponga formas de reducirlas.

7-250 Obtenga la siguiente información acerca de la planta eléctrica que esté más cercana a su ciudad: la producción neta

de potencia; el tipo y cantidad de combustible; la potencia que consumen las bombas, ventiladores y otros equipos auxiliares; pérdidas en gases de chimenea; temperaturas en diferentes ubicaciones, y la tasa de rechazo de calor en el condensador. Usando éstos y otros datos pertinentes, determine la tasa de generación de entropía en esa planta eléctrica.

7-251 Usted está diseñando un proceso de expansión isentrópica de sistema cerrado que utiliza un gas ideal que opera entre los límites de presión de P_1 y P_2 . Los gases en consideración son hidrógeno, nitrógeno, aire, helio, argón y dióxido de carbono. ¿Cuál de estos gases producirá la mayor cantidad de trabajo? ¿Cuál requerirá la menor cantidad de trabajo en un proceso de compresión?

7-252 En grandes estaciones de compresión de gas (por ejemplo, en un ducto de gas natural), la compresión se efectúa en varias etapas como en la figura P7-252. Al final de cada etapa, el gas comprimido se enfría a presión constante de nuevo a la temperatura que tenía a la entrada del compresor. Considere una estación de compresión que debe comprimir un gas (por ejemplo, metano) de P_1 a P_2 en N etapas, donde cada etapa tiene un compresor isentrópico acoplado a una unidad de enfriamiento reversible, isobárica. Determine las $N - 1$ presiones intermedias a la salida de cada etapa de compresión que mini-

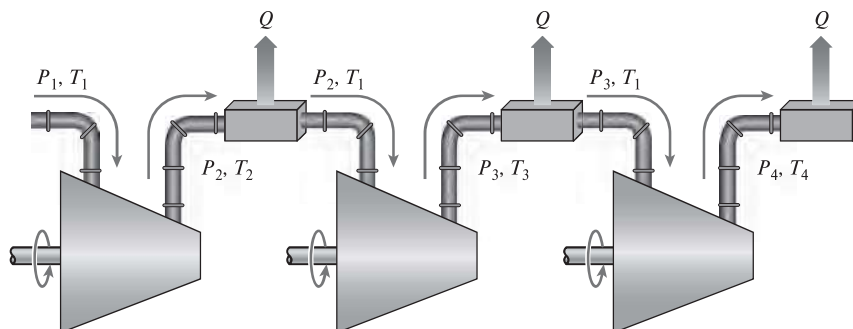


FIGURA P7-252