

CICLOS DE REFRIGERACIÓN

Una de las principales áreas de aplicación de la termodinámica es la *refrigeración*, que es la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una temperatura superior. Los dispositivos que producen refrigeración se llaman *refrigeradores*, y los ciclos en los que operan se denominan *ciclos de refrigeración*. El ciclo de refrigeración que se utiliza con más frecuencia es *por compresión de vapor*, donde el refrigerante se evapora y se condensa alternadamente, para luego comprimirse en la fase de vapor. Otro ciclo de refrigeración estudiado es el *ciclo de refrigeración de gas* en el que el refrigerante permanece todo el tiempo en la fase gaseosa. Otros ciclos de refrigeración analizados en este capítulo son la *refrigeración en cascada*, la cual utiliza más de un ciclo de refrigeración, y *refrigeración por absorción*, donde el refrigerante se disuelve en un líquido antes de ser comprimido.



OBJETIVOS

En el capítulo 11, los objetivos son:

- Introducir los conceptos de refrigeradores y bombas de calor y la medida de su desempeño.
- Analizar el ciclo de refrigeración por compresión de vapor ideal.
- Analizar el ciclo de refrigeración por compresión de vapor real.
- Analizar la segunda ley del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.
- Revisar los factores involucrados seleccionando el refrigerante adecuado para una aplicación.
- Estudiar la operación de los sistemas de refrigeración y de bombas de calor.
- Evaluar el desempeño de sistemas innovadores de refrigeración por compresión de vapor.
- Analizar los sistemas de refrigeración de gas.
- Introducir los conceptos de sistemas de refrigeración por absorción.

11-1 ■ REFRIGERADORES Y BOMBAS DE CALOR

Todos sabemos por experiencia propia que el calor fluye en la dirección de las temperaturas decrecientes; esto es, de las regiones de alta temperatura a las de baja. Dicho proceso de transferencia de calor ocurre en la naturaleza sin que se requiera la participación de algún dispositivo. El proceso inverso, sin embargo, no sucede por sí solo. La transferencia de calor de una región de temperatura baja a otra de alta temperatura requiere dispositivos especiales llamados **refrigeradores**.

Los refrigeradores son dispositivos cíclicos y los fluidos de trabajo utilizados en los ciclos de refrigeración se llaman **refrigerantes**. Un refrigerador se muestra esquemáticamente en la figura 11-1a). En este caso, Q_L es la magnitud del calor extraído del espacio refrigerado a la temperatura T_L ; Q_H es la magnitud del calor rechazado hacia el espacio caliente a temperatura T_H , y $W_{\text{neto,entrada}}$ es la entrada neta de trabajo al refrigerador. Como se analizó en el capítulo 6, Q_L y Q_H representan magnitudes, y por ello son cantidades positivas.

Otro dispositivo que transfiere calor de un medio de baja temperatura a uno de alta temperatura es la **bomba de calor**. Los refrigeradores y las bombas de calor son esencialmente lo mismo; únicamente difieren en sus objetivos. El objetivo de un refrigerador es mantener el espacio refrigerado a una temperatura baja al extraer el calor de él. La descarga de este calor a un medio de temperatura alta es una parte necesaria de la operación, no es el propósito. No obstante, el objetivo de una bomba de calor es mantener un espacio calentado a alta temperatura. Esto se logra al absorber calor de una fuente de baja temperatura, como el agua de un pozo o el aire exterior frío en el invierno, y al suministrar este calor a un medio más caliente, como una casa (figura 11-1b).

El desempeño de refrigeradores y de bombas de calor se expresa en términos del **coeficiente de desempeño (COP)**, por sus siglas en inglés (*coefficient of performance*), definido como

$$\text{COP}_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de enfriamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto,entrada}}} \quad (11-1)$$

$$\text{COP}_{BC} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de calentamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto,entrada}}} \quad (11-2)$$

Estas relaciones también pueden expresarse en la forma de tasa sustituyendo las cantidades Q_L , Q_H y $W_{\text{neto,entrada}}$ por \dot{Q}_L , \dot{Q}_H y $\dot{W}_{\text{neto,entrada}}$, respectivamente. Observe que tanto COP_R como COP_{BC} pueden ser mayores que 1. Una comparación de las ecuaciones 11-1 y 11-2 revela que

$$\text{COP}_{BC} = \text{COP}_R + 1 \quad (11-3)$$

para valores fijos de Q_L y Q_H . Esta relación implica que $\text{COP}_{BC} > 1$ puesto que COP_R es una cantidad positiva. Es decir, una bomba de calor funciona, en el peor de los casos, como un calentador de resistencia, que suministra a la casa la misma cantidad de energía que consume. En realidad, sin embargo, parte de Q_H se pierde en el aire exterior por las tuberías y otros dispositivos, y COP_{BC} puede caer por debajo de la unidad cuando la temperatura del aire exterior es muy baja. Cuando esto pasa, el sistema normalmente se cambia a un modo de quema de combustible (gas natural, propano, petróleo, etc.) o de calentamiento por resistencia.

La *capacidad de enfriamiento* (la *carga de refrigeración*) de un sistema de refrigeración —es decir, la tasa de calor extraído del espacio refrigerado— a menudo se expresa en términos de **toneladas de refrigeración**. La capacidad de un

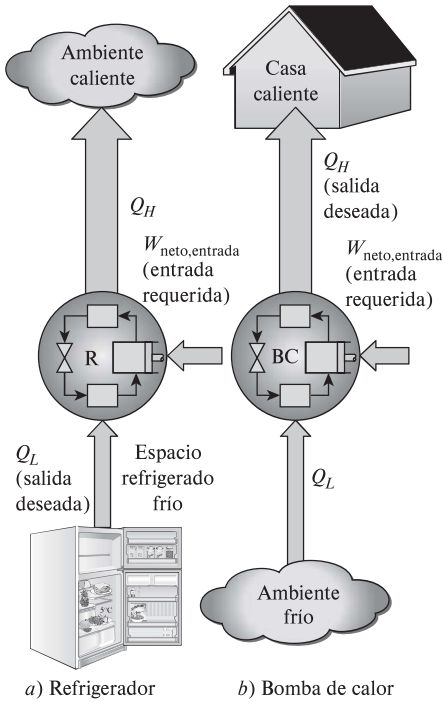


FIGURA 11-1

El objetivo de un refrigerador es extraer calor (Q_L) del medio frío; el objetivo de una bomba de calor (Q_H) es suministrar calor a un medio caliente.

sistema de refrigeración que puede congelar 1 tonelada (2 000 lbm) de agua líquida a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($32\text{ }^{\circ}\text{F}$) en hielo a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ en 24 horas será 1 tonelada. Una tonelada de refrigeración es equivalente a 211 kJ/min o 200 Btu/min . La carga de refrigeración de una residencia típica de 200 m^2 está en el intervalo de 3 toneladas (10 kW).

11-2 ■ EL CICLO INVERTIDO DE CARNOT

Recuerde (a partir del capítulo 6) que el ciclo de Carnot es un ciclo totalmente reversible que se compone de dos procesos isotérmicos reversibles y de dos procesos isentrópicos. Tiene la máxima eficiencia térmica para determinados límites de temperatura y sirve como un estándar contra el cual los ciclos de potencia reales se comparan.

Puesto que es un ciclo reversible, los cuatro procesos que comprende el ciclo de Carnot pueden invertirse. Al hacerlo también se invertirán las direcciones de cualquier interacción de calor y de trabajo. El resultado es un ciclo que opera en dirección contraria a las manecillas del reloj en el diagrama T - s , que se llama **ciclo invertido de Carnot**. Un refrigerador o bomba de calor que opera en el ciclo invertido de Carnot se define como un **refrigerador de Carnot** o una **bomba de calor de Carnot**.

Considere un ciclo invertido de Carnot ejecutado dentro de la campana de saturación de un refrigerante, según lo muestra la figura 11-2. El refrigerante absorbe calor isotérmicamente de una fuente de baja temperatura a T_L en la cantidad de Q_L (proceso 1-2), se comprime isentrópicamente hasta el estado 3 (la temperatura se eleva hasta T_H), rechaza calor isotérmicamente en un sumidero de alta temperatura a T_H en la cantidad de Q_H (proceso 3-4) y se expande isentrópicamente hasta el estado 1 (la temperatura descende hasta T_L). El refrigerante cambia de un estado de vapor saturado a un estado de líquido saturado en el condensador durante el proceso 3-4.

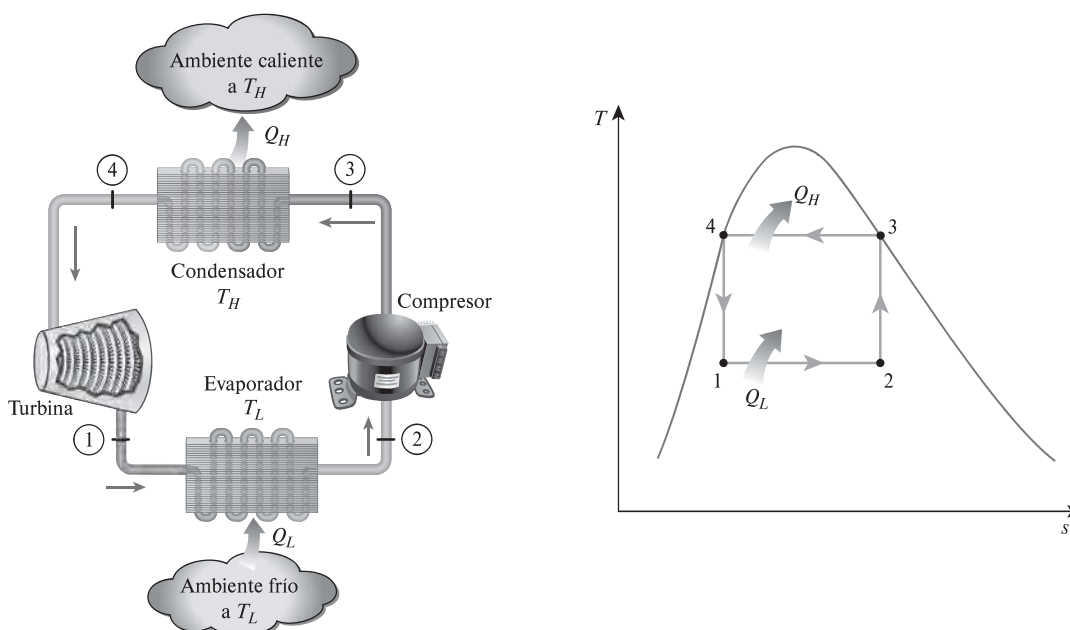


FIGURA 11-2

Esquema de un refrigerador de Carnot y diagrama T - s del ciclo invertido de Carnot.

Los coeficientes de desempeño de los refrigeradores y de las bombas de calor de Carnot se expresan en términos de la temperatura como

$$\text{COP}_{R,\text{Carnot}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \quad (11-4)$$

y

$$\text{COP}_{BC,\text{Carnot}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} \quad (11-5)$$

Observe que ambos COP aumentan cuando la diferencia entre ambas temperaturas decrece, esto es, cuando T_L se eleva o T_H baja.

El ciclo invertido de Carnot es el ciclo de refrigeración *más eficiente* que opera entre dos niveles específicos de temperatura. Por lo tanto, es natural considerarlo en primer lugar como un ciclo ideal esperado para los refrigeradores y las bombas de calor. Si pudiéramos, ciertamente podríamos adaptarlo como el ciclo ideal. No obstante, como se explica más adelante, el ciclo invertido de Carnot es un modelo inadecuado para los ciclos de refrigeración.

Los dos procesos isotérmicos de transferencia de calor no son difíciles de alcanzar en la práctica dado que al mantener una presión constante automáticamente se fija la temperatura de una mezcla de dos fases en el valor de saturación. Por consiguiente, los procesos 1-2 y 3-4 pueden ser aproximados en los evaporadores y condensadores reales. Sin embargo, los procesos 2-3 y 4-1 no pueden aproximarse lo suficiente en la práctica. Esto se debe a que el proceso 2-3 incluye la compresión de un vapor húmedo que requiere un compresor que maneje dos fases, y el proceso 4-1 implica la expansión de un refrigerante con alto contenido de humedad en una turbina.

En apariencia, estos problemas podrían eliminarse si se ejecuta el ciclo invertido de Carnot fuera de la región de saturación. Pero en este caso tenemos dificultades para mantener las condiciones isotérmicas durante los procesos de absorción y rechazo de calor. Por ello, concluimos que el ciclo invertido de Carnot no puede aproximarse en los dispositivos reales y no es un modelo realista para los ciclos de refrigeración. A pesar de ello, el ciclo invertido de Carnot sirve como un estándar contra el cual se comparan los ciclos reales de refrigeración.

11-3 ■ EL CICLO IDEAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo invertido de Carnot pueden ser eliminados al evaporar el refrigerante por completo antes de que se comprima, y al sustituir la turbina con un dispositivo de estrangulamiento, tal como una válvula de expansión o un tubo capilar. El ciclo que resulta se denomina **ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor**, y se muestra de manera esquemática y en un diagrama T - s en la figura 11-3. El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el que más se utiliza en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor. Se compone de cuatro procesos:

- 1-2 Compresión isentrópica en un compresor
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador
- 3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
- 4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isentrópi-

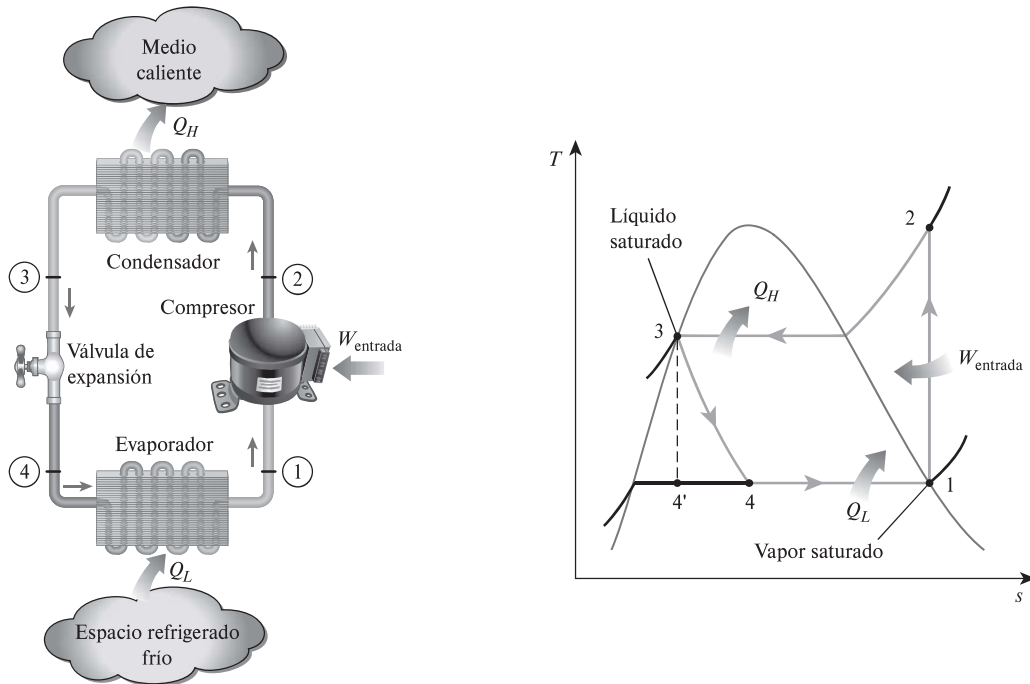


FIGURA 11-3

Esquema y diagrama T - s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

camente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isentrópica, hasta un valor bastante superior al de la temperatura del medio circundante. Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores.

El refrigerante líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión o por un tubo capilar. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. El refrigerante entra al evaporador en el estado 4 como un vapor húmedo de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo.

En un refrigerador doméstico los tubos en el compartimiento del congelador, donde el calor es absorbido por el refrigerante, sirven como el evaporador. Los serpentines detrás del refrigerador, donde el calor se disipa en el aire de la cocina, sirven como el condensador (Fig. 11-4).

Recuerde que el área bajo la curva del proceso en un diagrama T - s representa la transferencia de calor en caso de procesos internamente reversibles. El área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador, y el área bajo la curva del proceso 2-3 representa el calor rechazado en el condensador. Una regla empírica es que el *COP mejora entre 2 y 4 por ciento por cada $^{\circ}\text{C}$ que eleva la temperatura de evaporación o que disminuye la temperatura de condensación.*

Otro diagrama utilizado con frecuencia en el análisis de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor es el diagrama P - h , como se muestra en la

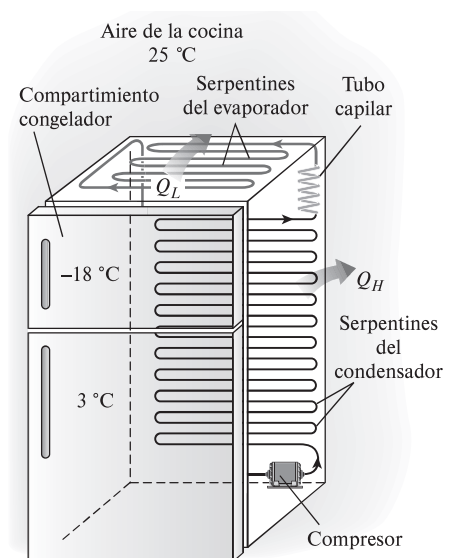


FIGURA 11-4

Un refrigerador doméstico común.

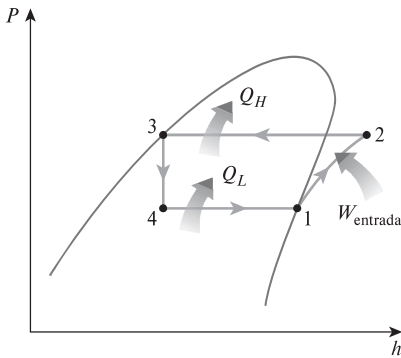


FIGURA 11-5

El diagrama P - h de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

figura 11-5. En este diagrama, tres de los cuatro procesos aparecen como líneas rectas, y la transferencia de calor —en el condensador y el evaporador— es proporcional a la longitud de la curva del proceso correspondiente.

Observe que, a diferencia de los ciclos ideales analizados antes, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor no es un ciclo internamente reversible puesto que incluye un proceso irreversible (estrangulamiento). Este proceso se mantiene en el ciclo para hacerlo un modelo más realista para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. Si el dispositivo de estrangulamiento fuera sustituido por una turbina isentrópica, el refrigerante entraría en el evaporador en el estado $4'$ y no en el estado 4. En consecuencia, la capacidad de refrigeración se incrementaría (por el área bajo la curva del proceso $4'-4$ en la figura 11-3) y la entrada neta de trabajo disminuiría (por la cantidad de salida de trabajo de la turbina). Sin embargo, el reemplazo de la válvula de expansión por una turbina no es práctico, ya que los beneficios adicionales no justifican el costo y la complejidad que se generan.

Los cuatro componentes asociados con el ciclo de refrigeración por compresión de vapor son dispositivos de flujo estacionario, por lo que los cuatro procesos que integran el ciclo pueden analizarse como procesos de flujo estacionario. Los cambios en la energía cinética y potencial del refrigerante suelen ser pequeños en relación con los términos de trabajo y transferencia de calor y, por lo tanto, pueden ignorarse. Entonces la ecuación de energía de flujo estacionario por unidad de masa se reduce a

$$(q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}) + (w_{\text{entrada}} - w_{\text{salida}}) = h_{\text{sal}} - h_{\text{ent}} \quad (11-6)$$

El condensador y el evaporador no implican ningún trabajo y el compresor puede calcularse como adiabático. Entonces los COP de refrigeradores y bombas de calor que operan en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor pueden expresarse como

$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{w_{\text{neto,entrada}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (11-7)$$

y

$$\text{COP}_{BC} = \frac{q_H}{w_{\text{neto,entrada}}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (11-8)$$

donde $h_1 = h_{2a P_1}$ y $h_3 = h_{fa P_3}$ para el caso ideal.

La refrigeración por compresión de vapor se remonta a 1834, cuando el inglés Jacob Perkins recibió una patente para una máquina de hielo de ciclo cerrado que usaba éter u otros fluidos volátiles como refrigerantes. Se fabricó un modelo utilizable de esta máquina, pero nunca se produjo comercialmente. En 1850, Alexander Twining empezó a diseñar y construir máquinas de hielo por compresión de vapor usando éter etílico, el cual es un refrigerante comercialmente usado en los sistemas por compresión de vapor. Al principio, los sistemas de refrigeración por compresión de vapor eran grandes y utilizados principalmente para producir hielo, preparar cerveza y conservar alimentos en frío. Carecían de control automático y eran accionados por una máquina de vapor. En la década de 1890, algunas máquinas más pequeñas, activadas por motores eléctricos y equipadas con control automático, empezaron a sustituir a las unidades más viejas, y los sistemas de refrigeración empezaron a aparecer en las carnicerías y en las residencias. Por 1930, las mejoras continuas hicieron posible contar con sistemas de refrigeración por compresión de vapor que resultaban relativamente eficientes, confiables, pequeños y económicos.

EJEMPLO 11-1 El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

En un refrigerador se utiliza refrigerante 134a como fluido de trabajo, y opera en un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor entre 0.14 y 0.8 MPa. Si el flujo másico del refrigerante es de 0.05 kg/s, determine a) la tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor, b) la tasa de rechazo de calor al ambiente y c) el COP del refrigerador.

SOLUCIÓN Un refrigerador opera en un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor entre dos límites de presión especificados. Se determinarán la tasa de refrigeración, la entrada de potencia, la tasa de rechazo de calor y el COP.

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

Análisis El ciclo de refrigeración se representa en un diagrama T - s en la figura 11-6. Note que éste es un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, y por ello el compresor es isentrópico mientras que el refrigerante deja al condensador como un líquido saturado y entra al compresor como vapor saturado. A partir de las tablas del refrigerante 134a, las entalpías del refrigerante en los cuatro estados se determinan como sigue:

$$P_1 = 0.14 \text{ MPa} \longrightarrow h_1 = h_{g \text{ a } 0.14 \text{ MPa}} = 239.19 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = s_{g \text{ a } 0.14 \text{ MPa}} = 0.94467 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$\left. \begin{matrix} P_2 = 0.8 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{matrix} \right\} h_2 = 275.40 \text{ kJ/kg}$$

$$P_3 = 0.8 \text{ MPa} \longrightarrow h_3 = h_{f \text{ a } 0.8 \text{ MPa}} = 95.48 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 \cong h_3 \text{ (estrangulamiento)} \longrightarrow h_4 = 95.48 \text{ kJ/kg}$$

a) La tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor se determinan por sus definiciones:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = (0.05 \text{ kg/s})[(239.19 - 95.48) \text{ kJ/kg}] = 7.19 \text{ kW}$$

y

$$\dot{W}_{\text{entrada}} = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0.05 \text{ kg/s})[(275.40 - 239.19) \text{ kJ/kg}] = 1.81 \text{ kW}$$

b) La tasa de rechazo de calor del refrigerante al ambiente es

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) = (0.05 \text{ kg/s})[(275.40 - 95.48) \text{ kJ/kg}] = 9.00 \text{ kW}$$

También puede ser determinado de

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_{\text{entrada}} = 7.19 + 1.81 = 9.00 \text{ kW}$$

c) El coeficiente de desempeño del refrigerador es

$$\text{COP}_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{entrada}}} = \frac{7.19 \text{ kW}}{1.81 \text{ kW}} = 3.97$$

Es decir, este refrigerador elimina 4 unidades de energía térmica del espacio refrigerado por cada unidad de energía eléctrica que consume.

Comentario Sería interesante observar lo que ocurre cuando la válvula de estrangulamiento es sustituida por una turbina isentrópica. La entalpía en el estado 4s (la salida de la turbina con $P_{4s} = 0.14 \text{ MPa}$ y $s_{4s} = s_3 = 0.35408 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$) es 88.95 kJ/kg, y la turbina produciría 0.33 kW de potencia. Esto disminuiría la entrada de potencia en el refrigerador de 1.81 a 1.48 kW y aumentaría la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado, desde 7.19 hasta 7.51 kW. Como resultado, el COP del refrigerador aumentaría de 3.97 a 5.07, un incremento de 28 por ciento.

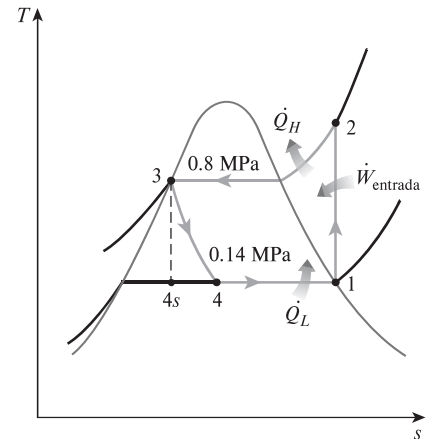


FIGURA 11-6

Diagrama T - s del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor descrito en el ejemplo 11-1.

11-4 ■ CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere de uno ideal en varios aspectos, principalmente, debido a las irreversibilidades que ocurren en varios componentes. Dos fuentes comunes de irreversibilidad son la fricción del fluido (causa caídas de presión) y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores. El diagrama T - s de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor se muestra en la figura 11-7.

En el ciclo ideal, el refrigerante sale del evaporador y entra al compresor como *vapor saturado*. Sin embargo, en la práctica, no es posible controlar el estado del refrigerante con tanta precisión. En lugar de eso, es fácil diseñar el sistema de modo que el refrigerante se sobrecaliente ligeramente en la entrada del compresor. Este ligero sobrecalentamiento asegura que el refrigerante se evapore por completo cuando entra al compresor. También, la línea que conecta al evaporador con el compresor suele ser muy larga; por lo tanto, la caída de presión ocasionada por la fricción del fluido y la transferencia de calor de los alrededores al refrigerante pueden ser muy significativas. El resultado del sobrecalentamiento, de la ganancia de calor en la línea de conexión y las caídas de presión en el evaporador y la línea de conexión, consiste en un incremento en el volumen específico y, por consiguiente, en un incremento en los requerimientos de entrada de potencia al compresor puesto que el trabajo de flujo estacionario es proporcional al volumen específico.

El *proceso de compresión* en el ciclo ideal es internamente reversible y adiabático y, por ende, isentrópico. Sin embargo, el proceso de compresión real incluirá efectos de fricción, los cuales incrementan la entropía y la transferencia de calor, lo que puede aumentar o disminuir la entropía, dependiendo de la direc-

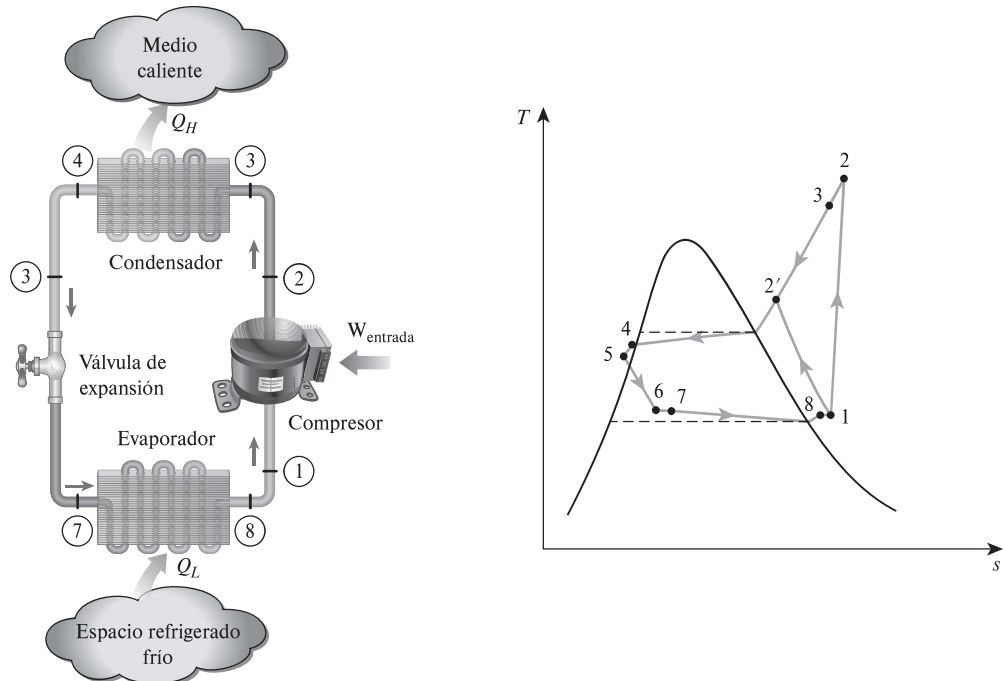


FIGURA 11-7

Esquema y diagrama T - s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

ción. Por consiguiente, la entropía del refrigerante puede incrementarse (proceso 1-2) o disminuir (proceso 1-2') durante un proceso de compresión real, dependiendo del predominio de los efectos. El proceso de compresión 1-2' puede ser incluso más deseable que el proceso de compresión isentrópico debido a que el volumen específico del refrigerante y, por consiguiente, el requerimiento de entrada de trabajo son más pequeños en este caso. De ese modo, el refrigerante debe enfriarse durante el proceso de compresión siempre que sea práctico y económico hacerlo.

En el caso ideal, se supone que el refrigerante sale del condensador como líquido saturado a la presión de salida del compresor. En realidad, es inevitable tener cierta caída de presión en el condensador, así como en las líneas que lo conectan con el compresor y la válvula de estrangulamiento. Además, no es fácil ejecutar el proceso de condensación con tal precisión como para que el refrigerante sea un líquido saturado al final, y es indeseable enviar el refrigerante a la válvula de estrangulamiento antes de que se condense por completo. En consecuencia, el refrigerante se subenfía un poco antes de que entre a la válvula de estrangulamiento. A pesar de todo esto, se debe tener en mente dado que el refrigerante entra al evaporador con una entalpía inferior y por ello puede absorber más calor del espacio refrigerado. La válvula de estrangulamiento y el evaporador se localizan muy cerca el uno del otro, de modo que la caída de presión en la línea de conexión es pequeña.

EJEMPLO 11-2 El ciclo real de refrigeración por compresión de vapor

Al compresor de un refrigerador entra refrigerante 134a como vapor sobrecalentado a 0.14 MPa y $-10\text{ }^\circ\text{C}$ a una tasa de 0.05 kg/s, y sale a 0.8 MPa y $50\text{ }^\circ\text{C}$. El refrigerante se enfría en el condensador a $26\text{ }^\circ\text{C}$ y 0.72 MPa, y se estrangula a 0.15 MPa. Descarte toda posibilidad de transferencia de calor y caída de presión en las líneas de conexión entre los componentes, y determine a) la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor, b) la eficiencia isentrópica del compresor y c) el coeficiente de desempeño del refrigerador.

SOLUCIÓN Se examina un refrigerador que opera en un ciclo de compresión de vapor. Se determinarán la tasa de refrigeración, la entrada de potencia, la eficiencia del compresor y el COP.

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

Análisis El ciclo de refrigeración se muestra en un diagrama T - s en la figura 11-8. Note que el refrigerante sale del condensador como un líquido comprimido y entra al compresor como vapor sobrecalentado. Las entalpías del refrigerante en varios estados se determinan a partir de las tablas del refrigerante como

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= 0.14 \text{ MPa} \\ T_1 &= -10\text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \right\} h_1 = 246.37 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{aligned} P_2 &= 0.8 \text{ MPa} \\ T_2 &= 50\text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \right\} h_2 = 286.71 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{aligned} P_3 &= 0.72 \text{ MPa} \\ T_3 &= 26\text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \right\} h_3 \cong h_{f \text{ a } 26\text{ }^\circ\text{C}} = 87.83 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 \cong h_3 \text{ (estrangulamiento)} \longrightarrow h_4 = 87.83 \text{ kJ/kg}$$

a) La tasa de remoción de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor se determinan por sus definiciones:

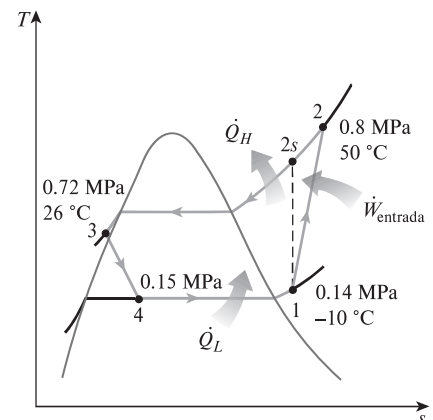


FIGURA 11-8
Diagrama T - s para el ejemplo 11-2.

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = (0.05 \text{ kg/s})[(246.37 - 87.83) \text{ kJ/kg}] = 7.93 \text{ kW}$$

y

$$\dot{W}_{\text{entrada}} = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0.05 \text{ kg/s})[(286.71 - 246.37) \text{ kJ/kg}] = 2.02 \text{ kW}$$

b) La eficiencia isentrópica del compresor se obtiene de

$$\eta_C \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

donde la entalpía en el estado 2s ($P_{2s} = 0.8 \text{ MPa}$ y $s_{2s} = s_1 = 0.9724 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$) es 284.20 kJ/kg . Por lo tanto,

$$\eta_C = \frac{284.20 - 246.37}{286.71 - 246.37} = 0.938 \text{ o } 93.8\%$$

c) El coeficiente de desempeño del refrigerador es

$$\text{COP}_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{entrada}}} = \frac{7.93 \text{ kW}}{2.02 \text{ kW}} = 3.93$$

Comentario Este problema es idéntico al que se trabajó en el ejemplo 11-1, excepto porque el refrigerante se sobrecalienta un poco a la entrada del compresor y se subenfía a la salida del condensador. Además, el compresor no es isentrópico. Como resultado, la tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado aumenta (en 10.3 por ciento), pero la entrada de potencia al compresor aumenta aún más (en 11.6 por ciento). Por consiguiente, el COP del refrigerador disminuye de 3.97 a 3.93.

11-5 ■ ANÁLISIS DE LA SEGUNDA LEY DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Considere el ciclo de refrigeración por compresión de vapor que opera entre un medio de baja temperatura a T_L , y un medio de alta temperatura a T_H , como se muestra en la figura 11-9. El COP máximo de un ciclo de refrigeración que opera entre los límites de temperatura de T_L y T_H se dio en la ecuación 11-4 como

$$\text{COP}_{R,\text{máx}} = \text{COP}_{R,\text{rev}} = \text{COP}_{R,\text{Carnot}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \quad (11-9)$$

Los ciclos de refrigeración reales son menos eficientes que los ideales como el ciclo de Carnot, debido a las irreversibilidades que implican. Pero la conclusión que podemos obtener de la ecuación 11-9 de que el COP es inversamente proporcional a la relación de temperaturas T_H/T_L es igualmente válida para los ciclos de refrigeración reales.

El objetivo de un análisis de la segunda ley de un sistema de refrigeración es determinar los componentes que se pueden beneficiar al máximo por mejoras. Esto se realiza identificando las ubicaciones con mayor destrucción de exergía, y los componentes con la menor exergía o eficiencia de la segunda ley. La destrucción de exergía en un componente se puede determinar directamente a partir de un balance de exergía o, indirectamente, calculando primero la generación de entropía y usando luego la relación

$$\dot{X}_{\text{dest}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} \quad (11-10)$$

donde T_0 es la temperatura ambiental (el estado muerto). Para un refrigerador, T_0 es usualmente la temperatura del medio a alta temperatura T_H (para una bomba térmica, es T_L). Las destrucciones de exergía y las eficiencias de exergía

y de la segunda ley para los componentes principales de un sistema de refrigeración que operan en el ciclo que se muestra en la figura 11-9 se pueden escribir como sigue:

Compresor:

$$\dot{X}_{\text{dest},1-2} = T_0 \dot{S}_{\text{gen},1-2} = \dot{m} T_0 (s_2 - s_1) \quad (11-11)$$

$$\eta_{\text{II,Comp}} = \frac{\dot{X}_{\text{recuperada}}}{\dot{X}_{\text{gastada}}} = \frac{\dot{W}_{\text{rev}}}{\dot{W}_{\text{real,ent}}} = \frac{\dot{m}[h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)]}{\dot{m}(h_2 - h_1)} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{h_2 - h_1}$$

$$= 1 - \frac{\dot{X}_{\text{dest},1-2}}{\dot{W}_{\text{real,ent}}} \quad (11-12)$$

Condensador:

$$\dot{X}_{\text{dest},2-3} = T_0 \dot{S}_{\text{gen},2-3} = T_0 \left[\dot{m}(s_3 - s_2) + \frac{\dot{Q}_H}{T_H} \right] \quad (11-13)$$

$$\eta_{\text{II,Cond}} = \frac{\dot{X}_{\text{recuperada}}}{\dot{X}_{\text{gastada}}} = \frac{\dot{X}_{\dot{Q}_H}}{\dot{X}_2 - \dot{X}_3} = \frac{\dot{Q}_H(1 - T_0/T_H)}{\dot{X}_2 - \dot{X}_3}$$

$$= \frac{\dot{Q}_H(1 - T_0/T_H)}{\dot{m}[h_2 - h_3 - T_0(s_2 - s_3)]} = 1 - \frac{\dot{X}_{\text{dest},2-3}}{\dot{X}_2 - \dot{X}_3} \quad (11-14)$$

Observe que, cuando $T_H = T_0$, que es normalmente el caso para los refrigeradores, $\eta_{\text{II,Cond}} = 0$, ya que no hay exergía recuperable en este caso.

Válvula de expansión:

$$\dot{X}_{\text{dest},3-4} = T_0 \dot{S}_{\text{gen},3-4} = \dot{m} T_0 (s_4 - s_3) \quad (11-15)$$

$$\eta_{\text{II,Válv exp}} = \frac{\dot{X}_{\text{recuperada}}}{\dot{X}_{\text{gastada}}} = \frac{0}{\dot{X}_3 - \dot{X}_4} = 0$$

o

$$\eta_{\text{II,Válv exp}} = 1 - \frac{\dot{X}_{\text{dest},3-4}}{\dot{X}_{\text{gastada}}} = 1 - \frac{\dot{X}_3 - \dot{X}_4}{\dot{X}_3 - \dot{X}_4} = 0 \quad (11-16)$$

Evaporador:

$$\dot{X}_{\text{dest},4-1} = T_0 \dot{S}_{\text{gen},4-1} = T_0 \left[\dot{m}(s_1 - s_4) - \frac{\dot{Q}_L}{T_L} \right] \quad (11-17)$$

$$\eta_{\text{II,Evap}} = \frac{\dot{X}_{\text{recuperada}}}{\dot{X}_{\text{gastada}}} = \frac{\dot{X}_{\dot{Q}_L}}{\dot{X}_4 - \dot{X}_1} = \frac{\dot{Q}_L(T_0 - T_L)/T_L}{\dot{X}_4 - \dot{X}_1}$$

$$= \frac{\dot{Q}_L(T_0 - T_L)/T_L}{\dot{m}[h_4 - h_1 - T_0(s_4 - s_1)]} = 1 - \frac{\dot{X}_{\text{dest},4-1}}{\dot{X}_4 - \dot{X}_1} \quad (11-18)$$

Aquí, $\dot{X}_{\dot{Q}_L}$ representa el positivo de la tasa de exergía correspondiente a la remoción de calor del medio de baja temperatura a T_L , a razón de \dot{Q}_L . Observe que las direcciones de la transferencia de calor y la exergía se vuelven opuestas cuando $T_L < T_0$ (es decir, la exergía del medio de baja temperatura aumenta cuando pierde calor). Asimismo, $\dot{X}_{\dot{Q}_L}$ es equivalente a la potencia que se puede producir por una máquina de ciclo de Carnot que recibe calor de un entorno a T_0 y rechaza calor a un medio de baja temperatura a T_L , a razón de \dot{Q}_L , que se puede demostrar que es

$$\dot{X}_{\dot{Q}_L} = \dot{Q}_L \frac{T_0 - T_L}{T_L} \quad (11-19)$$

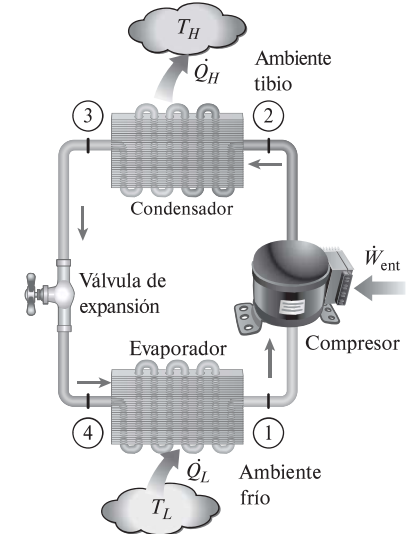


FIGURA 11-9

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor considerado en el análisis de la segunda ley.

Por la definición de reversibilidad, esto es equivalente al suministro de potencia mínima o reversible necesaria para quitar el calor a razón de \dot{Q}_L , y rechazarlo al ambiente a T_0 . Es decir, $\dot{W}_{\text{rev,ent}} = \dot{W}_{\text{min,ent}} = \dot{X}_{\dot{Q}_L}$.

Observe que, cuando $T_L = T_0$, que es frecuentemente el caso para las bombas térmicas, $\text{II}_{\text{Evap}} = 0$, ya que no hay exergía recuperable en este caso.

La destrucción total de exergía asociada al ciclo es la suma de las destrucciones de exergía:

$$\dot{X}_{\text{dest,total}} = \dot{X}_{\text{dest,1-2}} + \dot{X}_{\text{dest,2-3}} + \dot{X}_{\text{dest,3-4}} + \dot{X}_{\text{dest,4-1}} \quad (11-20)$$

Se puede demostrar que la destrucción total de exergía correspondiente a un ciclo de refrigeración se puede obtener tomando la diferencia entre la exergía suministrada (entrada de potencia) y la exergía recuperada (la exergía del calor que se quita del medio de baja temperatura):

$$\dot{X}_{\text{dest,total}} = \dot{W}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\dot{Q}_L} \quad (11-21)$$

La eficiencia de la segunda ley o de exergía del ciclo se puede expresar entonces como

$$\eta_{\text{II,ciclo}} = \frac{\dot{X}_{\dot{Q}_L}}{\dot{W}_{\text{ent}}} = \frac{\dot{W}_{\text{min,ent}}}{\dot{W}_{\text{ent}}} = 1 - \frac{\dot{X}_{\text{dest,total}}}{\dot{W}_{\text{ent}}} \quad (11-22)$$

Sustituyendo $\dot{W}_{\text{ent}} = \frac{\dot{Q}_L}{\text{COP}_R}$ y $\dot{X}_{\dot{Q}_L} = \dot{Q}_L \frac{T_0 - T_L}{T_L}$ en la ecuación 11-22, se obtiene

$$\eta_{\text{II,ciclo}} = \frac{\dot{X}_{\dot{Q}_L}}{\dot{W}_{\text{ent}}} = \frac{\dot{Q}_L (T_0 - T_L) / T_L}{\dot{Q}_L / \text{COP}_R} = \frac{\text{COP}_R}{T_L / (T_H - T_L)} = \frac{\text{COP}_R}{\text{COP}_{R,\text{rev}}} \quad (11-23)$$

ya que $T_0 = T_H$ para un ciclo de refrigeración. Así, la eficiencia de la segunda ley también es igual a la relación de los COP real y máximo para el ciclo. Esta definición de eficiencia de la segunda ley toma en cuenta todas las irreversibilidades dentro del refrigerador, incluyendo las transferencias de calor con el espacio refrigerado y el ambiente.

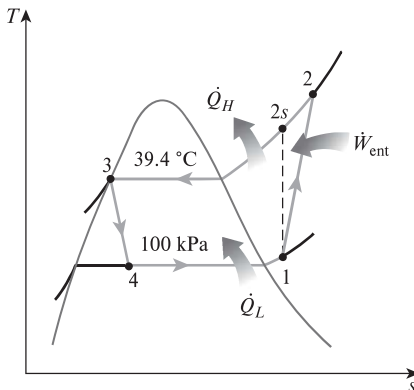


FIGURA 11-10

Diagrama temperatura-entropía del ciclo de refrigeración por compresión de vapor que se considera en el ejemplo 11-3.

EJEMPLO 11-3 Análisis de exergía del ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Un ciclo de refrigeración por compresión de vapor con refrigerante 134a como fluido de trabajo se usa para mantener un espacio a -13°C mediante el rechazo de calor al aire ambiente a 27°C . El refrigerante R-134a entra al compresor a 100 kPa sobrecalentado en 6.4°C a razón de 0.05 kg/s. La eficiencia isentrópica del compresor es de 85 por ciento. El refrigerante sale del condensador a 39.4°C , como líquido saturado. Determine *a*) la tasa de enfriamiento suministrado, y el COP del sistema; *b*) la destrucción de exergía en cada componente básico; *c*) el suministro mínimo de potencia y la eficiencia de la segunda ley del ciclo, y *d*) la tasa de destrucción total de exergía.

SOLUCIÓN Se considera un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Se deben determinar la tasa de enfriamiento, el COP, las destrucciones de exergía, el suministro mínimo de potencia, la eficiencia de la segunda ley y la destrucción total de exergía.

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

Análisis *a*) El diagrama T - s del ciclo está dado en la figura 11-10. Las propiedades del R-134a son (tablas A-11 a A-13)

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= 100 \text{ kPa} \\ T_1 &= T_{\text{sat a } 100 \text{ kPa}} + \Delta T_{\text{sobrecalentamiento}} \\ &= -26.4 + 6.4 = -20 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} h_1 &= 239.20 \text{ kJ/kg} \\ s_1 &= 0.9721 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} P_3 &= P_{\text{sat a } 39.4 \text{ }^\circ\text{C}} = 1\,000 \text{ kPa} \\ P_2 &= P_3 = 1\,000 \text{ kPa} \\ s_2 &= s_1 = 0.9721 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned} \right\} h_{2s} = 289.14 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{aligned} P_3 &= 1\,000 \text{ kPa} \\ x_3 &= 0 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} h_3 &= 107.34 \text{ kJ/kg} \\ s_3 &= 0.39196 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} h_4 &= h_3 = 107.34 \text{ kJ/kg} \\ P_4 &= 100 \text{ kPa} \\ h_4 &= 107.34 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \right\} s_4 = 0.4368 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Por la definición de eficiencia isentrópica,

$$\eta_C = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$0.85 = \frac{289.14 - 239.52}{h_2 - 239.52} \longrightarrow h_2 = 297.90 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{aligned} P_2 &= 1\,000 \text{ kPa} \\ h_2 &= 297.90 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \right\} s_2 = 0.9984 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

La carga de refrigeración, la tasa de rechazo de calor y el suministro de potencia son:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_L &= \dot{m}(h_1 - h_4) = (0.05 \text{ kg/s})[(239.52 - 107.34) \text{ kJ/kg}] = 6.609 \text{ kW} \\ \dot{Q}_H &= \dot{m}(h_2 - h_3) = (0.05 \text{ kg/s})[(297.90 - 107.34) \text{ kJ/kg}] = 9.528 \text{ kW} \\ \dot{W}_{\text{ent}} &= \dot{m}(h_2 - h_1) = (0.05 \text{ kg/s})[(297.90 - 239.52) \text{ kJ/kg}] = 2.919 \text{ kW} \end{aligned}$$

Entonces, el COP del ciclo de refrigeración resulta

$$\text{COP}_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{ent}}} = \frac{6.609 \text{ kW}}{2.919 \text{ kW}} = 2.264$$

b) Observando que la temperatura de estado muerto es $T_0 = T_H = 27 + 273 = 300 \text{ K}$, la destrucción de exergía en cada componente del ciclo se determina como sigue:

Compresor:

$$\begin{aligned} \dot{X}_{\text{dest},1-2} &= T_0 \dot{S}_{\text{gen},1-2} = T_0 \dot{m}(s_2 - s_1) \\ &= (300 \text{ K})(0.05 \text{ kg/s})(0.9983 - 0.9721) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \\ &= 0.3940 \text{ kW} \end{aligned}$$

Condensador:

$$\begin{aligned} \dot{X}_{\text{dest},2-3} &= T_0 \dot{S}_{\text{gen},2-3} = T_0 \left[\dot{m}(s_3 - s_2) + \frac{\dot{Q}_H}{T_H} \right] \\ &= (300 \text{ K}) \left[(0.05 \text{ kg/s})(0.39196 - 0.9984) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} + \frac{9.528 \text{ kW}}{300 \text{ K}} \right] \\ &= 0.4314 \text{ kW} \end{aligned}$$

Válvula de expansión:

$$\begin{aligned}\dot{X}_{\text{dest},3-4} &= T_0 \dot{S}_{\text{gen},3-4} = T_0 \dot{m}(s_4 - s_3) \\ &= (300 \text{ K})(0.05 \text{ kg/s})(0.4368 - 0.39196) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \\ &= 0.6726 \text{ kW}\end{aligned}$$

Evaporador:

$$\begin{aligned}\dot{X}_{\text{dest},4-1} &= T_0 \dot{S}_{\text{gen},4-1} = T_0 \left[\dot{m}(s_1 - s_4) - \frac{\dot{Q}_L}{T_L} \right] \\ &= (300 \text{ K}) \left[(0.05 \text{ kg/s})(0.9721 - 0.4368) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} - \frac{6.609 \text{ kW}}{260 \text{ K}} \right] \\ &= 0.4037 \text{ kW}\end{aligned}$$

c) El flujo de exergía correspondiente al calor transferido del medio de baja temperatura es

$$\dot{X}_{\dot{Q}_L} = \dot{Q}_L \frac{T_0 - T_L}{T_L} = (6.609 \text{ kW}) \frac{300 \text{ K} - 260 \text{ K}}{260 \text{ K}} = 1.017 \text{ kW}$$

Éste es también el suministro mínimo o reversible de potencia para el ciclo:

$$\dot{W}_{\text{min,ent}} = \dot{X}_{\dot{Q}_L} = 1.017 \text{ kW}$$

La eficiencia de la segunda ley del ciclo es

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\dot{X}_{\dot{Q}_L}}{\dot{W}_{\text{ent}}} = \frac{1.017 \text{ kW}}{2.919 \text{ kW}} = 0.348 \text{ o } 34.8\%$$

Esta eficiencia también se puede determinar a partir de $\eta_{\text{II}} = \text{COP}_R / \text{COP}_{R,\text{rev}}$, donde

$$\text{COP}_{R,\text{rev}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{(-13 + 273) \text{ K}}{[27 - (-13)] \text{ K}} = 6.500$$

Sustituyendo,

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{COP}_R}{\text{COP}_{R,\text{rev}}} = \frac{2.264}{6.500} = 0.348 \text{ o } 34.8\%$$

Los resultados son idénticos, como se esperaba.

d) La destrucción total de exergía es la diferencia entre la exergía gastada (suministro de potencia) y la exergía recuperada (la exergía del calor transferido desde el medio a baja temperatura):

$$\dot{X}_{\text{dest,total}} = \dot{W}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\dot{Q}_L} = 2.919 \text{ kW} - 1.017 \text{ kW} = 1.902 \text{ kW}$$

La destrucción total de exergía también se puede determinar sumando las destrucciones de exergía en cada componente:

$$\begin{aligned}\dot{X}_{\text{dest,total}} &= \dot{X}_{\text{dest},1-2} + \dot{X}_{\text{dest},2-3} + \dot{X}_{\text{dest},3-4} + \dot{X}_{\text{dest},4-1} \\ &= 0.3945 + 0.4314 + 0.6726 + 0.4037 \\ &= 1.902 \text{ kW}\end{aligned}$$

Los dos resultados son nuevamente idénticos, como se esperaba.

Comentario La entrada de exergía al ciclo es igual a la entrada real de trabajo, que es 2.92 kW. Se podría haber obtenido la misma carga de enfriamiento con sólo 34.8 por ciento de esta potencia (1.02 kW) si se hubiera usado un sistema reversible. La diferencia entre las dos es la exergía destruida en el ciclo (1.90 kW). La válvula de expansión parece ser el componente más irrever-

sible, con 35.4 por ciento de las irreversibilidades del ciclo. Reemplazar la válvula de expansión por una turbina disminuiría las irreversibilidades al mismo tiempo que reduciría el suministro neto de potencia. Sin embargo, esto puede ser o puede no ser práctico en el sistema real. Se puede demostrar que aumentar la temperatura de evaporación y disminuir la temperatura de condensación también disminuiría la destrucción de exergía en estos componentes.

11-6 ■ SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE ADECUADO

Cuando se diseña un sistema de refrigeración, existen varios refrigerantes que pueden elegirse, como clorofluorocarbonos (CFC), hidrofluorocarbonos (HFC), hidroclorofluorocarbonos (HCFC), amoníaco, hidrocarburos (propano, etano, etileno, etc.), dióxido de carbono, aire (en el acondicionamiento de aire de aviones) e incluso agua (en aplicaciones arriba del punto de congelación). Una elección adecuada del refrigerante depende de la situación específica.

El *éter etílico* fue el primer refrigerante comercialmente utilizado en sistemas por compresión de vapor en 1850, y le siguieron otros como amoníaco, dióxido de carbono, cloruro metílico, dióxido de azufre, butano, etano, propano, isobutano, gasolina, y los clorofluorocarbonos, entre otros.

Los sectores industriales y del gran comercio estaban muy satisfechos con el *amoníaco*, y aún lo están, aunque este compuesto es tóxico. Las ventajas del amoníaco sobre otros refrigerantes son su bajo costo, altos COP (y en consecuencia, menores costos de energía), sus propiedades termodinámicas y de transporte más favorables y, por ello, coeficientes de transferencia de calor más altos (requiere intercambiadores de calor más pequeños y de menor costo), mayor detectabilidad en el caso de una fuga y ningún efecto en la capa de ozono. La desventaja principal del amoníaco es su toxicidad, que lo hace inadecuado para el uso doméstico. El amoníaco se usa predominantemente en las instalaciones de refrigeración de alimentos como la preservación de frutas frescas, vegetales, carnes y pescado; la refrigeración de bebidas y productos lácteos como la cerveza y el vino, la leche y el queso; el congelamiento de helados y otros alimentos; la producción de hielo, y la refrigeración a baja temperatura en la industria farmacéutica y algunas otras.

Es notable que los primeros refrigerantes utilizados en los sectores doméstico y del pequeño comercio como el dióxido de azufre, el cloruro de etilo y de metilo, fueran altamente tóxicos. La amplia difusión de algunos casos de fugas serias que causaron lesionados y muertos en la década de 1920 produjo una petición pública para prohibir o limitar el uso de estos refrigerantes, creando la necesidad para el desarrollo de un refrigerante seguro de uso residencial. En 1928, en respuesta a una solicitud, Frigidaire Corporation, el laboratorio de investigación de la General Motors, desarrolló en tres días el R-21, el primer miembro de la familia de los refrigerantes de CFC. De varios CFC desarrollados, el equipo de investigación eligió al R-12 como el refrigerante más adecuado para uso comercial y le dio a la familia de CFC el nombre comercial "Freón". La producción comercial de R-11 y R-12 se inició en 1931 en una compañía formada por General Motors y E. I. du Pont de Nemours and Co., Inc. La versatilidad y el bajo costo de los CFC hizo que fueran los preferidos. Los CFC también se usaron en los aerosoles, los aislamientos de espuma, y en la industria electrónica como solventes para limpiar chips de computadora.

El R-11 se utiliza principalmente en enfriadores de agua de gran capacidad que sirven como sistemas de acondicionamiento del aire en edificios. El R-12

se usa en refrigeradores domésticos y congeladores, así como en acondicionadores de aire en automotores. El R-22 se usa en acondicionadores de aire tipo ventana, en bombas de calor, acondicionadores de aire de edificios comerciales y en grandes sistemas de refrigeración industrial; y ofrece una fuerte competencia al amoníaco.

La crisis del ozono ha ocasionado una gran agitación en la industria de la refrigeración y el aire acondicionado, y ha generado un análisis crítico de los refrigerantes actuales. A mitad de la década de 1970 se reconoció que los CFC permitían más radiación ultravioleta en la atmósfera de la Tierra, ya que destruyen la capa protectora de ozono. La prolongada exposición a la radiación ultravioleta solar suele provocar efectos graves de salud en la piel, los ojos y en el sistema inmunológico. En consecuencia, el uso de algunos CFC se ha prohibido por medio de tratados internacionales. Los CFC completamente halogenados (como R-11, R-12 y R-115) son responsables de la mayor parte del daño de la capa de ozono. Los refrigerantes no completamente halogenados como el R-22 (un HCFC) tienen cerca de 5 por ciento de la capacidad destructiva del ozono que posee el R-12. Tenga en cuenta que, a diferencia de los CFC y los HCFC, los HFC no contribuyen al agotamiento del ozono.

En la actualidad, se están desarrollando refrigerantes favorables a la capa de ozono, que protejan a la Tierra de los dañinos rayos ultravioleta. El alguna vez popular R-12 fue en gran parte reemplazado por el recientemente desarrollado R-134a, libre de cloro (un HFC). El R-22 se va a discontinuar porque destruye la capa de ozono. El R-410A y el R-407C (ambos HFC) se encuentran entre las alternativas más comunes del R-22 en aplicaciones comerciales de acondicionamiento de aire y refrigeración. El R-410A es el refrigerante de uso común para instalaciones nuevas por su alta eficiencia y bajo potencial de calentamiento global. El R-502 (una mezcla de R-115 y R-22) fue el refrigerante dominante utilizado en sistemas de refrigeración comerciales como los de supermercados, pero su uso se discontinuó. Varias opciones de reemplazo del R-502 están disponibles.

Dos parámetros importantes que necesitan considerarse en la selección de un refrigerante son las temperaturas de los dos medios (el espacio refrigerado y el ambiente) con los cuales el refrigerante intercambia calor. Para tener una transferencia de calor a una tasa razonable, debe mantenerse una diferencia de temperatura de 5 a 10 °C entre el refrigerante y el medio con que intercambia calor. Por ejemplo, si un espacio refrigerado va a mantenerse a -10 °C, la temperatura del refrigerante debe mantenerse cercana a -20 °C mientras absorbe calor en el evaporador. La presión más baja en un ciclo de refrigeración sucede en el evaporador, y esta presión debe ser superior a la atmosférica para evitar cualquier filtración de aire dentro del sistema de refrigeración. Por lo tanto, un refrigerante debe tener una presión de saturación de 1 atm o mayor a -20 °C en este caso particular. El amoníaco y el R-134a son dos de esas sustancias.

La temperatura (y por lo tanto, la presión) del refrigerante en el lado del condensador depende del medio hacia el cual se rechaza el calor. Es posible mantener temperaturas menores en el condensador (y por ello, COP más altos) si el refrigerante se enfría con agua líquida en lugar de aire. Sin embargo, el uso de agua de enfriamiento no tiene una justificación económica, salvo en los grandes sistemas de refrigeración industrial. La temperatura del refrigerante en el condensador no puede descender por debajo de la temperatura del medio de enfriamiento (alrededor de 20 °C en un refrigerador doméstico) y la presión de saturación del refrigerante a esta temperatura debe estar bastante abajo de su presión crítica si el proceso de rechazo de calor va a ser aproximadamente isotérmico. Si ningún refrigerante simple cubre los requisitos de temperatura, entonces dos o más

ciclos de refrigeración con diferentes refrigerantes se usan en serie. Un sistema de refrigeración de estas características se llama *sistema en cascada*, el cual se analizará posteriormente en este capítulo.

Otra característica deseable de un refrigerante es que no sea tóxico, corrosivo o inflamable, pero que sea estable químicamente; que tenga alta entalpía de vaporización (minimizando el flujo másico) y, por supuesto, que se obtenga a bajo costo.

En el caso de bombas de calor, la temperatura mínima (y presión) para el refrigerante puede ser considerablemente más alta puesto que el calor suele extraerse de un medio que se encuentra muy por encima de las temperaturas encontradas en los sistemas de refrigeración.

11-7 ■ SISTEMAS DE BOMBAS DE CALOR

Las bombas de calor generalmente resultan más costosas que otros sistemas de calefacción cuando se adquieren y se instalan, pero a la larga ahorran dinero en algunas áreas porque reducen el costo de calefacción. A pesar de sus costos iniciales relativamente más altos, la popularidad de las bombas de calor va en aumento. Cerca de una tercera parte de todas las casas unifamiliares construidas en Estados Unidos en años recientes se calientan mediante bombas de calor.

La fuente de energía más común para las bombas de calor es el aire atmosférico (sistemas aire-aire), aunque también se usan el agua y el suelo. El principal problema con los sistemas que utilizan aire como fuente es la formación de *escarcha*, que se muestra en los climas húmedos cuando la temperatura desciende por abajo de una temperatura de 2 a 5 °C. La acumulación de escarcha en los serpentines del evaporador es bastante indeseable dado que interrumpe la transferencia de calor. Sin embargo, los serpentines pueden descongelarla cuando se invierte el ciclo de la bomba de calor (operándola como un acondicionador de aire). Esto origina una reducción en la eficiencia del sistema. Los sistemas que tienen al agua como fuente suelen usar agua subterránea a profundidades de hasta 80 m en el intervalo de temperaturas entre 5 y 18 °C, y no tienen problemas de formación de escarcha. Por lo común, mantienen COP más altos, pero son más complejos y requieren fácil acceso a un gran depósito de agua, como el agua subterránea. Los sistemas que utilizan el suelo como fuente también son pocos, pues requieren una gran tubería situada bajo el suelo a cierta profundidad donde la temperatura es relativamente constante. El COP de las bombas de calor casi siempre varía entre 1.5 y 4, según el sistema particular utilizado y la temperatura de la fuente. Una nueva clase de bombas de calor desarrollada recientemente, accionada mediante un motor eléctrico de velocidad variable, es por lo menos dos veces más eficiente que sus predecesoras.

Tanto la capacidad como la eficiencia de una bomba de calor, disminuyen de manera significativa a temperaturas bajas. Por consiguiente, la mayor parte de las bombas de calor que utilizan al aire como fuente requieren un sistema de calentamiento suplementario como son los calentadores de resistencia eléctrica, o un horno de gas o petróleo. Considerando que las temperaturas del agua y del suelo no varían mucho, tal vez no se requiera un calentamiento suplementario en los sistemas que utilizan como fuente al agua o al suelo. Sin embargo, los sistemas de bomba de calor deben tener el tamaño suficiente para satisfacer la máxima carga de calentamiento.

Las bombas de calor y los acondicionadores de aire tienen los mismos componentes mecánicos. Por consiguiente, no resulta económico tener dos sistemas separados para cubrir los requerimientos de calefacción y enfriamiento de un edificio. Un sistema puede usarse como una bomba de calor en el invierno y como acondicionador de aire en el verano. Esto se consigue al añadir una

válvula inversora en el ciclo, como se muestra en la figura 11-11. Como resultado de esta modificación, el condensador de la bomba de calor (ubicado en los interiores) funciona como el evaporador del acondicionador de aire en el verano. Además, el evaporador de la bomba de calor (localizado en el exterior) sirve como el condensador del acondicionador de aire. Esta característica incrementa la competitividad de la bomba de calor. Dichas unidades de propósito doble se utilizan con frecuencia en los moteles.

Las bombas de calor son más competitivas en áreas que tienen una gran carga de enfriamiento durante la temporada de frío, y una carga de calefacción relativamente pequeña durante la temporada de calor, como en la zona sur de Estados Unidos. En esas áreas, la bomba de calor cubre todas las necesidades de enfriamiento y calefacción de los edificios residenciales o comerciales. La bomba de calor es menos competitiva en áreas donde la carga de calentamiento es muy grande y la carga de enfriamiento es pequeña, como en la zona norte de Estados Unidos.

11-8 ■ SISTEMAS INNOVADORES DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

El ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor estudiado antes, es el más utilizado y el más adecuado para la mayor parte de las aplicaciones de refrigeración. Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor ordinarios son simples, económicos, confiables y prácticamente libres de mantenimiento (¿cuándo fue la última vez que le dio servicio a su refrigerador doméstico?). Sin embargo, en grandes aplicaciones industriales, la *eficiencia* —no la simplicidad— es lo que más importa. También en algunas aplicaciones, el ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor es inadecuado y necesita modificarse. Ahora analizaremos algunas de esas modificaciones y refinamientos.

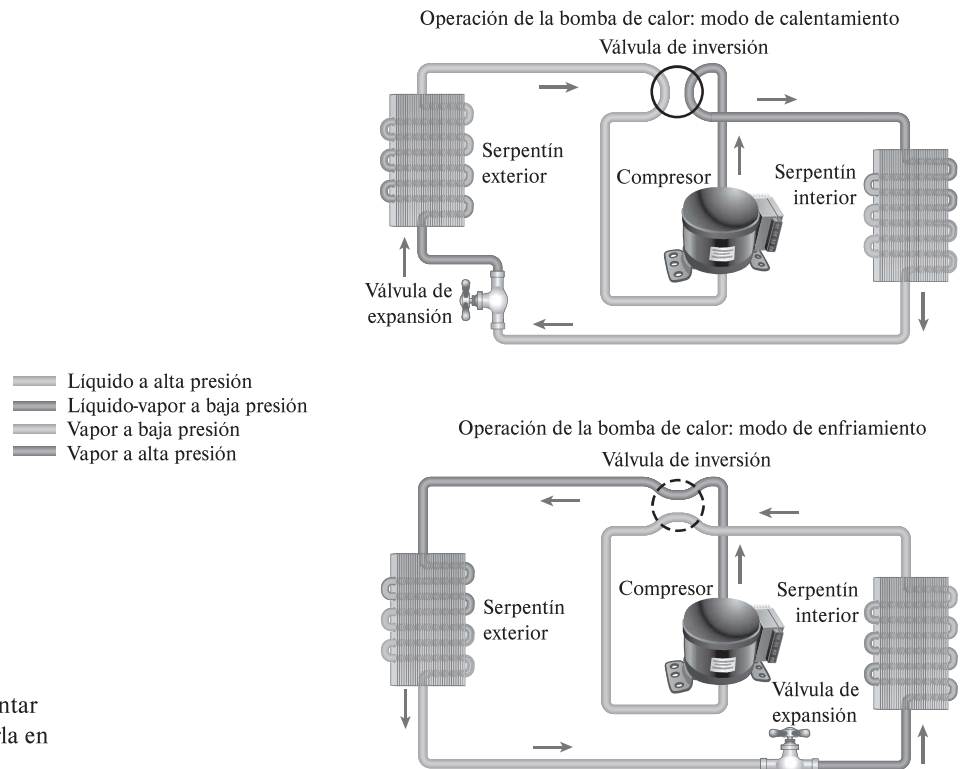


FIGURA 11-11

Una bomba de calor es útil para calentar una casa en el invierno y para enfriarla en el verano.

Sistemas de refrigeración en cascada

Algunas aplicaciones industriales requieren temperaturas moderadamente bajas, y el intervalo de temperatura que involucran es demasiado grande para que un ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor resulte práctico. Un gran intervalo de temperatura significa también un gran nivel de presión en el ciclo y un pobre desempeño en un compresor recíprocante. Una manera de enfrentar esas situaciones consiste en efectuar el proceso de refrigeración por etapas, es decir, tener dos o más ciclos de refrigeración que operan en serie. Tales procesos se denominan **ciclos de refrigeración en cascada**.

Un ciclo de refrigeración en cascada de dos etapas se muestra en la figura 11-12. Los dos ciclos se conectan por medio de un intercambiador de calor en medio, el cual sirve como evaporador para el ciclo superior (ciclo *A*) y como condensador en el ciclo inferior (ciclo *B*). Suponiendo que el intercambiador de calor está bien aislado y que las energías cinética y potencial son despreciables, la transferencia de calor del fluido en el ciclo inferior debe ser igual a la transferencia de calor del fluido en el ciclo superior. De modo que la relación de los flujos másicos en cada ciclo debe ser

$$\dot{m}_A (h_5 - h_8) = \dot{m}_B (h_2 - h_3) \longrightarrow \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8} \quad (11-24)$$

Además,

$$\text{COP}_{\text{R,cascada}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{neto,entrada}}} = \frac{\dot{m}_B (h_1 - h_4)}{\dot{m}_A (h_6 - h_5) + \dot{m}_B (h_2 - h_1)} \quad (11-25)$$

En el sistema en cascada ilustrado en la figura, los refrigerantes en ambos ciclos se suponen iguales. No obstante, esto no es necesario ya que no se produce mezcla en el intercambiador de calor. Por lo tanto, los refrigerantes con características más deseables pueden utilizarse en cada ciclo. En este caso, habría una curva de saturación independiente para cada fluido y el diagrama *T-s* resultaría distinto para uno de los ciclos. Además, en los sistemas reales de refrigeración en cascada, los dos ciclos se traslaparían un poco debido a que se requiere una diferencia de temperatura entre los dos fluidos para que suceda alguna transferencia de calor.

Es evidente, a partir del diagrama *T-s* de la figura 11-12, que el trabajo del compresor disminuye y que la cantidad de calor absorbido del espacio refrigerado aumenta como resultado de las etapas en cascada. Por lo tanto, el sistema en cascada mejora el COP de un sistema de refrigeración. Algunos sistemas de refrigeración usan tres o cuatro etapas en cascada.

EJEMPLO 11-4 Un ciclo de refrigeración en cascada de dos etapas

Considere un sistema de refrigeración en cascada de dos etapas que opera entre los límites de presión de 0.8 y 0.14 MPa. Cada etapa opera en un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con refrigerante 134a como fluido de trabajo. El rechazo de calor del ciclo inferior al ciclo superior sucede en un intercambiador de calor adiabático de contraflujo donde ambos flujos entran aproximadamente a 0.32 MPa. (En la práctica, el fluido de trabajo del ciclo inferior estará a una presión y una temperatura más altas en el intercambiador de calor, para una transferencia de calor efectiva.) Si el flujo másico del refrigerante en el ciclo superior es de 0.05 kg/s, determine *a*) el flujo másico del refrigerante en el ciclo inferior, *b*) la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor, así como *c*) el coeficiente de desempeño de este refrigerador en cascada.

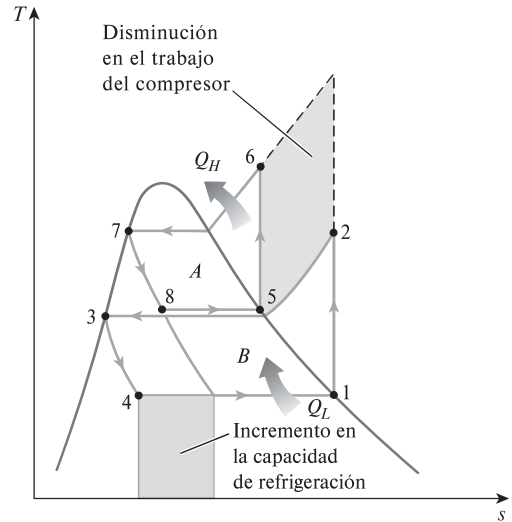
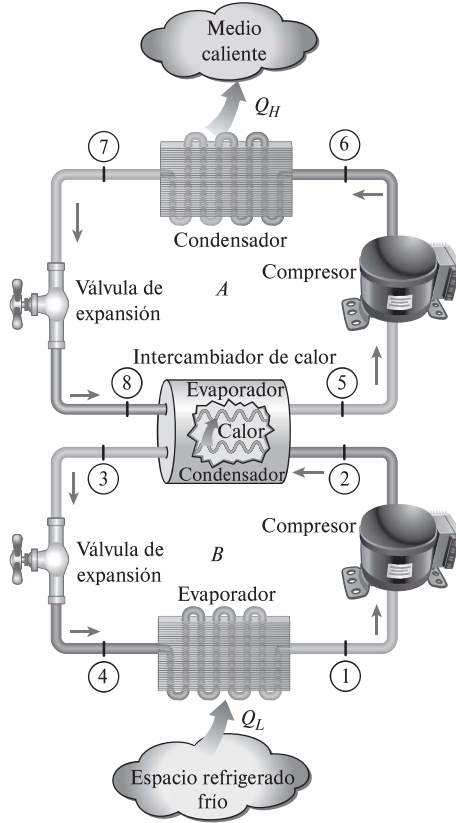


FIGURA 11-12

Un sistema de refrigeración en cascada de dos etapas con el mismo refrigerante en ambas etapas.

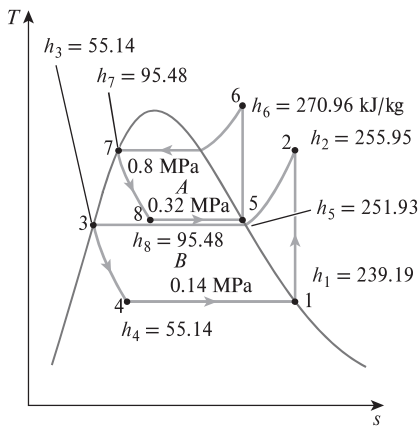


FIGURA 11-13

Diagrama T-s del ciclo de refrigeración en cascada descrito en el ejemplo 11-4.

SOLUCIÓN Se considera un sistema de refrigeración en cascada de dos etapas que opera entre los límites de presión especificados. Se determinarán el flujo másico del refrigerante en el ciclo inferior, la tasa de refrigeración, la entrada de potencia y el COP.

Suposiciones 1 Existen condiciones estacionarias de operación. 2 Los cambios en las energías cinética y potencial son despreciables. 3 El intercambiador de calor es adiabático.

Propiedades Las entalpías del refrigerante en los ocho estados se determinan de las tablas del refrigerante y se indican en el diagrama T-s.

Análisis El ciclo de refrigeración se muestra en un diagrama T-s en la figura 11-13. El ciclo superior está marcado como A y el inferior como ciclo B. Para ambos ciclos, el refrigerante sale del condensador como un líquido saturado y entra al compresor como un vapor saturado.

a) El flujo másico del refrigerante en el ciclo inferior se encuentra a partir del balance de energía de flujo estacionario en el intercambiador de calor,

$$\begin{aligned} \dot{E}_{\text{salida}} &= \dot{E}_{\text{entrada}} \longrightarrow \dot{m}_A h_5 + \dot{m}_B h_3 = \dot{m}_A h_8 + \dot{m}_B h_2 \\ \dot{m}_A (h_5 - h_8) &= \dot{m}_B (h_2 - h_3) \\ (0.05 \text{ kg/s}) [(251.93 - 95.48) \text{ kJ/kg}] &= \dot{m}_B [(255.95 - 55.14) \text{ kJ/kg}] \\ \dot{m}_B &= 0.0390 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

b) La tasa de calor extraído por el ciclo en cascada es la tasa de absorción de calor en el evaporador de la etapa inferior. La entrada de potencia en un ciclo en cascada es la suma de las entradas de potencia en todos los compresores:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_L &= \dot{m}_B(h_1 - h_4) = (0.0390 \text{ kg/s})[(239.19 - 55.14) \text{ kJ/kg}] = 7.18 \text{ kW} \\ \dot{W}_{\text{entrada}} &= \dot{W}_{\text{compresor I, entrada}} + \dot{W}_{\text{compresor II, entrada}} = \dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1) \\ &= (0.05 \text{ kg/s})[(270.96 - 251.93) \text{ kJ/kg}] \\ &\quad + (0.039 \text{ kg/s})[(255.95 - 239.19) \text{ kJ/kg}] \\ &= 1.61 \text{ kW}\end{aligned}$$

c) El COP de un sistema de refrigeración es la relación entre la carga de refrigeración y la entrada neta de potencia:

$$\text{COP}_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{neto, entrada}}} = \frac{7.18 \text{ kW}}{1.61 \text{ kW}} = 4.46$$

Comentario Este problema fue examinado en el ejemplo 11-1 para un sistema de refrigeración de una sola etapa. Observe que el COP del sistema de refrigeración aumenta de 3.97 a 4.46 como resultado de las etapas en cascada. El COP de un sistema se incrementa aún más si aumenta más el número de etapas en cascada.

Sistemas de refrigeración por compresión de múltiples etapas

Cuando el fluido utilizado por todo el sistema de refrigeración en cascada es el mismo, el intercambiador de calor entre las etapas puede sustituirse por una cámara de mezclado (llamada *cámara de vaporización instantánea*), puesto que tiene mejores características de transferencia de calor. A dichos sistemas se les denomina **sistemas de refrigeración por compresión de múltiples etapas**. Un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas se muestra en la figura 11-14.

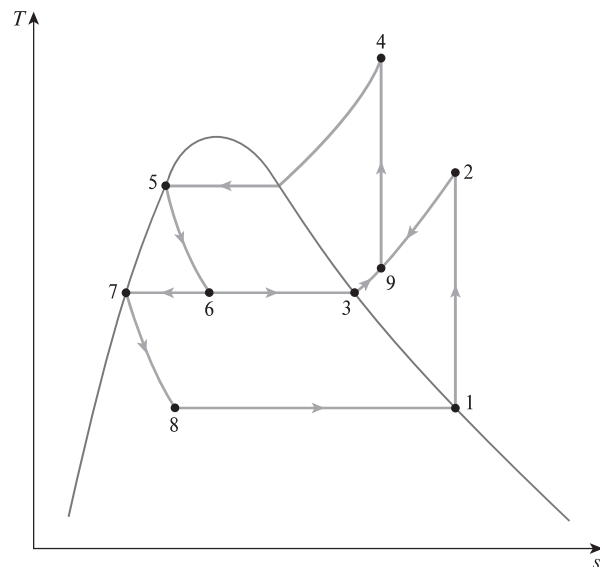
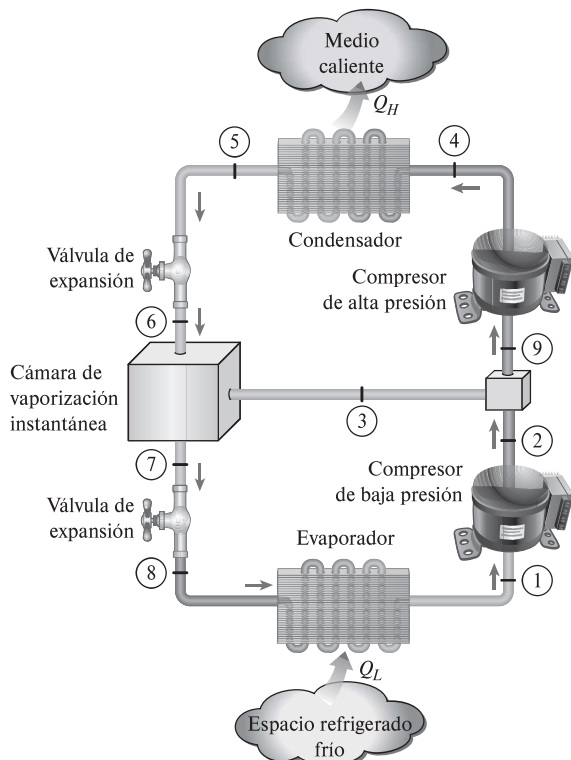


FIGURA 11-14

Un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas con una cámara de vaporización instantánea.

En este sistema, el refrigerante líquido se expande en la primera válvula de expansión hasta la presión de la cámara de vaporización instantánea, que es la misma que la presión entre las etapas del compresor. Parte del líquido se evapora durante este proceso. Este vapor saturado (estado 3) se mezcla con el vapor sobrecalentado del compresor de baja presión (estado 2), y la mezcla entra al compresor de presión alta en el estado 9. Esto es, en esencia, un proceso de regeneración. El líquido saturado (estado 7) se expande a través de la segunda válvula de expansión hacia el evaporador, donde recoge calor del espacio refrigerado.

El proceso de compresión en este sistema es similar a una compresión de dos etapas con interenfriamiento, y el trabajo del compresor disminuye. Debe tenerse cuidado en las interpretaciones de las áreas en el diagrama $T-s$ en este caso, dado que los flujos másicos son diferentes en las distintas fases del ciclo.

EJEMPLO 11-5 Un ciclo de refrigeración de dos etapas con una cámara de vaporización instantánea

Considere un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas que opera en los límites de presión de 0.8 y 0.14 MPa. El fluido de trabajo es el refrigerante 134a. El refrigerante sale del condensador como un líquido saturado y es estrangulado hacia una cámara de vaporización instantánea que opera a 0.32 MPa. Parte del refrigerante se evapora durante este proceso de vaporización instantánea, y este vapor se mezcla con el refrigerante que sale del compresor de baja presión. La mezcla se comprime luego hasta la presión del condensador mediante el compresor de alta presión. El líquido en la cámara de vaporización instantánea se estrangula hasta la presión del evaporador y enfría el espacio refrigerado cuando se evapora en el evaporador. Suponiendo que el refrigerante sale del evaporador como un vapor saturado y que ambos compresores son isentrópicos, determine *a*) la fracción del refrigerante que se evapora cuando se estrangula hacia la cámara de vaporización instantánea, *b*) la cantidad de calor extraído del espacio refrigerado y el trabajo del compresor por unidad de masa del refrigerante que circula a través del condensador y *c*) el coeficiente de desempeño.

SOLUCIÓN Se considera un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas que opera en los límites de presión especificados. Se determinarán la fracción del refrigerante que se evapora en la cámara de vaporización instantánea, el calor extraído, la entrada de trabajo por unidad de masa y el COP.

Suposiciones 1 Existen condiciones estacionarias de operación. 2 Los cambios en las energías cinética y potencial son despreciables. 3 La cámara de vaporización instantánea es adiabática.

Propiedades Las entalpías del refrigerante en diversos estados se determinan a partir de las tablas de refrigerante y se indican sobre el diagrama $T-s$.

Análisis El ciclo de refrigeración se muestra en un diagrama $T-s$ en la figura 11-15. Observe que el refrigerante deja al condensador como líquido saturado y entra al compresor de presión baja como vapor saturado.

a) La fracción del refrigerante que se evapora cuando se estrangula en dirección a la cámara de vaporización instantánea es simplemente la calidad en el estado 6, esto es

$$x_6 = \frac{h_6 - h_f}{h_{fg}} = \frac{95.48 - 55.14}{196.78} = 0.2050$$

b) La cantidad de calor removido del espacio refrigerado y la entrada de trabajo del compresor por unidad de masa de refrigerante que circula a través del condensador son

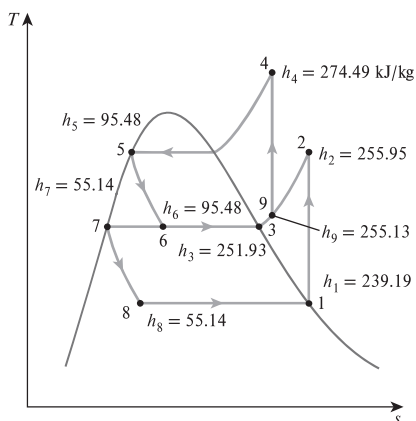


FIGURA 11-15

Diagrama $T-s$ de un ciclo de refrigeración por compresión de dos etapas descrito en el ejemplo 11-5.

$$q_L = (1 - x_6)(h_1 - h_8)$$

$$= (1 - 0.2050)[(239.19 - 55.14) \text{ kJ/kg}] = 146.3 \text{ kJ/kg}$$

y

$$w_{\text{entrada}} = w_{\text{compresor I, entrada}} + w_{\text{compresor II, entrada}} = (1 - x_6)(h_2 - h_1) + (1)(h_4 - h_3)$$

La entalpía en el estado 9 se determina a partir del balance de energía de la cámara de mezclado,

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

$$(1)h_9 = x_6h_3 + (1 - x_6)h_2$$

$$h_9 = (0.2050)(251.93) + (1 - 0.2050)(255.95) = 255.13 \text{ kJ/kg}$$

Además, $s_9 = 0.9417 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$. De modo que la entalpía en el estado 4 (0.8 MPa, $s_4 = s_9$) es $h_4 = 274.49 \text{ kJ/kg}$. Al sustituir

$$w_{\text{entrada}} = (1 - 0.2050)[(255.95 - 239.19) \text{ kJ/kg}] + (274.49 - 255.13) \text{ kJ/kg}$$

$$= 32.68 \text{ kJ/kg}$$

c) El coeficiente de desempeño se determina por

$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{w_{\text{entrada}}} = \frac{146.3 \text{ kJ/kg}}{32.68 \text{ kJ/kg}} = 4.48$$

Comentario Este problema se resolvió en el ejemplo 11-1 para un sistema de refrigeración de una sola etapa ($\text{COP} = 3.97$) y en el ejemplo 11-4 para un sistema de refrigeración en cascada de dos etapas ($\text{COP} = 4.46$). Observe que el COP de un sistema de refrigeración aumenta de manera considerable respecto de la compresión de una sola etapa, pero no cambia en lo que se refiere a la compresión en cascada de dos etapas.

Sistemas de refrigeración de propósito múltiple con un solo compresor

Algunas aplicaciones requieren refrigeración a más de una temperatura. Esto puede lograrse utilizando una válvula de estrangulamiento independiente y un compresor por separado para cada evaporador que opere a temperaturas diferentes. Sin embargo, un sistema de esas características será voluminoso y quizá antieconómico. Un planteamiento más práctico y económico sería enviar todos los flujos de salida de los evaporadores a un solo compresor, y dejar que éste maneje el proceso de compresión para el sistema completo.

Considere, por ejemplo, una unidad ordinaria de congelador-refrigerador. Un esquema simplificado de la unidad y el diagrama T - s del ciclo se presentan en la figura 11-16. La mayor parte de los alimentos refrigerados tienen un alto contenido de agua y el espacio refrigerado debe mantenerse arriba del punto de congelación para evitar el congelamiento. El compartimiento del congelador, sin embargo, se mantiene a casi -18°C . Por consiguiente, el refrigerante debe entrar al congelador a -25°C para tener una transferencia de calor a una tasa razonable en el congelador. Si se usara una sola válvula de expansión y un evaporador, el refrigerante tendría que circular en ambos compartimientos a casi -25°C , lo que provocaría la formación de hielo en la vecindad de los serpentines del evaporador, y la deshidratación del producto. Este problema se elimina estrangulando el refrigerante a una presión más alta (y en consecuencia, la temperatura) para su uso en el espacio refrigerado, y después estrangulándolo hasta la presión mínima cuando se utilice en el congelador. La totalidad del

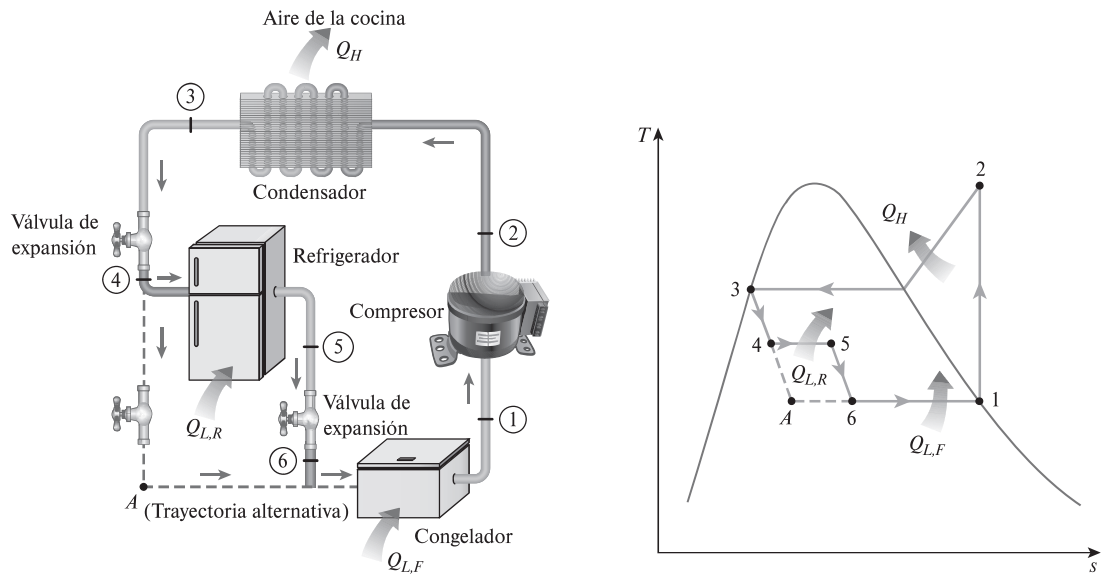


FIGURA 11-16

Esquema y diagrama T - s para una unidad de refrigerador-congelador con un compresor.

refrigerante que sale del compartimiento del congelador se comprime después con un solo compresor hasta la presión del condensador.

Licuefacción de gases

La licuefacción de gases siempre ha sido un área importante de la refrigeración, pues muchos procesos científicos y de ingeniería a temperaturas criogénicas (temperaturas por debajo de -100 °C) dependen de gases licuados. Algunos ejemplos son la separación del oxígeno y del nitrógeno del aire, la preparación de propulsores líquidos para cohetes, el estudio de propiedades de materiales a bajas temperaturas, y el estudio de algunos fenómenos interesantes como la superconductividad.

A temperaturas superiores al valor del punto crítico, una sustancia existe únicamente en la fase gaseosa. Las temperaturas críticas del helio, hidrógeno y nitrógeno (tres gases licuados que se usan comúnmente) son -268 , -240 y -147 °C , respectivamente. Por lo tanto, ninguna de estas sustancias existirá en forma líquida en condiciones atmosféricas. Además, las bajas temperaturas de esta magnitud no se obtienen con técnicas ordinarias de refrigeración. Entonces, la pregunta que necesita responderse en la licuefacción de gases es: *¿Cómo puede reducirse la temperatura de un gas por debajo de su valor de punto crítico?*

Varios ciclos, algunos complejos y otros sencillos, se utilizan con buenos resultados en la licuefacción de gases. Enseguida se analiza el ciclo Linde-Hampson que se representa de manera esquemática y en un diagrama T - s en la figura 11-17.

El gas de reposición se mezcla con la parte no condensada del gas del ciclo previo, y la mezcla en el estado 2 se comprime mediante un compresor de múltiples etapas hasta el estado 3. El proceso de compresión se acerca a un proceso isotérmico debido al interenfriamiento. El gas de alta presión se enfría en un enfriador posterior con un medio de enfriamiento o con un sistema de refrigeración externo independiente hasta el estado 4. El gas se enfría todavía más en un intercambiador de calor a contraflujo regenerativo por medio de una parte

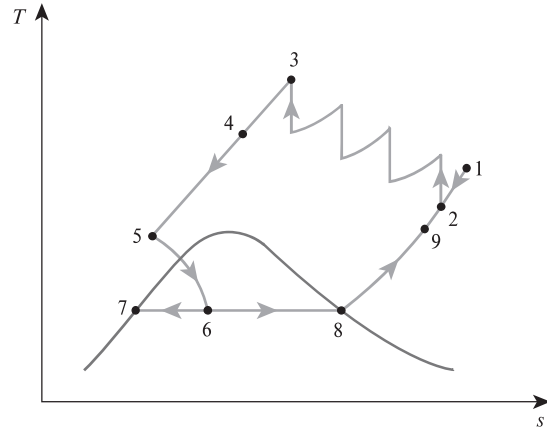
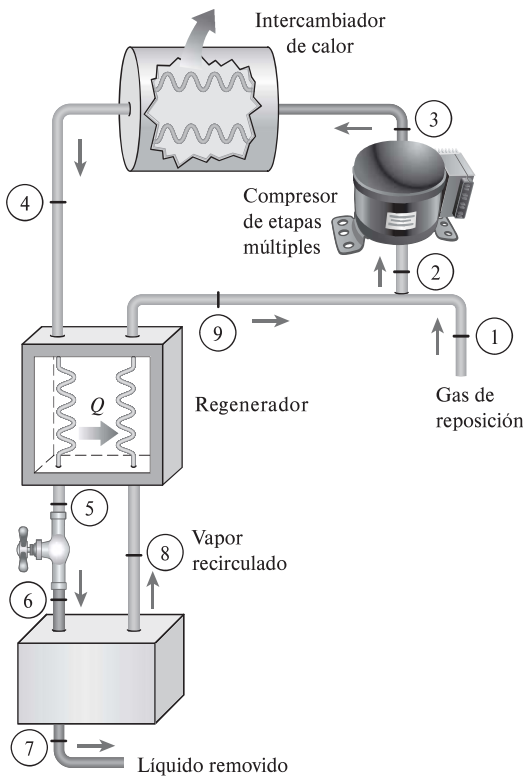


FIGURA 11-17
Sistema Linde-Hampson para la licuefacción de gases.

no condensada del gas del ciclo previo hasta el estado 5, y se estrangula hasta el estado 6, el cual es un estado de vapor húmedo. El líquido (estado 7) se colecta como el producto deseado, y el vapor (estado 8) se envía al regenerador a enfriar el gas de alta presión que se aproxima a la válvula de estrangulamiento. Por último, el gas se mezcla con gas fresco de reposición, y el ciclo se repite.

Éste y otros ciclos de refrigeración empleados en la licuefacción de gases, también se utilizan para la solidificación de gases.

11-9 ■ CICLOS DE REFRIGERACIÓN DE GAS

Según se explicó en la sección 11-2, el ciclo de Carnot (el estándar de comparación para los ciclos de potencia) y el ciclo invertido de Carnot (el estándar de comparación para los ciclos de refrigeración) son idénticos, excepto porque el ciclo invertido de Carnot opera en la dirección contraria. Esto sugiere que los ciclos de potencia estudiados en los capítulos anteriores pueden utilizarse como ciclos de refrigeración por medio de una simple reversión. De hecho, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor es en esencia un ciclo Rankine modificado que opera a la inversa. Otro ejemplo es el ciclo invertido Stirling, que es el ciclo con base en el cual operan los refrigeradores Stirling. En esta sección, se analiza el *ciclo invertido Brayton*, mejor conocido como el **ciclo de refrigeración de gas**.

Considere el ciclo de refrigeración de gas que se muestra en la figura 11-18. Los alrededores están a T_0 y el espacio refrigerado se va a mantener a T_L . El gas se comprime durante el proceso 1-2. El gas a presión y temperatura altas en el estado 2 se enfría después a presión constante hasta T_0 al rechazar calor hacia los alrededores. Esto es seguido por un proceso de expansión en una turbina, durante el cual la temperatura del gas disminuye hasta T_4 . (¿Es posible

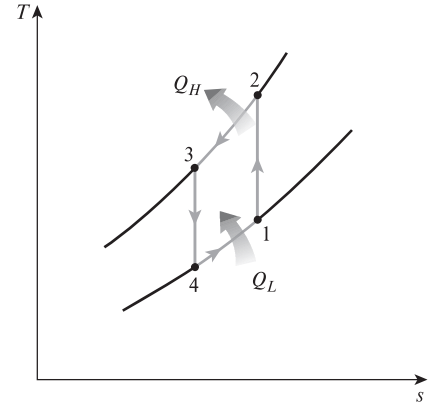
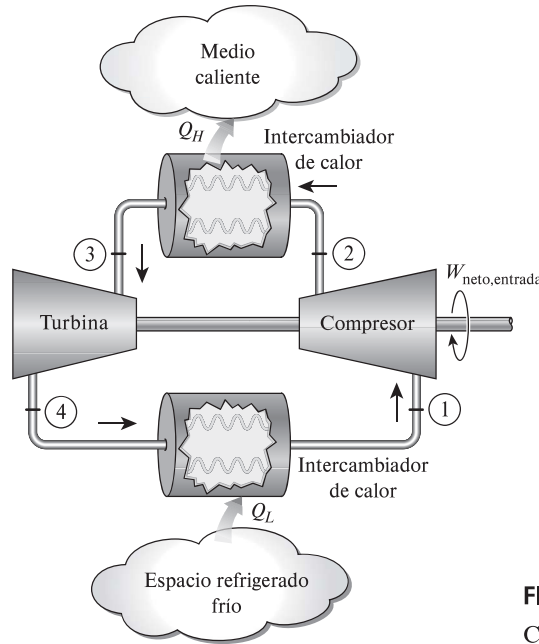


FIGURA 11-18
Ciclo simple de refrigeración de gas.

lograr el efecto de enfriamiento con una válvula de estrangulamiento en lugar de una turbina?) Por último, el gas frío absorbe calor del espacio refrigerado hasta que su temperatura se eleva hasta T_1 .

Todos los procesos descritos son internamente reversibles, y el ciclo ejecutado es el ciclo *ideal* de refrigeración de gas. En los ciclos reales de refrigeración de gas, los procesos de compresión y expansión se desviarán de los isentrópicos, y T_3 será más alta que T_0 a menos que el intercambiador de calor sea infinitamente largo.

En un diagrama T - s , el área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor removido del espacio refrigerado; el área encerrada 1-2-3-4-1 representa la entrada neta de trabajo. La relación de estas áreas es el COP para el ciclo, que se expresa como

$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{w_{\text{neto,entrada}}} = \frac{q_L}{w_{\text{compresor,entrada}} - w_{\text{turbina,salida}}} \quad (11-26)$$

donde

$$\begin{aligned} q_L &= h_1 - h_4 \\ w_{\text{turbina,salida}} &= h_3 - h_4 \\ w_{\text{compresor,entrada}} &= h_2 - h_1 \end{aligned}$$

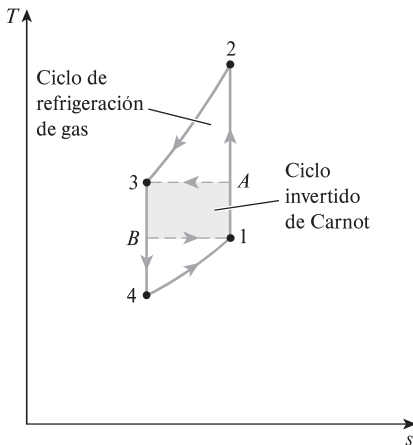


FIGURA 11-19
Un ciclo de Carnot invertido produce más refrigeración (área bajo B1) con menos entrada de trabajo (área 1A3B).

El ciclo de refrigeración de gas se desvía del ciclo de Carnot invertido debido a que los procesos de transferencia de calor no son isotérmicos. De hecho, la temperatura del gas varía de manera considerable durante el proceso de transferencia de calor. En consecuencia, los ciclos de refrigeración de gas tienen COP menores respecto de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor o con relación al ciclo de Carnot invertido. Esto también se deduce del diagrama T - s en la figura 11-19. El ciclo de Carnot invertido consume una fracción del trabajo neto (área rectangular 1A3B), pero produce una cantidad mayor de refrigeración (área triangular bajo B1).

A pesar de su bajo COP, los ciclos de refrigeración de gas tienen dos características deseables: incluyen componentes simples más ligeros (que los hacen adecuados para el enfriamiento de aviones) y pueden incorporar regeneración (por lo que son adecuados en la licuefacción de gases y en las aplicaciones criogénicas). Un sistema de enfriamiento de avión, que opera en un ciclo abierto, se muestra en la figura 11-20. El aire atmosférico se comprime por medio de un compresor, se enfría mediante el aire circundante y se expande en una turbina. El aire frío que sale de la turbina es dirigido después a la cabina.

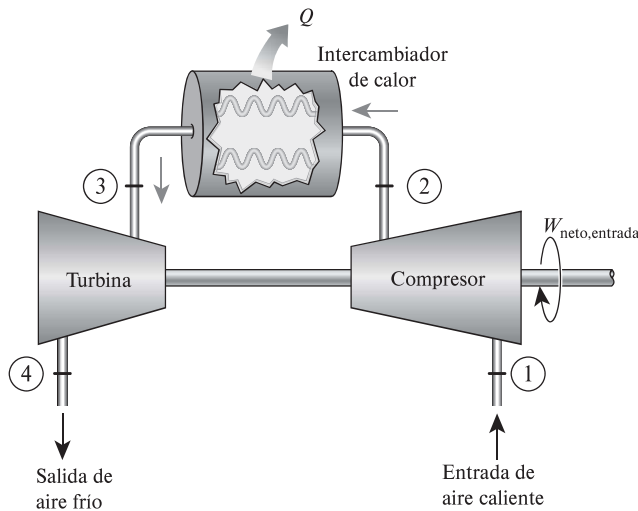


FIGURA 11-20
Un sistema de enfriamiento de ciclo abierto de un avión.

El ciclo regenerativo de gas se ilustra en la figura 11-21. El enfriamiento regenerativo se logra al insertar un intercambiador de calor a contraflujo dentro del ciclo. Sin regeneración, la temperatura de entrada más baja de la turbina es T_0 , la temperatura de los alrededores o de cualquier otro medio de enfriamiento. Con regeneración, el gas de alta presión se enfría aún más hasta T_4 antes de expandirse en la turbina. La disminución de la temperatura de entrada de la turbina reduce automáticamente la temperatura de salida de la misma, que es la temperatura mínima en el ciclo. Es posible conseguir temperaturas muy bajas cuando este proceso se repite.

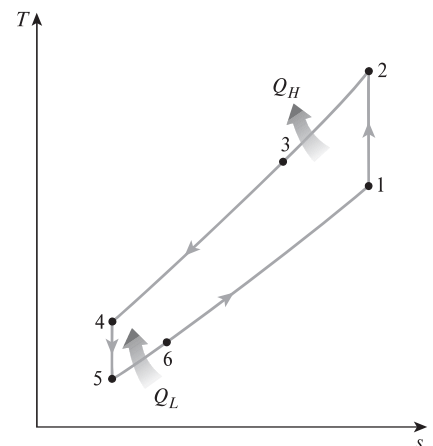
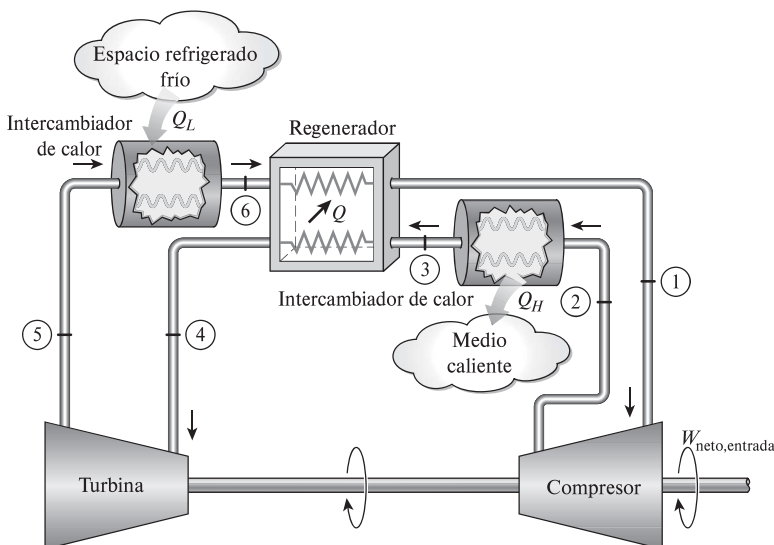


FIGURA 11-21
Ciclo de refrigeración de gas con regeneración.

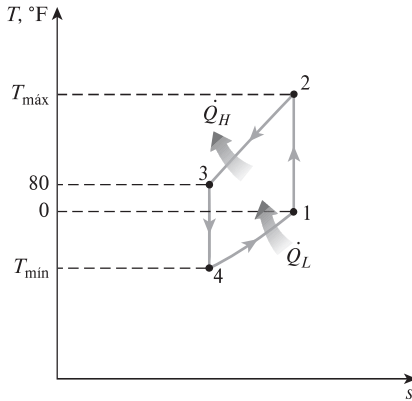


FIGURA 11-22

Diagrama T - s del ciclo ideal de refrigeración de gas descrito en el ejemplo 11-6.

EJEMPLO 11-6 El ciclo simple de refrigeración de un gas ideal

Un ciclo de refrigeración de gas ideal que usa aire como medio de trabajo, va a mantener un espacio refrigerado en 0°F mientras rechaza calor hacia los alrededores a 80°F . La relación de presión del compresor es 4. Determine *a*) las temperaturas máxima y mínima en el ciclo, *b*) el coeficiente de desempeño y *c*) la tasa de refrigeración para un flujo másico de 0.1 lbm/s .

SOLUCIÓN Se trabaja con ciclo de refrigeración de gas ideal que usa aire como medio de trabajo. Se determinarán las temperaturas máxima y mínima, el COP y la tasa de refrigeración.

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

Análisis El diagrama T - s del ciclo se muestra en la figura 11-22. Observe que se trata de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de gas, y en consecuencia, tanto la turbina como el compresor son isentrópicos y el aire es enfriado a temperatura ambiente antes de entrar a la turbina.

a) Las temperaturas máxima y mínima en el ciclo se determinan a partir de las relaciones isentrópicas de gases ideales para los procesos de compresión y de expansión. A partir de la tabla A-17E,

$$T_1 = 460\text{ R} \longrightarrow h_1 = 109.90\text{ Btu/lbm} \quad \text{y} \quad P_{r1} = 0.7913$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = (4)(0.7913) = 3.165 \longrightarrow \begin{cases} h_2 = 163.5\text{ Btu/lbm} \\ T_2 = 683\text{ R (o } 223^\circ\text{F)} \end{cases}$$

$$T_3 = 540\text{ R} \longrightarrow h_3 = 129.06\text{ Btu/lbm} \quad \text{y} \quad P_{r3} = 1.3860$$

$$P_{r4} = \frac{P_4}{P_3} P_{r3} = (0.25)(1.386) = 0.3465 \longrightarrow \begin{cases} h_4 = 86.7\text{ Btu/lbm} \\ T_4 = 363\text{ R (o } -97^\circ\text{F)} \end{cases}$$

Por lo tanto, las temperaturas más altas y más bajas en el ciclo son 223 y -97°F , respectivamente.

b) El COP de este ciclo de refrigeración de un gas ideal es

$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{w_{\text{neto,entrada}}} = \frac{q_L}{w_{\text{compresor,entrada}} - w_{\text{turbina,salida}}}$$

donde

$$q_L = h_1 - h_4 = 109.9 - 86.7 = 23.2\text{ Btu/lbm}$$

$$w_{\text{turbina,salida}} = h_3 - h_4 = 129.06 - 86.7 = 42.36\text{ Btu/lbm}$$

$$w_{\text{compresor,entrada}} = h_2 - h_1 = 163.5 - 109.9 = 53.6\text{ Btu/lbm}$$

Por lo tanto,

$$\text{COP}_R = \frac{23.2}{53.6 - 42.36} = 2.06$$

c) La tasa de refrigeración es

$$\dot{Q}_{\text{refrigerante}} = \dot{m}(q_L) = (0.1\text{ lbm/s})(23.2\text{ Btu/lbm}) = 2.32\text{ Btu/s}$$

Comentario Vale la pena señalar que un ciclo ideal por compresión de vapor que trabaje bajo condiciones similares tendría un COP mayor que 3.

11-10 ■ SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Otra forma de refrigeración que tiene un atractivo económico cuando se tiene una fuente de energía térmica barata a una temperatura de 100 a 200°C , es la

refrigeración por absorción. Algunos ejemplos de fuentes de energía térmica barata incluyen la energía geotérmica, la solar, el calor residual de centrales de cogeneración o de vapor de proceso, e incluso el gas natural cuando está disponible a un precio relativamente bajo.

Como su nombre lo indica, los sistemas de refrigeración por absorción implican la absorción de un *refrigerante* por un *medio de transporte*. El sistema de refrigeración por absorción más utilizado es el sistema de amoníaco-agua, donde el amoníaco (NH_3) sirve como el refrigerante y el agua (H_2O) es el medio de transporte. Otros sistemas de refrigeración por absorción son los de agua-bromuro de litio y el de agua-cloruro de litio, en los que el agua sirve como refrigerante. Los últimos dos sistemas están limitados a aplicaciones como el acondicionamiento de aire, en las que la temperatura mínima queda por arriba del punto de congelación del agua.

Para comprender los principios básicos que implica la refrigeración por absorción, se examina el sistema $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ que se muestra en la figura 11-23. La máquina de refrigeración de amoníaco-agua fue patentada por el francés Ferdinand Carre en 1859. En unos cuantos años, las máquinas basadas en este principio se empezaron a construir en Estados Unidos, principalmente para fabricar hielo y almacenar alimentos. Se puede observar inmediatamente a partir de la figura que este sistema es muy similar al sistema por compresión de vapor, excepto que el compresor se ha sustituido por un complicado mecanismo de absorción compuesto por un absorbedor, una bomba, un generador, un regenerador, una válvula y un rectificador. Una vez que la presión del NH_3 es elevada por los componentes presentados en la figura 11-23 dentro del rectángulo punteado (esto es lo único que tienen que hacer), el amoníaco se enfría y se condensa en el condensador, liberando calor hacia los alrededores; se estrangula hasta la presión del evaporador y absorbe calor del espacio refrigerado cuando fluye a través del evaporador. Así que no hay nada nuevo. A continuación se indica lo que sucede dentro del rectángulo punteado:

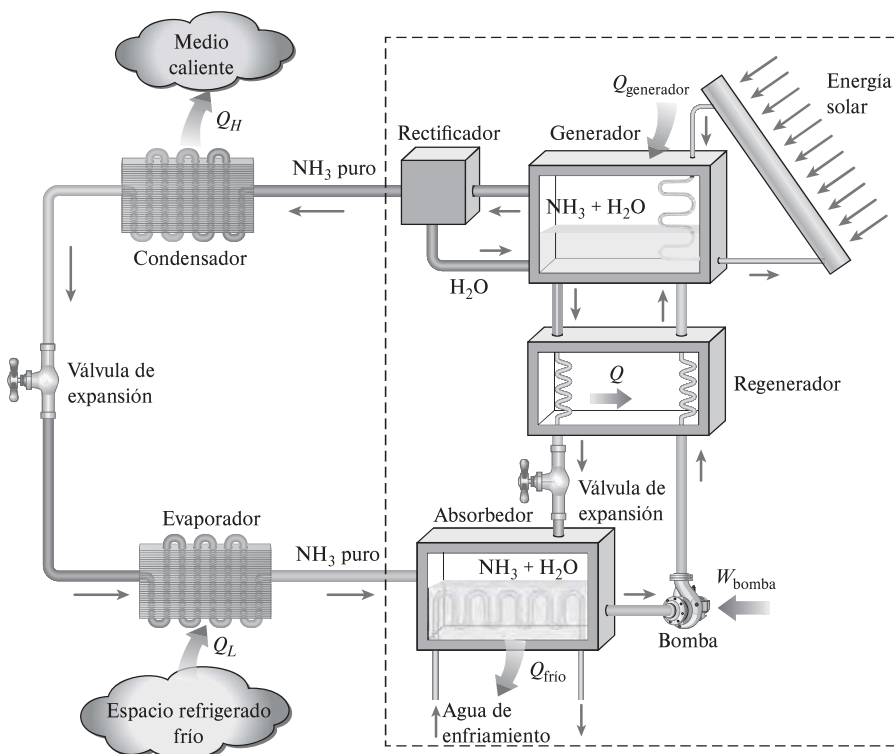


FIGURA 11-23

Ciclo de refrigeración por absorción de amoníaco.

El vapor de amoníaco sale del evaporador y entra al absorbedor, donde se disuelve y tiene una reacción química con el agua para formar $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$. Ésta es una reacción exotérmica; por ello el calor se libera durante este proceso. La cantidad de NH_3 que puede disolverse en H_2O es inversamente proporcional a la temperatura. Por consiguiente, es necesario enfriar el absorbedor para mantener su temperatura lo más baja posible y, por ende, para maximizar la cantidad de NH_3 disuelto en el agua. La solución líquida $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$, que es rica en NH_3 , se bombea luego al generador. El calor se transfiere a la solución desde una fuente para evaporar una parte de la solución. El vapor, que es rico en NH_3 pasa por un rectificador, que separa el agua y la regresa al generador. El vapor de NH_3 puro de alta presión continúa luego su trayecto por el resto del ciclo. La solución caliente $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$, pobre en NH_3 , pasa después por un regenerador, donde transfiere una parte de su calor a la solución enriquecida que sale de la bomba, y se estrangula hasta la presión del absorbedor.

Comparados con los sistemas por compresión de vapor, los sistemas de refrigeración por absorción presentan una ventaja importante: se comprime un líquido en vez de un vapor. El trabajo del flujo estacionario es proporcional al volumen específico, por lo que la entrada de trabajo en los sistemas de refrigeración por absorción es muy pequeña (del orden de 1 por ciento del calor suministrado al generador) y se desprecia a menudo en el análisis del ciclo. La operación de estos sistemas se basa en la transferencia de calor de una fuente externa. Por consiguiente, los sistemas de refrigeración por absorción son clasificados a menudo como *sistemas accionados por calor*.

Los sistemas de refrigeración por absorción son mucho más costosos que los sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Son más complejos y ocupan más espacio, son mucho menos eficientes, por lo tanto requieren torres de enfriamiento mucho más grandes para liberar el calor residual, y su mantenimiento es más difícil dado que son poco comunes. Así, los sistemas de refrigeración por absorción deberían considerarse sólo cuando el costo unitario de la energía térmica sea bajo y se proyecte permanecer bajo en comparación con la electricidad. Los sistemas de refrigeración por absorción se utilizan principalmente en grandes instalaciones comerciales e industriales.

El COP de sistemas de refrigeración por absorción se define como

$$\text{COP}_{\text{absorción}} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{generador}} + W_{\text{bomba}}} \cong \frac{Q_L}{Q_{\text{generador}}} \quad (11-27)$$

El COP máximo de un sistema de refrigeración por absorción se determina suponiendo que el ciclo completo es totalmente reversible (es decir, el ciclo no incluye irreversibilidades ni ninguna transferencia de calor debido a una diferencia finita de temperatura). El sistema de refrigeración sería reversible si el calor de la fuente ($Q_{\text{generador}}$) se transfiriera a una máquina térmica de Carnot, y la salida de trabajo de esta máquina térmica ($W = \eta_{\text{tér,rev}} Q_{\text{generador}}$) se suministrara a un refrigerador de Carnot para extraer calor de un espacio refrigerado. Observe que $Q_L = W \times \text{COP}_{\text{R,rev}} = \eta_{\text{tér,rev}} Q_{\text{generador}} \text{COP}_{\text{R,rev}}$. Entonces, el COP total de un sistema de refrigeración por absorción en condiciones reversibles es (Fig. 11-24)

$$\text{COP}_{\text{rev,absorc}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{generador}}} = \eta_{\text{tér,rev}} \text{COP}_{\text{R,rev}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) \quad (11-28)$$

donde T_L , T_0 y T_s son las temperaturas termodinámicas del espacio refrigerado, el ambiente y la fuente de calor, respectivamente. Cualquier sistema de refrigeración por absorción que reciba calor de una fuente a T_s y extraiga calor del espacio refrigerado a T_L mientras opera en un ambiente a T_0 tendrá un COP menor

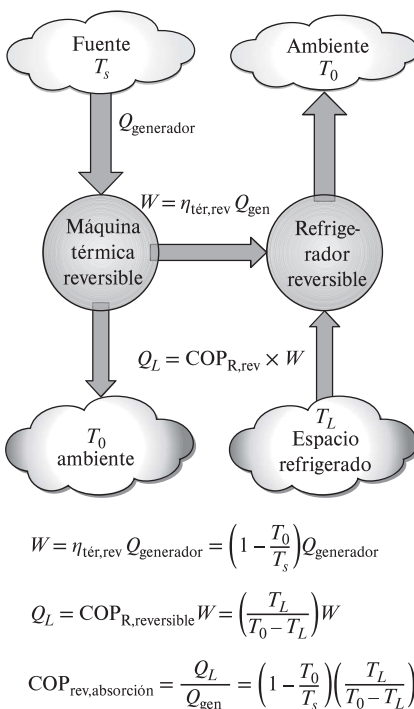


FIGURA 11-24

Determinación del COP máximo de un sistema de refrigeración por absorción.

que aquel determinado a partir de la ecuación 11-28. Por ejemplo, cuando la fuente está a 120 °C, el espacio refrigerado está a 210 °C y el ambiente se encuentra a 25 °C, el máximo COP que un sistema de refrigeración por absorción puede tener es 1.8. El COP de sistemas de refrigeración por absorción reales por lo común es menor que 1.

Los sistemas de acondicionamiento de aire basados en la refrigeración por absorción, llamados *enfriadores por absorción*, se desempeñan mejor cuando la fuente de calor puede suministrar calor a una temperatura elevada con poca caída de temperatura. Los enfriadores por absorción generalmente están diseñados para una temperatura de entrada de 116 °C (240 °F). Ellos funcionan a temperaturas más bajas, pero su capacidad de enfriamiento disminuye abruptamente con la disminución de la temperatura de la fuente, aproximadamente 12.5 por ciento por cada 6 °C (10 °F) de reducción en la temperatura de la fuente. Por ejemplo, la capacidad caerá a 50 por ciento cuando la temperatura del agua de suministro baje a 93 °C (200 °F). En este caso, uno necesita duplicar el tamaño (y por consiguiente, los costos) del enfriador para lograr el mismo enfriamiento. El COP del enfriador común se ve menos afectado por el descenso de la temperatura de la fuente. El COP cae un 2.5 por ciento por cada 6 °C (10 °F) de disminución en la temperatura de la fuente. El COP nominal de un enfriador por absorción de una sola etapa a 116 °C (240 °F) es de 0.65 a 0.70. En consecuencia, por cada tonelada de refrigeración se requerirá una entrada de calor de $(12\,000 \text{ Btu/h})/0.65 = 18\,460 \text{ Btu/h}$. A una temperatura de 88 °C (190 °F), el COP caerá en 12.5 por ciento y, por lo tanto, la entrada de calor aumentará en 12.5 por ciento para el mismo efecto de enfriamiento. En consecuencia, se deben evaluar con cuidado los aspectos económicos antes de optar por cualquier sistema de refrigeración por absorción, de manera especial cuando la temperatura de la fuente esté por abajo de los 93 °C (200 °F).

Otro sistema de refrigeración por absorción, bastante popular entre los aficionados al campismo, es un sistema activado con propano, inventado por dos estudiantes universitarios suecos. En este sistema la bomba se reemplaza por un tercer fluido (hidrógeno), que hace que la unidad sea en verdad portátil.

EJEMPLO 11-7 Refrigerador por absorción reversible

Un refrigerador por absorción reversible se compone de una máquina térmica reversible y un refrigerador reversible (Fig. 11-25). El sistema extrae calor del espacio enfriado a -15 °C a razón de 70 kW. El refrigerador opera en un ambiente a 25 °C . Si el calor se suministra al ciclo mediante la condensación de vapor saturado a 150 °C , determine *a*) la tasa a la cual el vapor se condensa y *b*) la entrada de potencia al refrigerador reversible. *c*) Si un enfriador por absorción real a los mismos límites de temperatura tiene un COP de 0.8, determine la eficiencia de la segunda ley de este enfriador.

SOLUCIÓN Un refrigerador por absorción reversible se compone de una máquina térmica reversible y un refrigerador reversible. Se van a determinar la tasa a la cual el vapor se condensa, la entrada de potencia al refrigerador reversible, y la eficiencia de la segunda ley de un enfriador real.

Propiedades La entalpía de vaporización del agua a 150 °C es $h_{fg} = 2\,113.8 \text{ kJ/kg}$ (Tabla A-4).

Análisis *a*) La eficiencia térmica de la máquina reversible es

$$\eta_{\text{tér.m.,rev}} = 1 - \frac{T_0}{T_s} = 1 - \frac{(25 + 273.15) \text{ K}}{(150 + 273.15) \text{ K}} = 0.2954$$

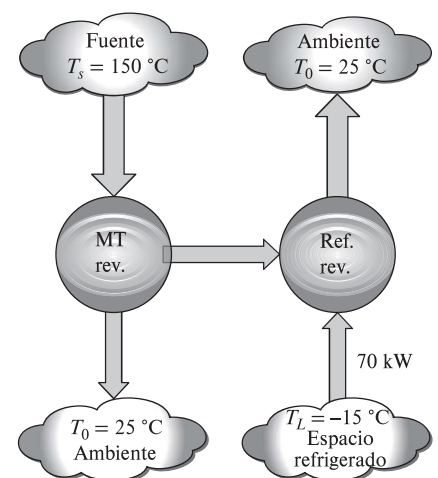


FIGURA 11-25
Esquema para el ejemplo 11-7.

El COP del refrigerador reversible es

$$\text{COP}_{R,\text{rev}} = \frac{T_L}{T_0 - T_L} = \frac{(-15 + 273.15) \text{ K}}{(25 + 273.15 \text{ K}) - (-15 + 273.15 \text{ K})} = 6.454$$

El COP del refrigerador por absorción reversible es

$$\text{COP}_{\text{abs,rev}} = X_{\text{tér,rev}} \text{COP}_{R,\text{rev}} = (0.2954)(6.454) = 1.906$$

La entrada de calor a la máquina térmica reversible es

$$\dot{Q}_{\text{ent}} = \frac{\dot{Q}_L}{\text{COP}_{\text{abs,rev}}} = \frac{70 \text{ kW}}{1.906} = 36.72 \text{ kW}$$

Entonces, la tasa a la cual el vapor se condensa es

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{Q}_{\text{ent}}}{h_{\text{fg}}} = \frac{36.72 \text{ kJ/s}}{2113.8 \text{ kJ/kg}} = 0.0174 \text{ kg/s}$$

b) La entrada de potencia al refrigerador es igual a la salida de potencia de la máquina térmica

$$\dot{W}_{\text{ent,R}} = \dot{W}_{\text{MT,sal}} = X_{\text{tér,rev}} \dot{Q}_{\text{ent}} = (0.2954)(36.72 \text{ kW}) = 10.9 \text{ kW}$$

c) La eficiencia de la segunda ley de un enfriador por absorción real con un COP de 0.8 es

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{COP}_{\text{real}}}{\text{COP}_{\text{abs,rev}}} = \frac{0.8}{1.906} = 0.420 \text{ o } 42.0\%$$

Comentario Los COP de sistemas de refrigeración por absorción, por lo general son bajos y sus eficiencias de la segunda ley por lo general son altas en comparación con los sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Véanse los valores en los ejemplos 11-3 y 11.7.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL*

Sistemas termoeléctricos de generación de potencia y refrigeración

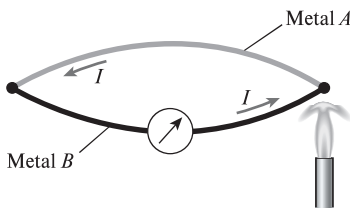


FIGURA 11-26

Cuando una de las uniones de dos metales diferentes se calienta, fluye una corriente I por el circuito cerrado.

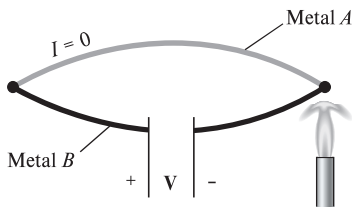


FIGURA 11-27

Cuando se rompe un circuito termoeléctrico, se genera una diferencia de potencial.

Todos los sistemas de refrigeración estudiados antes incluyen muchas partes móviles y componentes voluminosos y complejos. Por ello, la siguiente pregunta viene a la mente: ¿Es necesario que un sistema de refrigeración sea tan complicado? ¿Será factible lograr el mismo efecto de una manera más directa? La respuesta a estas preguntas es *sí*. Es posible emplear la energía eléctrica de manera más directa para producir enfriamiento sin involucrar ningún refrigerante ni partes móviles. A continuación se analiza uno de esos sistemas, llamado *refrigerador termoeléctrico*.

Considere dos alambres de diferentes metales unidos en ambos extremos (uniones), formando un circuito cerrado. Ordinariamente no ocurrirá nada. Sin embargo, cuando se calienta uno de los extremos sucede algo interesante: una corriente fluye continuamente en el circuito, como se observa en la figura 11-26. Esto se conoce como el **efecto Seebeck**, en honor a Thomas Seebeck, quien realizó este descubrimiento en 1821. El circuito que incorpora efectos térmicos además de eléctricos se denomina **circuito termoeléctrico**, y un dispositivo que opera en este circuito se denomina **dispositivo termoeléctrico**.

El efecto Seebeck tiene dos aplicaciones principales: la medición de temperatura y la generación de potencia. Cuando el circuito termoeléctrico se rompe, como se muestra en la figura 11-27, la corriente deja de fluir y es posible medir

* Esta sección puede saltarse sin que se pierda la continuidad.

la fuerza impulsora (la fuerza electromotriz) o el voltaje generado en el circuito mediante un voltímetro. El voltaje generado es una función de la diferencia de temperatura y de los materiales de los dos alambres utilizados. Por consiguiente, se puede medir la temperatura a partir de los voltajes. De este modo, los dos alambres usados para medir la temperatura forman un *termopar*, que es el dispositivo medidor de temperatura más versátil y de mayor utilización. Un termopar común tipo T, por ejemplo, consta de alambres de cobre y constantano y produce cerca de $40 \mu\text{V}$ por $^{\circ}\text{C}$ de diferencia.

El efecto Seebeck también constituye la base de la generación de potencia termoeléctrica. El esquema de un **generador termoeléctrico** se muestra en la figura 11-28. El calor se transfiere de una fuente de alta temperatura a la unión caliente en la cantidad de Q_H y se libera hacia un sumidero de baja temperatura de la unión fría en la cantidad de Q_L . La diferencia entre ambas cantidades es el trabajo eléctrico neto producido, esto es, $W_{\text{sal}} = Q_H - Q_L$. De la figura 11-28 se deduce que el ciclo de potencia termoeléctrico es muy similar a un ciclo ordinario de máquina térmica, con los electrones como el fluido de trabajo. Por consiguiente, la eficiencia térmica de un generador termoeléctrico que opere entre los límites de temperatura de T_H y T_L queda limitada por la eficiencia de un ciclo de Carnot que opere entre los mismos límites de temperatura. Por lo tanto, en ausencia de irreversibilidades (como calentamiento I^2R , donde R es la resistencia eléctrica total de los alambres), el generador termoeléctrico tendrá la eficiencia de Carnot.

La principal desventaja de los generadores termoeléctricos es su baja eficiencia. El éxito futuro de estos dispositivos depende del descubrimiento de materiales con características más convenientes. Por ejemplo, la salida de voltaje de los dispositivos termoeléctricos se ha incrementado varias veces al cambiar de pares metálicos a semiconductores. Un generador termoeléctrico práctico que utiliza materiales conectados en serie tipo *n* (dopados intensamente para crear un exceso de electrones) y tipo *p* (dopados intensamente para crear una deficiencia de electrones), se muestra en la figura 11-29. A pesar de sus bajas eficiencias, los generadores termoeléctricos tienen unas ventajas definitivas respecto de peso y confiabilidad, y actualmente se usan en áreas rurales y en aplicaciones espaciales. Por ejemplo, los generadores termoeléctricos basados en silicio-germanio de las naves *Voyager* han suministrado potencia a estos vehículos espaciales desde 1980, y se espera que lo sigan haciendo por varios años más.

Si acaso Seebeck hubiese sido experto en termodinámica, es probable que habría tratado de invertir la dirección del flujo de electrones en el circuito termoeléctrico (aplicando externamente una diferencia de potencial en la dirección contraria) para crear un efecto de refrigeración. Pero este honor pertenece a Jean Charles Athanase Peltier, quien descubrió dicho fenómeno en 1834. Él observó durante sus experimentos que cuando una pequeña corriente pasaba por la unión de dos alambres distintos, la unión se enfriaba, como se muestra en la figura 11-30. Esto se denomina **efecto Peltier**, y constituye la base de la **refrigeración termoeléctrica**. Un circuito de refrigeración termoeléctrico

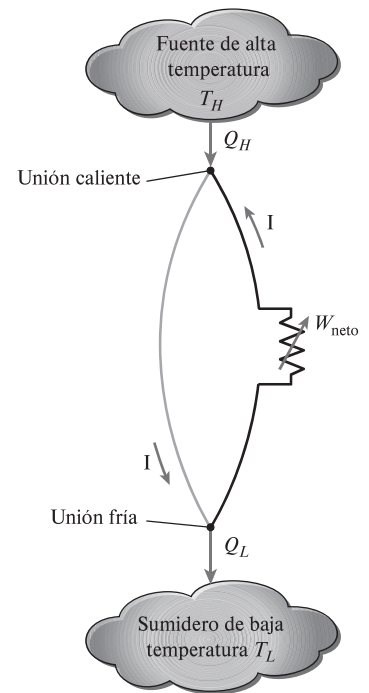


FIGURA 11-28

Esquema de un generador simple de potencia termoeléctrica.

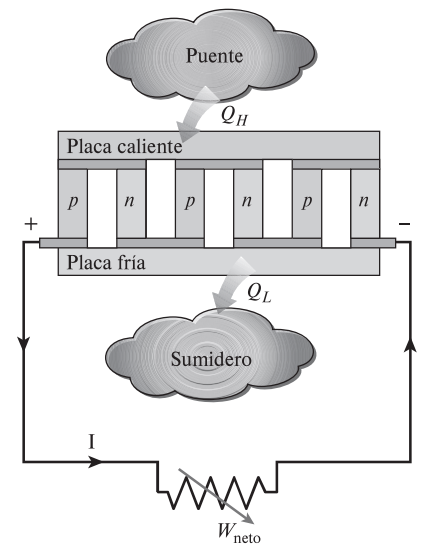


FIGURA 11-29

Un generador de potencia termoeléctrica.

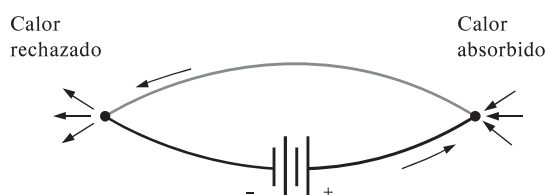


FIGURA 11-30

Cuando una corriente pasa por la unión de dos materiales diferentes, la unión se enfria.

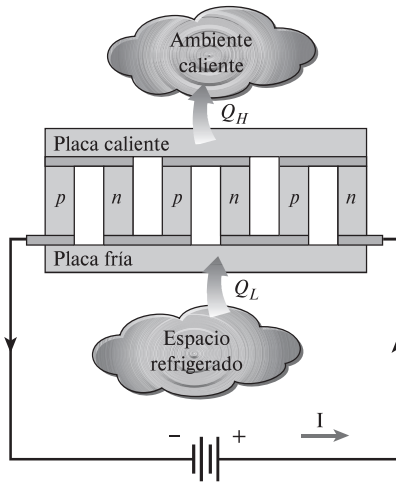


FIGURA 11-31

Un refrigerador termoelectrico.

trica práctico que emplea materiales semiconductores se muestra en la figura 11-31. Se absorbe calor del espacio refrigerado en la cantidad de Q_L y se libera hacia el ambiente caliente en la cantidad de Q_H . La diferencia entre ambas cantidades es el trabajo eléctrico neto que necesita suministrarse, es decir, $W_{\text{sal}} = Q_H - Q_L$. Hoy día, los refrigeradores termoelectricos no están en condiciones de competir con los sistemas de refrigeración por compresión de vapor debido a su bajo coeficiente de desempeño. Sin embargo, se encuentran en el mercado y se prefieren en algunas aplicaciones debido a su pequeño tamaño, simplicidad, confiabilidad y porque son silenciosos.

RESUMEN

La transferencia de calor de regiones de temperatura inferior a regiones de temperaturas más altas se llama *refrigeración*. Los dispositivos que producen refrigeración se llaman *refrigeradores*, y los ciclos en los que operan reciben el nombre de *ciclos de refrigeración*. Los fluidos de trabajo utilizados en los ciclos de refrigeración se llaman *refrigerantes*. Los refrigeradores que se emplean con el fin de calentar un espacio transfiriendo calor desde un medio más frío se llaman *bombas de calor*.

El desempeño de los refrigeradores y de las bombas de calor se expresa en términos del *coeficiente de desempeño* (COP), definido como

$$\text{COP}_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de enfriamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto,entrada}}}$$

$$\text{COP}_{BC} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de calentamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto,entrada}}}$$

El estándar de comparación para los ciclos de refrigeración es el *ciclo de Carnot invertido*. Un refrigerador o una bomba de calor que opera en el ciclo de Carnot invertido recibe el nombre de *refrigerador de Carnot* o *bomba de calor de Carnot*, y sus COP son

$$\text{COP}_{R,\text{Carnot}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$

$$\text{COP}_{BC,\text{Carnot}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H}$$

El ciclo de refrigeración más empleado es el *ciclo de refrigeración por compresión de vapor*. En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor como

un vapor saturado y se enfría hasta el estado de líquido saturado en el condensador. Luego se estrangula hasta la presión del evaporador y se evapora en tanto absorbe calor del espacio refrigerado.

Es posible lograr temperaturas muy bajas al operar dos o más sistemas de compresión de vapor en serie lo que representa la *refrigeración en cascada*. El COP de un sistema de refrigeración también aumenta con el número de etapas en cascada. Otra manera de mejorar el desempeño de un sistema de refrigeración por compresión de vapor es mediante el uso de *compresión de etapas múltiples con enfriamiento regenerativo*. Un refrigerador con un solo compresor proporciona refrigeración a varias temperaturas, al estrangular el refrigerante en varias etapas. El ciclo de refrigeración por compresión de vapor se utiliza también para licuar gases después de ciertas modificaciones.

Los ciclos de potencia se usan como ciclos de refrigeración simplemente invirtiéndolos. De éstos, el *ciclo invertido Brayton*, conocido también como *ciclo de refrigeración de gas*, es utilizado en el enfriamiento de aviones y para obtener temperaturas muy bajas (criogénicas) después de ser modificado con regeneración. La salida de trabajo de la turbina se usa para reducir los requerimientos de entrada de trabajo al compresor. De modo que el COP de un ciclo de refrigeración de gas es

$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{w_{\text{neto,entrada}}} = \frac{q_L}{w_{\text{compresor,entrada}} - w_{\text{turbina,salida}}}$$

Otra forma de refrigeración que tiene atractivo económico cuando existe una fuente de energía térmica gratuita a una temperatura de entre 100 y 200 °C, es la *refrigeración por absorción*, en que el refrigerante es absorbido por un medio de transporte, y comprimido en forma líquida. El sistema de refrigeración por absorción más utilizado es el de amoníaco-agua; el amoníaco

sirve como refrigerante, y el agua como medio de transporte. La entrada de trabajo a la bomba suele ser muy pequeña y el COP del sistema de refrigeración por absorción se define como

$$\begin{aligned} \text{COP}_{\text{absorción}} &= \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} \\ &= \frac{Q_L}{Q_{\text{generador}} + W_{\text{bomba}}} \cong \frac{Q_L}{Q_{\text{generador}}} \end{aligned}$$

El máximo COP que un sistema de refrigeración por absorción puede tener se determina considerando condiciones totalmente reversibles, lo que produce

$$\text{COP}_{\text{rev,absorción}} = \eta_{\text{térv,rev}} \text{COP}_{\text{R,rev}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right)$$

donde T_0 , T_L y T_s son las temperaturas absolutas del ambiente, del espacio refrigerado y de la fuente de calor, respectivamente.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. ASHRAE, *Handbook of Fundamentals*, Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1985.
2. *Heat Pump Systems—A Technology Review*. Informe OCDE, París, 1982.
3. B. Nanengast, "A Historical Look at CFC Refrigerants", *ASHRAE Journal* Vol,30, núm. 11 (noviembre de 1988), pp. 37-39.
4. W. F. Stoecker. "Growing Opportunities for Ammonia Refrigeration", *Proceedings of the Meeting of the International Institute of Ammonia Refrigeration*, Austin, Texas, 1989.
5. W. F. Stoecker y J. W. Jones, *Refrigeration and Air Conditioning*, 2a. ed., Nueva York: McGraw-Hill, 1982.

PROBLEMAS*

El ciclo invertido de Carnot

11-1C ¿Por qué estudiamos el ciclo de Carnot invertido, aunque no es un modelo realista para los ciclos de refrigeración?

11-2C ¿Por qué el ciclo de Carnot invertido ejecutado dentro del domo de saturación no es un modelo realista para ciclos de refrigeración?

11-3 Un ciclo de Carnot de refrigeración de flujo estacionario usa refrigerante 134a como fluido de trabajo. El refrigerante cambia de vapor saturado a líquido saturado a 60 °C en el condensador, cuando rechaza calor. La presión del evaporador es de 180 kPa. Muestre el ciclo en un diagrama T - s con respecto a las líneas de saturación, y determine *a*) el coeficiente de desempeño, *b*) la cantidad de calor absorbido del espacio refrigerado y *c*) la entrada neta de trabajo.

Respuestas: *a*) 3.58, *b*) 109 kJ/kg, *c*) 30.4 kJ/kg

11-4E Entra refrigerante 134a al condensador de un refrigerador de Carnot de flujo estacionario como vapor saturado a 90 psia, y sale con una calidad de 0.05. La absorción de calor del espacio refrigerado tiene lugar a una presión de 30 psia. Muestre el ciclo en un diagrama T - s en relación con las líneas de saturación, y determine *a*) el coeficiente de desempeño, *b*) la calidad

al principio del proceso de absorción de calor y *c*) la entrada neta de trabajo.

Ciclos ideal y real de refrigeración por compresión de vapor

11-5C ¿El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor implica algunas irreversibilidades internas?

11-6C ¿Por qué no se reemplaza la válvula de estrangulación por una turbina isentrópica en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor?


11-7C En un sistema de refrigeración, ¿recomendaría condensar el refrigerante R-134a a una presión de 0.7 o 1.0 MPa si se debe rechazar calor hacia un medio de enfriamiento a 15 °C? ¿Por qué?

11-8C ¿El área encerrada por el ciclo en un diagrama T - s representa la entrada neta de trabajo para el ciclo de Carnot invertido? ¿Qué tal para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor?

11-9C Considere dos ciclos de refrigeración por compresión de vapor. El refrigerante entra a la válvula de estrangulación como líquido saturado a 30 °C en un ciclo y como líquido subenfriado a 30 °C en el otro. La presión de evaporación en ambos ciclos es la misma. ¿Cuál ciclo piensa que tendrá el COP más alto?

11-10C Se propone usar agua en vez de refrigerante 134a como fluido de trabajo en aplicaciones de acondicionamiento de aire cuando la temperatura mínima nunca cae por debajo del punto de congelación. ¿Apoyaría usted esta propuesta? Explique.

11-11C El COP de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor mejora cuando el refrigerante se subenfria antes de que

* 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.

entre a la válvula de estrangulación. ¿Se puede subenfriar indefinidamente el refrigerante para maximizar este efecto, o hay un límite inferior? Explique.

11-12 Se debe obtener una carga de enfriamiento de 10 kW mediante la operación de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con su evaporador a 400 kPa y su condensador a 800 kPa. Calcule la tasa de flujo másico del refrigerante y el requerimiento de potencia del compresor cuando se emplea refrigerante R-134a.

11-13E Una máquina de hielo opera en un ciclo ideal por compresión de vapor, con refrigerante 134a. El refrigerante entra al compresor como vapor saturado a 20 psia y sale del condensador como líquido saturado a 80 psia. El agua entra a la máquina de hielo a 55 °F y sale como hielo a 25 °F. Para una tasa de producción de hielo de 15 lbm/h, determine la potencia de entrada a la máquina de hielo (se tienen que extraer 169 Btu de calor de cada lbm de agua a 55 °F para convertirla en hielo a 25 °F).

11-14 Un acondicionador de aire que utiliza refrigerante R-134a como fluido de trabajo y que opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor debe mantener un espacio a 22 °C mientras su condensador opera a 1 000 kPa. Determine el COP del sistema cuando se permite una diferencia de temperatura de 2 °C para la transferencia de calor en el evaporador.

11-15 Se utiliza un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor que emplea refrigerante R-134a como fluido de trabajo para enfriar una solución de salmuera a -5 °C. Esta solución se bombea hacia varios edificios para acondicionar el aire. El refrigerante se evapora a -10 °C con una tasa de flujo másico total de 7 kg/s, y se condensa a 600 kPa. Determine el COP del ciclo y la carga de enfriamiento total.

11-16E Un refrigerador opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor y usa refrigerante R-134a como fluido de trabajo. El condensador opera a 300 psia, y el evaporador a 20 °F. Si estuviera disponible un dispositivo de expansión adiabática reversible y se usara para expandir el líquido que sale del condensador, ¿cuánto mejoraría el COP usando este dispositivo en lugar de un dispositivo de estrangulación?

Respuesta: 16.5 por ciento

11-17 Un refrigerador utiliza refrigerante R-134a como fluido de trabajo y opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor excepto en el proceso de compresión. El refrigerante entra al evaporador a 120 kPa con una calidad de 34 por ciento y sale del compresor a 70 °C. El compresor consume 450 W de potencia, determine a) la tasa de flujo másico del refrigerante, b) la presión del condensador, y c) el COP del refrigerador. *Respuestas:* a) 0.00644 kg/s, b) 800 kPa, c) 2.03

11-18 Un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor que usa refrigerante R-134a como fluido de trabajo mantiene un condensador a 800 kPa y el evaporador a -20 °C. Determine el COP de este sistema y la cantidad de potencia necesaria para proporcionar una carga de enfriamiento de 150 kW.

Respuestas: 3.83, 39.2 kW

11-19E Un refrigerador utiliza refrigerante R-134a como fluido de trabajo y opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. El refrigerante se evapora a 5 °F y se condensa

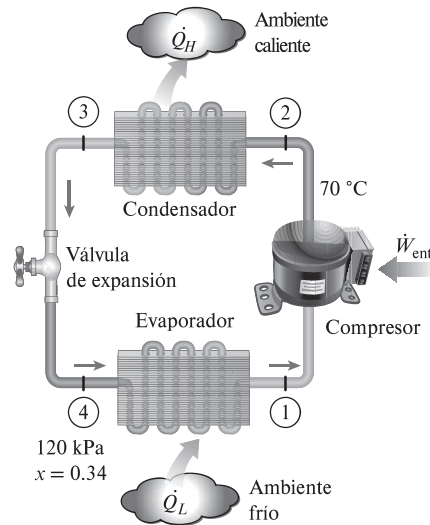


FIGURA P11-17

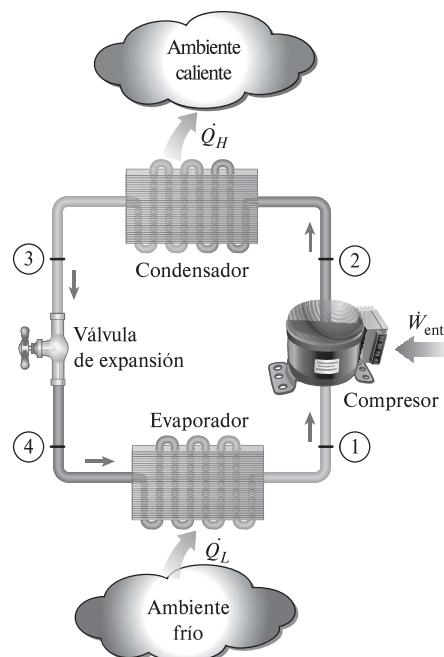



FIGURA P11-18

a 180 psia. Esta unidad proporciona una carga de enfriamiento de 45 000 Btu/h. Determine la tasa de flujo másico del refrigerante y la potencia que esta unidad requerirá.

11-20E  Repita el problema 11.19E con un software apropiado si se utiliza amoníaco en lugar de refrigerante R-134a.

11-21 Un refrigerador utiliza refrigerante R-134a como fluido de trabajo y opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. Las presiones del evaporador y el condensador son de 200 kPa y 1 400 kPa, respectivamente. La eficiencia isentrópica del compresor es 88 por ciento. El refrigerante entra al compresor a razón de 0.025 kg/s con un sobrecalentamiento de 10.1 °C

y sale del condensador con un subenfriamiento de 4.4 °C. Determine *a*) la tasa de enfriamiento proporcionada por el evaporador, la entrada de potencia, y el COP. Determine *b*) los mismos parámetros si el ciclo opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor entre los mismos límites de presión.

11-22 Un refrigerador comercial con refrigerante R-134a como fluido de trabajo se usa para mantener el espacio refrigerado a -30 °C rechazando su calor de desecho hacia el agua de enfriamiento que entra al condensador a 18 °C a razón de 0.25 kg/s y sale a 26 °C. El refrigerante entra al condensador a 1.2 MPa y 65 °C y sale a 42 °C. El estado a la entrada del compresor es de 60 kPa y -34 °C y se estima que el compresor gana un calor neto de 450 W del entorno. Determine *a*) la calidad del refrigerante a la entrada del evaporador, *b*) la carga de refrigeración, *c*) el COP del refrigerador y *d*) la carga de refrigeración teórica máxima con la misma entrada de potencia al compresor.

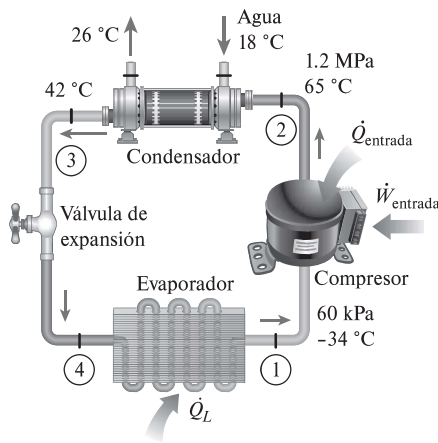


FIGURA P11-22

11-23 El fabricante de un acondicionador de aire afirma que una de sus unidades tiene una relación de eficiencia energética estacional (SEER) de 16 (Btu/h)/W. La unidad opera en el ciclo normal de refrigeración por compresión de vapor, y usa refrigerante 22 como fluido de trabajo. Este SEER es para las condiciones de operación en las que la temperatura de saturación del evaporador es de -5 °C y la temperatura de saturación del condensador es de 45 °C. La siguiente tabla da datos seleccionados del refrigerante 22.

$T_s, ^\circ\text{C}$	$P_{\text{sat}}, \text{kPa}$	$h_f, \text{kJ/kg}$	$h_g, \text{kJ/kg}$	$s_g, \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$
-5	421.2	38.76	248.1	0.9344
45	1728	101	261.9	0.8682

- Haga un esquema del equipo y trace el diagrama T - s para este acondicionador de aire.
- Determine el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador por unidad de masa del refrigerante 22, en kJ/kg.
- Determine el suministro de trabajo al compresor y el calor rechazado en el condensador por unidad de masa del refrigerante 22 en kJ/kg.

11-24 Un refrigerador real opera en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, con refrigerante 22 como fluido de

trabajo. El refrigerante se evapora a -15 °C y se condensa a 40 °C. La eficiencia isentrópica del compresor es de 83 por ciento. El refrigerante tiene un sobrecalentamiento de 5 °C a la entrada del compresor, y un subenfriamiento de 5 °C a la salida del condensador. Determine *a*) el calor que se extrae del espacio enfriado, y el suministro de trabajo, en kJ/kg, y el COP del ciclo. Determine *b*) los mismos parámetros si el ciclo operase en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, entre las mismas temperaturas de evaporación y condensación.

Las propiedades del R-22 en el caso de la operación real son: $h_1 = 402.49 \text{ kJ/kg}$, $h_2 = 454.00 \text{ kJ/kg}$, $h_3 = 243.19 \text{ kJ/kg}$. Las propiedades del R-22 en el caso de la operación ideal son: $h_1 = 399.04 \text{ kJ/kg}$, $h_2 = 440.71 \text{ kJ/kg}$, $h_3 = 249.80 \text{ kJ/kg}$. Nota: estado 1, entrada al compresor; estado 2, salida del compresor; estado 3, salida del condensador; estado 4, entrada al evaporador.

Análisis de la segunda ley del ciclo de refrigeración por compresión de vapor

11-25C ¿Cómo se define la eficiencia de la segunda ley de un refrigerador que opera en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor? Proponga dos definiciones alternas y explique cada término.

11-26C ¿Cómo se define la eficiencia de la segunda ley de una bomba térmica que opere en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor? Proponga dos definiciones alternas y demuestre que cada una se puede deducir de la anterior.

11-27C Considere un compresor isentrópico en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. ¿Qué son la eficiencia isentrópica y la eficiencia de la segunda ley de este compresor? Justifique sus respuestas. ¿La eficiencia de exergía de un compresor es necesariamente igual a su eficiencia isentrópica? Explique.

11-28 Se mantiene un espacio a -15 °C mediante un sistema de refrigeración por compresión de vapor, en un ambiente a 25 °C. El espacio gana calor uniformemente a razón de 3 500 kJ/h, y la tasa de rechazo de calor en el condensador es de 5 500 kJ/h. Determine el suministro de potencia, en kW, el COP del ciclo y la eficiencia de la segunda ley del sistema.

11-29 Se deben enfriar plátanos de 28 °C a 12 °C, a razón de 1 330 kg/h, mediante un refrigerador que opera en un ciclo por refrigeración por compresión de vapor. El suministro de potencia al refrigerador es de 8.6 kW. Determine *a*) la tasa de absorción de calor de los plátanos, en kJ/h, y el COP, *b*) el suministro mínimo de potencia al refrigerador, y *c*) la eficiencia de la segunda ley y la destrucción de exergía para el ciclo. El calor específico de los plátanos arriba del punto de congelación es de 3.35 kJ/kg·°C. Respuestas: *a*) 71 300 kJ/h, 2.30, *b*) 0.541 kW, *c*) 6.3 por ciento, 8.06 kW

11-30 Un sistema de refrigeración por compresión de vapor absorbe calor de un espacio a 0 °C, a razón de 24 000 Btu/h, y rechaza calor al agua en el condensador. El agua experimenta una elevación de temperatura de 12 °C en el condensador. El COP del sistema se estima en 2.05. Determine *a*) el suministro de potencia al sistema, en kW, *b*) el flujo másico del agua a través del condensador, y *c*) la eficiencia de la segunda ley y la destrucción de exergía para el refrigerador. Considere $T_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ y $c_{p,\text{agua}} = 4.18 \text{ kJ/kg}\cdot\text{ }^\circ\text{C}$.

11-31 Un cuarto se mantiene a $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ mediante un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, con R-134a como refrigerante. El calor se rechaza al agua de enfriamiento que entra al condensador a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ a razón de 0.13 kg/s y sale a $28\text{ }^{\circ}\text{C}$. El refrigerante entra al condensador a 1.2 MPa y $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ y sale como líquido saturado. Si el compresor consume 1.9 kW de potencia, determine *a*) la carga de refrigeración, en Btu/h, y el COP, *b*) la eficiencia de la segunda ley del refrigerador y la destrucción total de exergía en el ciclo, y *c*) la destrucción de exergía en el condensador. Considere $T_0 = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $c_{p,\text{agua}} = 4.18\text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$.
 Respuestas: *a*) $8\ 350\text{ Btu/h}$, 1.29 , *b*) 12.0 por ciento, 1.67 kW , *c*) 0.303 kW

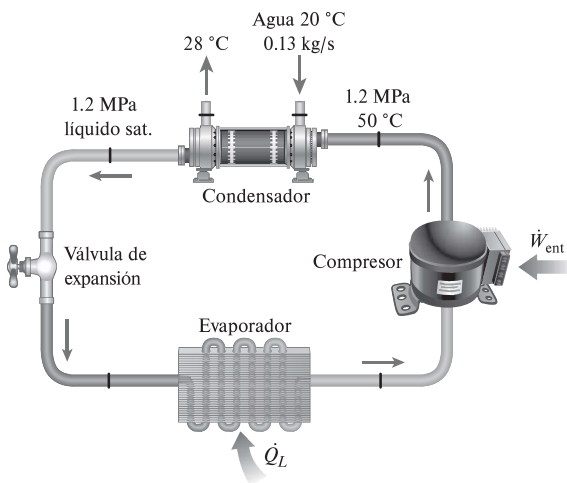


FIGURA P11-31

11-32 Un refrigerador opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, con refrigerante R-134a como fluido de trabajo. El refrigerante se evapora a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ y se condensa a $57.9\text{ }^{\circ}\text{C}$. El refrigerante absorbe calor de un espacio a $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, y rechaza calor al aire ambiente a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Determine *a*) la carga de refrigeración, en kJ/kg, y el COP, *b*) la destrucción de exergía en cada componente del ciclo, y la destrucción total de exergía en el ciclo, y *c*) la eficiencia de la segunda ley del compresor, del evaporador y del ciclo.

11-33E Se considera un refrigerador que opera en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor que utiliza refrigerante R-134a como fluido de trabajo. Las temperaturas del espacio refrigerado y el aire ambiente son $10\text{ }^{\circ}\text{F}$ y $80\text{ }^{\circ}\text{F}$, respectivamente. El R-134a entra al compresor a 20 psia como vapor saturado y sale a 140 psia y $160\text{ }^{\circ}\text{F}$. El refrigerante sale del condensador como líquido saturado. La tasa de refrigeración proporcionada por el sistema es de $45\ 000\text{ Btu/h}$. Determine *a*) la tasa de flujo másico del R-134a y el COP, *b*) la destrucción de exergía en cada componente del ciclo y la eficiencia de la segunda ley del compresor, y *c*) la eficiencia de la segunda ley del ciclo y la destrucción total de exergía en el ciclo.

Selección del refrigerante adecuado

11-34C Cuando se selecciona un refrigerante para cierta aplicación, ¿qué cualidades buscaría en el refrigerante?

11-35C Un refrigerador con refrigerante R-134a debe mantener el espacio refrigerado a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. ¿Recomendaría una presión del evaporador de 0.12 o de 0.14 MPa para este sistema? ¿Por qué?

11-36C Considere un sistema de refrigeración que utiliza refrigerante R-134a como fluido de trabajo. Si este refrigerador va a operar en un entorno a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, ¿cuál es la presión mínima a la que se debe comprimir el refrigerante? ¿Por qué?

11-37 Un refrigerador que opera en el ciclo ideal por compresión de vapor con refrigerante R-134a debe mantener el espacio refrigerado a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ mientras rechaza calor al entorno a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Seleccione presiones razonables para el evaporador y el condensador, y explique por qué eligió esos valores.

11-38 Una bomba de calor que opera en el ciclo ideal por compresión de vapor con refrigerante R-134a se usa para calentar una casa y mantenerla a $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ usando agua subterránea a $14\text{ }^{\circ}\text{C}$ como la fuente de calor. Seleccione presiones razonables para el evaporador y el condensador, y explique por qué eligió esos valores.

Sistemas de bombas de calor (térmicas)

11-39C ¿Piensa usted que un sistema de bomba de calor será más eficaz respecto a costos en Nueva York o en Miami? ¿Por qué?

11-40C ¿Qué es una bomba de calor con fuente de agua? ¿Cómo se compara el COP de un sistema de bomba de calor con fuente de agua con el de un sistema con fuente de aire?

11-41 Una bomba de calor opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor y usa refrigerante R-123a como fluido de trabajo. El condensador opera a $1\ 000\text{ kPa}$ y el evaporador a 200 kPa . Determine el COP de este sistema y la tasa del calor suministrado al evaporador cuando el compresor consume 6 kW .

11-42 Entra refrigerante R-134a al condensador de una bomba de calor residencial a 800 kPa y $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, a razón de 0.022 kg/s , y sale a 750 kPa subenfriado en $3\text{ }^{\circ}\text{C}$. El refrigerante entra al compresor a 200 kPa sobrecalentado en $4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Determine *a*) la eficiencia isentrópica del compresor, *b*) la tasa de suministro de calor al cuarto calentado y *c*) el COP de la bomba de calor.

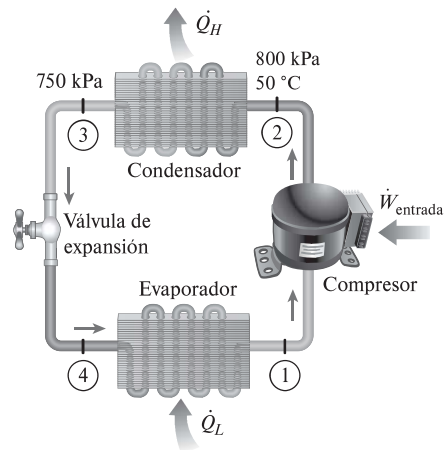


FIGURA P11-42

También determine *d*) el COP y la tasa de suministro de calor al cuarto calentado si esta bomba de calor opera en el ciclo ideal por compresión de vapor entre los límites de presión de 200 y 800 kPa.


11-43E Una bomba de calor que opera en un ciclo ideal por compresión de vapor utiliza refrigerante R-134a para calentar una casa y mantenerla a 75 °F mediante agua subterránea a 50 °F como fuente de calor. La casa está perdiendo calor a razón de 80 000 Btu/h. Las presiones del evaporador y condensador son de 50 y 120 psia, respectivamente. Determine la entrada de potencia a la bomba de calor y la energía eléctrica ahorrada por usar una bomba de calor en lugar de un calentador de resistencias. *Respuestas:* 3.28 hp, 28.2 hp

11-44E El líquido que sale del condensador de una bomba de calor de 100 000 Btu/h que utiliza refrigerante R-134a como fluido de trabajo está subenfriado en 9.5 °F. El condensador opera a 160 psia y el evaporador a 50 psia. ¿Cómo cambia este subenfriamiento la potencia requerida para operar el compresor en comparación con un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor? *Respuestas:* 4.11 kW, 4.31 kW

11-45E Reconsidere el problema 11-44E. ¿Cuál es el efecto en el requerimiento de potencia del compresor cuando el vapor que entra al compresor se sobrecalienta en 10 °F y el condensador opera en condiciones ideales?

11-46 Una bomba de calor que utiliza refrigerante R-134a calienta una casa mediante agua subterránea a 8 °C como fuente de calor. La casa está perdiendo calor a razón de 60 000 kJ/h. El refrigerante entra al compresor a 280 kPa y 0 °C, y sale a 1 MPa y 60 °C. El refrigerante sale del condensador a 30 °C. Determine *a*) la entrada de potencia a la bomba de calor, *b*) la razón de absorción de calor del agua y *c*) el incremento de la entrada de energía eléctrica si se utiliza un calentador de resistencias eléctricas en lugar de la bomba de calor.

Respuestas: *a*) 3.55 kW, *b*) 13.12 kW, *c*) 13.12 kW

11-47  Reconsidere el problema 11-46 y utilizando un software apropiado investigue el efecto de variar la eficiencia isentrópica del compresor dentro del rango de 60 a 100 por ciento. Grafique la entrada de potencia al compresor y la energía eléctrica ahorrada al utilizar una bomba de calor en lugar de un calentador de resistencia eléctrica en función de la eficiencia del compresor y analice los resultados.

11-48 Una bomba de calor que utiliza refrigerante R-134a como fluido de trabajo opera su condensador a 800 kPa y su evaporador a -1.25 °C. Opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión, excepto el compresor, cuya eficiencia isentrópica es de 85 por ciento. ¿Qué reducción experimenta el COP de esta bomba de calor, debido a las irreversibilidades del compresor en comparación con el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor? *Respuesta:* 13.1 por ciento

11-49 Reconsidere el problema 11-48. ¿Cuál es el efecto en el COP cuando el vapor que entra al compresor se sobrecalienta en 2 °C y el compresor no tiene irreversibilidades?

Sistemas innovadores de refrigeración

11-50C ¿Qué es la refrigeración en cascada? ¿Cuáles son las ventajas y desventajas de la refrigeración en cascada?

11-51C ¿Cómo se compara el COP de un sistema de refrigeración en cascada con el COP de un ciclo simple de compresión de vapor que opera entre los mismos límites de presión?

11-52C Considere un ciclo de refrigeración en cascada de dos etapas y un ciclo de refrigeración de compresión de dos etapas con una cámara de evaporación parcial. Ambos ciclos operan entre los mismos límites de presión y usan el mismo refrigerante. ¿Cuál sistema elegiría usted? ¿Por qué?


11-53C ¿Un sistema de refrigeración por compresión de vapor con un solo compresor puede manejar varios evaporadores que operen a diferentes presiones? ¿Cómo?

11-54C En el proceso de licuefacción, ¿por qué se comprimen los gases a muy altas presiones?

11-55C Una cierta aplicación necesita mantener el espacio refrigerado a -32 °C. ¿Recomendaría usted un ciclo simple de refrigeración con refrigerante R-134a o una refrigeración en cascada con un refrigerante diferente en el ciclo inferior? ¿Por qué?

11-56 Un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas opera con refrigerante R-134a entre los límites de presión de 1.4 y 0.10 MPa. El refrigerante sale del condensador como líquido saturado y se estrangula hacia una cámara de evaporación parcial que opera a 0.4 MPa. El refrigerante que sale del compresor de baja presión a 0.4 MPa también se envía a la cámara de evaporación parcial. El vapor de la cámara de vaporización parcial se comprime luego a la presión del condensador mediante el compresor de alta presión, y el líquido se estrangula a la presión del evaporador. Suponiendo que el refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y que ambos compresores son isentrópicos, determine *a*) la fracción del refrigerante que se evapora cuando se estrangula hacia la cámara de vaporización parcial, *b*) la tasa de extracción de calor del espacio refrigerado para un flujo másico de 0.25 kg/s a través del condensador y *c*) el coeficiente de desempeño.

11-57 Repita el problema 11-56 para una presión de la cámara de vaporización parcial de 0.6 MPa.

11-58  Reconsidere el problema 11-56, y con un software apropiado investigue el efecto de los diversos refrigerantes para eficiencias del compresor de 80, 90 y 100 por ciento. Compare el desempeño del sistema de refrigeración con diferentes refrigerantes.

11-59 Considere un sistema de refrigeración en cascada de dos etapas que opera entre los límites de presión de 1.4 MPa y 160 Mpa con refrigerante R-134a como fluido de trabajo. El rechazo de calor del ciclo inferior al ciclo superior ocurre en intercambiador de calor adiabático de contraflujo donde la presión en los ciclos superior e inferior son 0.4 y 0.5 MPa, respectivamente. En ambos ciclos el refrigerante es un líquido saturado a la salida del condensador y un vapor saturado a la entrada del compresor, y la eficiencia isentrópica de éste es 80 por ciento. Si la tasa de flujo másico del refrigerante a través del ciclo inferior es de 0.25 kg/s, determine *a*) la tasa de flujo másico a través del ciclo superior, *b*) la tasa de extracción de calor del espacio refrigerado y *c*) el COP de este refrigerador.

Respuestas: *a*) 0.384 kg/s, *b*) 42.0 kW, *c*) 2.12

11-60 Un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas con una unidad adiabática de separación de líquido-vapor

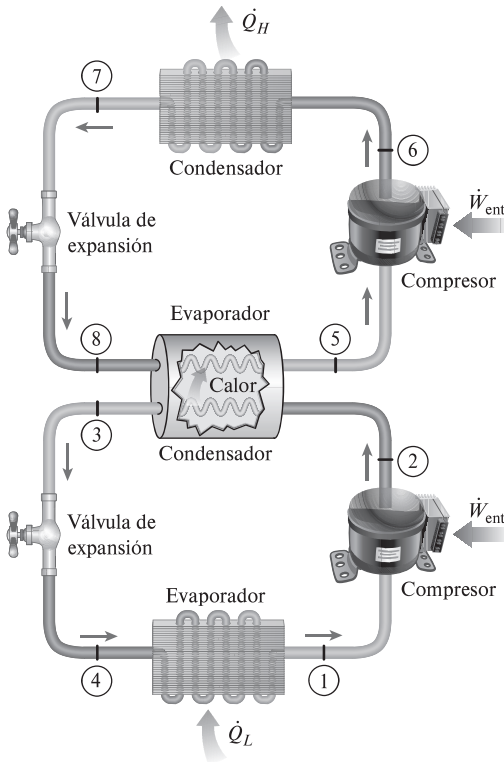


FIGURA P11-59

como se muestra en la figura P11-60 usa refrigerante R-134a como fluido de trabajo. El sistema opera el evaporador a $-40\text{ }^\circ\text{C}$, el condensador a 800 kPa , y el separador a $-10.1\text{ }^\circ\text{C}$. El sistema debe proporcionar una carga de refrigeración de 30 kW . Determine la tasa de flujo másico a través de cada uno de los dos compresores, la potencia consumida por los compresores, y el

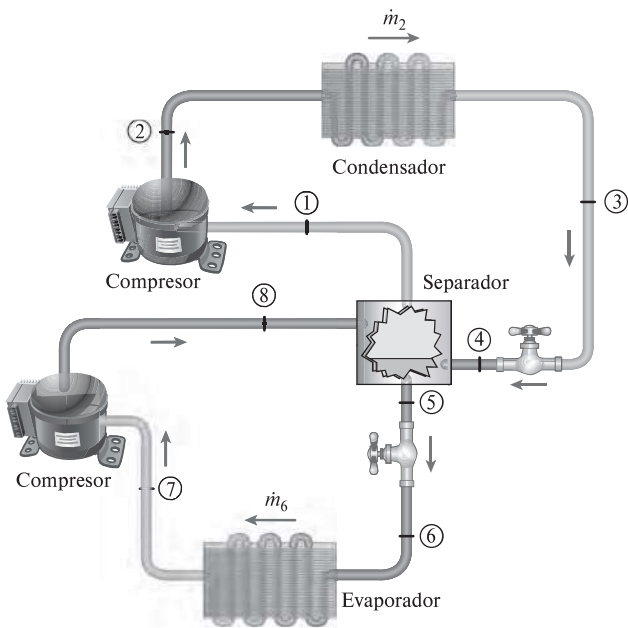


FIGURA P11-60

COP del sistema. El refrigerante es líquido saturado a la entrada de cada compresor, y los compresores son isentrópicos.

Respuestas: 0.160 kg/s , 0.230 kg/s , 10.9 kW , 2.74

11-61E Un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas con una unidad adiabática de separación de líquido-vapor como la de la figura P11-60 usa refrigerante R-134a como fluido de trabajo. El sistema opera el evaporador a 60 psia , el condensador a 300 psia , y el separador a 120 psia . Los compresores consumen 25 kW de potencia. Determine la tasa de refrigeración proporcionada por el evaporador y el COP de este ciclo. El refrigerante es un líquido saturado a la entrada de cada válvula de expansión y vapor saturado a la entrada de cada compresor, y los compresores son isentrópicos.

11-62 Un sistema de refrigeración por compresión con dos separadores como se muestra en la figura P11-62 usa refrigerante R-134a como fluido de trabajo. El sistema opera el evaporador 1 a $0\text{ }^\circ\text{C}$ y el evaporador 2 a $-26.4\text{ }^\circ\text{C}$, y el condensador a 800 kPa . El refrigerante circula a través del compresor a razón de 0.1 kg/s , y el evaporador de baja temperatura proporciona una carga de refrigeración de 8 kW . Determine la tasa de refrigeración del evaporador de alta temperatura, la potencia requerida por el compresor, y el COP del sistema. El refrigerante es líquido saturado a la salida del condensador y vapor saturado a la salida de cada evaporador y el compresor es isentrópico.

Respuestas: 6.58 kW , 4.51 kW , 3.24

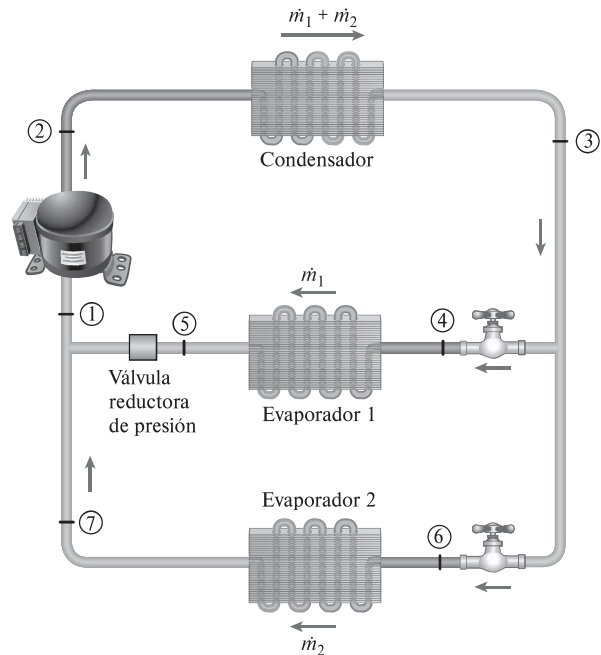


FIGURA P11-62

11-63E Un sistema de refrigeración por compresión con dos separadores como se muestra en la figura P11-62 usa refrigerante R-134a como fluido de trabajo. El sistema opera el evaporador 1 a 30 psia y el evaporador 2 a 10 psia , y el condensador a 180 psia . La carga de refrigerante del evaporador 1 es 9 000 Btu/h y la del evaporador 2 es 24 000 Btu/h . Determine la potencia requerida para operar el compresor y el COP de

este sistema. El refrigerante es líquido saturado a la salida del condensador y vapor saturado a la salida de cada compresor, y el compresor es isentrópico.

11-64E Repita el problema P11-63E si el evaporador se debe reemplazar con un evaporador de 60 psia para proporcionar una carga de refrigeración de 15 000 Btu/h.

11-65 Considere un ciclo de refrigeración en cascada de dos etapas con una cámara de evaporación parcial como se muestra en la figura con refrigerante R-134a como fluido de trabajo. La temperatura del evaporador es $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ y la presión del condensador es 1 600 kPa. El refrigerante sale del condensador como líquido saturado y se estrangula hacia una cámara de evaporación parcial a 0.45 MPa. Una parte del refrigerante se evapora durante este proceso de evaporación parcial, y este vapor se mezcla con el refrigerante que sale del compresor de baja presión. A continuación, la mezcla se comprime hasta la presión del condensador en el compresor de alta presión. El líquido que queda en la cámara de evaporación parcial se estrangula hasta la presión del evaporador y enfría el espacio refrigerado a medida que se vaporiza en el evaporador. La tasa de flujo másico del refrigerante a través del compresor de baja presión es de 0.11 kg/s. Suponiendo que el refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y que la eficiencia isentrópica de ambos compresores es 86 por ciento, determine *a*) la tasa de flujo másico del refrigerante a través del compresor de alta presión, *b*) la tasa de refrigeración suministrada por el sistema, y *c*) el COP de este refrigerador. También determine *d*) la tasa de refrigeración y el COP de este refrigerador si se opera en ciclo de compresión de vapor de una sola etapa entre la misma temperatura de

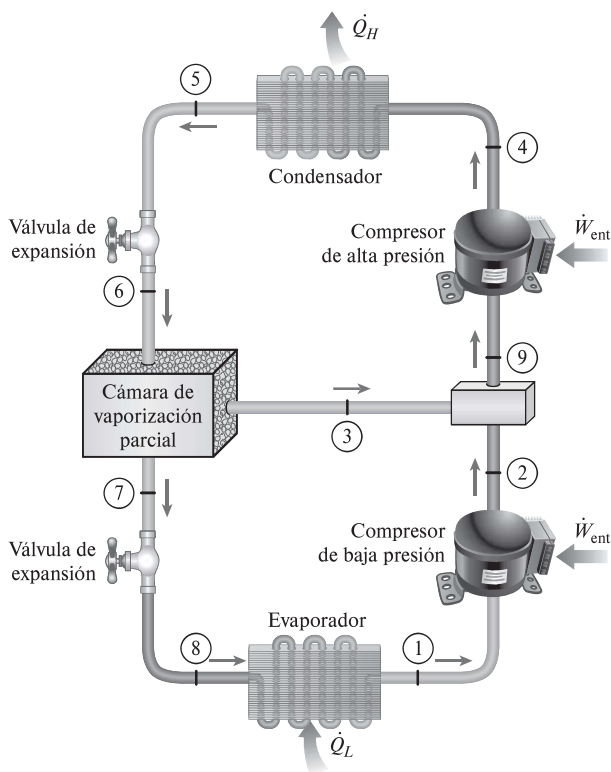


FIGURA P11-65

evaporación y la misma presión del condensador y con la eficiencia del compresor y la tasa de flujo calculadas en la parte *a*.

Ciclo de refrigeración de gas

11-66C ¿En qué se distingue el ciclo de refrigeración de gas ideal del ciclo de refrigeración de Carnot?

11-67C ¿En qué se distingue el ciclo de refrigeración de gas del ciclo de Brayton?

11-68C Diseñe un ciclo de refrigeración que trabaje en el ciclo Stirling invertido. También determine el COP de este ciclo.

11-69C ¿Cómo se modifica el ciclo de refrigeración de gas ideal para enfriamiento de aviones?


11-70C En los ciclos de refrigeración de gas, ¿se puede reemplazar la turbina con una válvula de expansión como se hizo en los ciclos de refrigeración por compresión de vapor? ¿Por qué?

11-71C ¿Cómo se logran muy bajas temperaturas con ciclos de refrigeración de gas?

11-72 Un ciclo ideal de refrigeración de gas opera con aire como fluido de trabajo. El aire está a 100 kPa y $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ antes de comprimirlo y a 500 kPa y $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ antes de expandirlo. El sistema debe proporcionar 15 kW de enfriamiento. Calcule la tasa a la cual circula el aire en este sistema, y también las tasas de adición y rechazo de calor. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

11-73 Entra aire al compresor de un ciclo ideal de refrigeración de gas a $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 35 kPa y a la turbina a $37\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 160 kPa. El flujo másico a través del ciclo es de 0.2 kg/s. Suponga calores específicos variables para el aire, determine *a*) la tasa de refrigeración, *b*) la entrada de potencia neta y *c*) el coeficiente de desempeño. Respuestas: 15.9 kW, *b*) 8.64 kW, *c*) 1.84

11-74 Repita el problema 11-73 para una eficiencia isentrópica del compresor de 80 por ciento y una eficiencia isentrópica de la turbina de 85 por ciento.

11-75  Reconsidere el problema 11-74, y con un software apropiado, estudie los efectos de las eficiencias isentrópicas del compresor y la turbina cuando varían de 70 a 100 por ciento en la tasa de refrigeración, la entrada de potencia neta, y el COP. Trace el diagrama *T-s* del ciclo para el caso isentrópico.

11-76E Un ciclo ideal de refrigeración de gas utiliza aire como fluido de trabajo. El aire está a 5 psia y $-10\text{ }^{\circ}\text{F}$ cuando entra al compresor con una relación de compresión de 4. La temperatura a la entrada de la turbina es $100\text{ }^{\circ}\text{F}$. Determine el COP de este ciclo. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

11-77E Reconsidere el problema 11-76E cuando las eficiencias isentrópicas del compresor y la turbina son 87 por ciento y 94 por ciento, respectivamente, y la caída de presión a través de cada intercambiador de calor es 1 psia. Respuesta: 0.364

11-78 Un sistema de refrigeración de gas con una relación de presiones de 4 usa helio como fluido de trabajo. La temperatura del helio es $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ a la entrada del compresor y $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ a la entrada de la turbina. Suponiendo eficiencias isentrópicas de 88 para la turbina y el compresor, determine *a*) la temperatura mi-

nima en el ciclo, *b*) el coeficiente de desempeño y *c*) la tasa de flujo másico del helio para una tasa de refrigeración de 25 kW.

11-79C Un sistema de refrigeración con gas que usa aire como fluido de trabajo tiene una relación de presiones de 5. El aire entra al compresor a 0 °C. El aire a alta presión se enfría a 35 °C al rechazar calor hacia los alrededores. El refrigerante sale de la turbina a -80 °C y luego absorbe calor del espacio refrigerado antes de entrar al regenerador. La tasa de flujo másico del aire es de 0.4 kg/s. Suponiendo eficiencias isentrópicas de 80 por ciento para el compresor y de 85 por ciento para la turbina y utilizando calores específicos constantes a temperatura ambiente, determine *a*) la efectividad del regenerador, *b*) la tasa de extracción de calor del espacio refrigerado y *c*) el COP del ciclo. También, determine *d*) la carga de refrigeración y el COP del ciclo operado en el ciclo simple de refrigeración de gas. Use la misma temperatura dada de entrada al compresor, la temperatura de entrada a la turbina calculada y las mismas eficiencias del compresor y la turbina.

Respuestas: *a*) 0.434, *b*) 21.4 kW, *c*) 0.478, *d*) 24.7 kW, 0.599

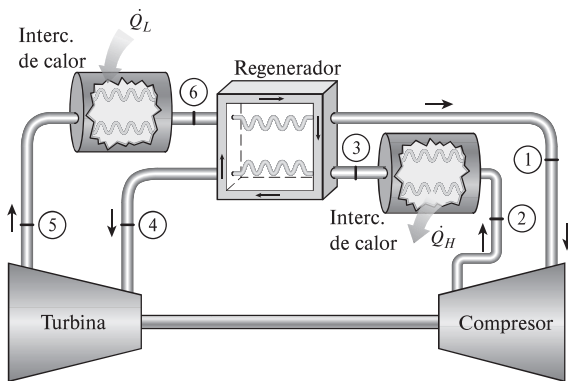


FIGURA P11-79C

11-80 En la figura P11-80 se muestra un sistema ideal de refrigeración de gas con dos etapas de compresión con interenfriamiento que opera con aire que entra al primer compresor a 90 kPa y -24 °C. Cada etapa de compresión tiene una relación de presiones de 3 y los dos interenfriadores pueden enfriar

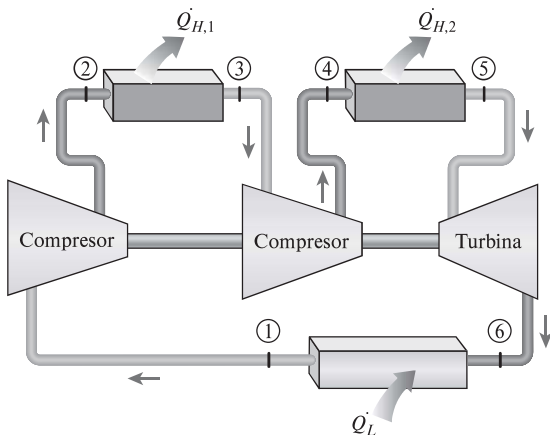


FIGURA P11-80

el aire a 5 °C. Calcule el coeficiente de desempeño de este sistema y la tasa a la que debe circular el aire por este sistema para manejar una carga de enfriamiento de 45 000 kJ/h. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

Respuestas: 1.56, 0.124 kg/s

11-81C Reconsidere el problema 11-80. ¿Cómo cambiarán las respuestas cuando la eficiencia isentrópica de cada compresor es 85 por ciento y la eficiencia isentrópica de la turbina es de 95 por ciento?

Sistemas de refrigeración por absorción

11-82C ¿Qué es la refrigeración por absorción? ¿En qué se distingue un sistema de refrigeración por absorción de un sistema de refrigeración por compresión de vapor?

11-83C ¿Cuáles son las ventajas y las desventajas de la refrigeración por absorción?

11-84C ¿Se puede utilizar agua como refrigerante en aplicaciones de acondicionamiento de aire? Explique.

11-85C ¿Cuáles son las funciones del rectificador y el regenerador en un sistema de refrigeración por absorción?

11-86C En los ciclos de refrigeración por absorción, ¿por qué se enfría el fluido en el absorbedor y se calienta en el generador?

11-87C ¿Cómo se define el coeficiente de desempeño de un sistema de refrigeración por absorción?

11-88E Se suministra calor a un sistema de refrigeración por absorción desde un pozo geotérmico a 250 °F, a razón de 10⁵ Btu/h. El entorno está a 80 °F, y el espacio refrigerado se mantiene a 0 °F. Determine la tasa máxima a la que este sistema puede quitar calor del espacio refrigerado.

11-89 Se afirma que un sistema de refrigeración por absorción recibe calor de una fuente a 95 °C y mantiene el espacio refrigerado a 0 °C tiene un COP de 3.1. Si la temperatura ambiental es de 19 °C, ¿puede ser válida esta afirmación? Justifique su respuesta.

11-90 Un sistema de refrigeración por absorción recibe calor de una fuente a 120 °C y mantiene el espacio refrigerado a 4 °C. Si la temperatura del ambiente es 25 °C, ¿cuál es el COP máximo que este sistema de refrigeración puede tener?

11-91 Se suministra calor a un sistema de refrigeración por absorción desde un pozo geotérmico a 110 °C, a razón de 5 × 10⁵ kJ/h. El entorno está a 25 °C, y el espacio refrigerado se mantiene a -18 °C. Determine la tasa máxima a la que este sistema puede quitar calor del espacio refrigerado.

Respuesta: 6.58 × 10⁵ kJ/h

Tema especial: Sistemas termoelectrónicos de generación de potencia y refrigeración

11-92C ¿Qué es un circuito termoelectrónico?

11-93C Describa los efectos Seebeck y Peltier.

11-94C Considere un alambre circular de cobre que se forma al conectar sus dos extremos. El punto de conexión se calienta ahora con la llama de una vela. ¿Espera que circule corriente eléctrica por el alambre?

11-95C Se forma un circuito cerrado conectando los extremos de un alambre de hierro y uno de constantano. Ahora se calientan ambas uniones y se mantienen a la misma temperatura. ¿Espera que fluya corriente eléctrica por este circuito?

11-96C Se forma un circuito cerrado conectando los extremos de un alambre de cobre y uno de constantano. Ahora una unión se calienta con la llama de una vela mientras el otro se mantiene a temperatura ambiente. ¿Espera que fluya corriente eléctrica por este circuito?

11-97C ¿De qué modo funciona un termopar como dispositivo de medición de temperatura?

11-98C ¿Por qué los materiales semiconductores se prefieren a los metales en los refrigeradores termoeléctricos?

11-99C ¿La eficiencia de un generador termoeléctrico está limitada por la eficiencia de Carnot? ¿Por qué?

11-100E Un generador termoeléctrico recibe calor de una fuente a 340°F y rechaza el calor de desecho al ambiente a 90°F . ¿Cuál es la máxima eficiencia térmica que este generador termoeléctrico puede tener? *Respuesta:* 31.3 por ciento

11-101 Un refrigerador termoeléctrico quita calor de un espacio refrigerado a -5°C a razón de 130 W, y lo rechaza al ambiente a 20°C . Determine el coeficiente máximo de desempeño que este refrigerador termoeléctrico puede tener y la alimentación de potencia mínima necesaria. *Respuestas:* 10.7, 12.1 W

11-102 Un enfriador termoeléctrico tiene un COP de 0.15 y quita calor de un espacio refrigerado a razón de 180 W. Determine la alimentación necesaria de potencia al enfriador termoeléctrico, en W.

11-103E Un enfriador termoeléctrico tiene un COP de 0.18, y el suministro de potencia al enfriador es de 1.8 hp. Determine la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado, en Btu/min.

11-104 Se propone operar un generador termoeléctrico en combinación con un estanque solar que puede suministrar calor a razón de 7×10^6 kJ/h a 90°C . El calor de desecho se va a rechazar al ambiente a 22°C . ¿Cuál es la potencia máxima que puede producir este generador termoeléctrico?

11-105 Un refrigerador termoeléctrico recibe potencia de una batería de automóvil de 12 V que absorbe 3 A de corriente cuando está en operación. El refrigerador parece una pequeña hielera, y se dice que enfría nueve bebidas enlatadas, de 0.350 L cada una, de 25 a 3°C , en 12 h. Determine el COP promedio de este refrigerador.



FIGURA P11-105

11-106E Hay enfriadores termoeléctricos que se conectan en el encendedor de un automóvil, y se afirma que uno de estos enfriadores enfría una bebida de 12 onzas (0.771 lbm) de 78 a 38°F o que calienta una taza de café de 75 a 130°F en alrededor de 15 min en un portavasos bien aislado. Suponiendo un COP promedio de 0.2 en el modo enfriamiento, determine *a)* la tasa promedio de remoción de calor de la bebida, *b)* la tasa promedio de suministro de calor al café y *c)* la potencia eléctrica extraída de la batería del automóvil, todo en W.

Problemas de repaso

11-107 Habitaciones con áreas hasta de 15 m^2 se enfrían de manera adecuada mediante acondicionadores de aire de ventana cuya capacidad de enfriamiento es de 5 000 Btu/h. Suponiendo que el COP acondicionador de aire es 3.5, determine la tasa de ganancia de calor de la habitación en Btu/h cuando el acondicionador de aire funciona de manera continua para mantener una temperatura constante en la habitación.

11-108 Considere un ciclo de refrigeración de Carnot de flujo estacionario que usa refrigerante R-134a como fluido de trabajo. Las temperaturas máxima y mínima en el ciclo son 30 y -20°C , respectivamente. La calidad del refrigerante es de 0.15 al principio del proceso de absorción de calor, y de 0.80 al final. Muestre el ciclo en un diagrama T - s con respecto a las líneas de saturación y determine *a)* el coeficiente de desempeño, *b)* las presiones del condensador y el evaporador y *c)* la entrada neta de trabajo.

11-109 Considere una planta productora de hielo que opera en un ciclo ideal de refrigeración por compresor de vapor y utiliza refrigerante R-134a como fluido de trabajo. Las condiciones de operación del ciclo de refrigeración requieren una presión del evaporador de 140 kPa y una presión del condensador de 1 200 kPa. El agua de enfriamiento fluye a través de la camisa de agua que rodea el condensador y se suministra a razón de 200 kg/s. La temperatura del agua de enfriamiento se eleva 10°C cuando fluye a través de la camisa de agua. Para producir hielo, se suministra agua potable a la sección de enfriamiento del ciclo de refrigeración. Por cada kg de hielo producido, se deben extraer 333 kJ de energía del suministro de agua potable.

a) Trace el equipo para los tres fluidos de trabajo de este sistema productor de hielo y el diagrama T - s del ciclo de refrigeración.

b) Determine la tasa de flujo másico del refrigerante, en kg/s.

c) Determine la tasa de flujo másico del suministro de agua potable, en kg/s.

11-110 Una bomba de calor que opera en el ciclo ideal por compresión de vapor con refrigerante R-134a se usa para calentar una casa. El flujo másico del refrigerante es 0.25 kg/s. Las presiones del condensador y el evaporador son 1 400 y 320 kPa, respectivamente. Muestre el ciclo en un diagrama T - s con respecto a las líneas de saturación y determine *a)* la tasa de suministro de calor a la casa, *b)* el flujo volumétrico del refrigerante a la entrada del compresor y *c)* el COP de esta bomba de calor.

11-111 Una bomba de calor opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor y usa refrigerante 22 como fluido de trabajo. Las condiciones de trabajo para esta bomba de


calor son: temperatura de saturación del evaporador de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y temperatura de saturación del condensador de $45\text{ }^{\circ}\text{C}$. En la tabla que sigue se dan datos selectos del refrigerante 22.

$T, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$P_{\text{sat}}, \text{ kPa}$	$h_f, \text{ kJ/kg}$	$h_g, \text{ kJ/kg}$	$s_g, \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$
-5	421.2	38.76	248.1	0.9344
45	1728	101	261.9	0.8682

Para R-22, a $P = 1728\text{ kPa}$ y $s = 0.9344\text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$, $T = 68.15\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $h = 283.7\text{ kJ/kg}$. También tome $c_{p,\text{aire}} = 1.005\text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$.

a) Haga un esquema del equipo y trace el diagrama T - s para esta aplicación de bomba de calor. b) Determine el COP de esta unidad. c) El condensador de esta unidad se encuentra en el interior del distribuidor de aire de una oficina. Si el aire que fluye por el distribuidor se limita a una elevación de la temperatura de $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, determine la relación de la tasa de flujo volumétrico del aire a la tasa de flujo másico del R-22 a través del distribuidor de aire (m^3/min)/(kg R-22/s).

11-112 Una gran planta de refrigeración se debe mantener a $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ y requiere refrigeración a razón de 100 kW . El condensador de la planta debe enfriarse mediante agua líquida, que experimenta un aumento de temperatura de $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ conforme fluye por serpentines del condensador. Suponiendo que la planta opera en un ciclo ideal por compresión de vapor con refrigerante R-134a entre los límites de presión de 120 y 700 kPa , determine a) el flujo másico del refrigerante, b) la entrada de potencia al compresor y c) el flujo másico del agua refrigerante.

11-113  Reconsidere el problema 11-112, y con un software apropiado, investigue el efecto de la presión del evaporador en el COP y la entrada de potencia. Suponga que la presión del evaporador varía de 120 a 380 kPa . Grafique el COP y la potencia de entrada en función de la presión del evaporador, y comente los resultados.

11-114 Repita el problema 11-112 suponiendo que el compresor tiene una eficiencia isentrópica de 75 por ciento. También, determine la tasa de destrucción de exergía asociada con el proceso de compresión en este caso. Considere $T_0 = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

11-115 Se utiliza un acondicionador de aire con refrigerante R-134a como su fluido de trabajo para mantener una habitación a $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ al ceder el calor residual al aire exterior a $34\text{ }^{\circ}\text{C}$. La habitación está ganando calor por los muros y las ventanas a razón de 250 kJ/min mientras que el calor generado por la computadora, la televisión y las luces ascienden a 900 W . Una cantidad desconocida de calor también es generada por las personas en la habitación. Las presiones del condensador y el evaporador son 1200 y 500 kPa , respectivamente. El refrigerante es un líquido saturado a la salida del condensador y vapor saturado a la entrada del compresor. Si el refrigerante entra al compresor a razón de 100 L/min y la eficiencia isentrópica del compresor es de 75 por ciento, determine a) la temperatura del refrigerante a la salida del compresor, b) la razón de generación de calor por las personas en la habitación, c) el COP del acondicionador de aire y d) el flujo volumétrico mínimo del refrigerante a la entrada y salida del compresor.

Respuestas: a) $54.5\text{ }^{\circ}\text{C}$, b) 0.665 kW , c) 5.87 , d) 15.7 L/min

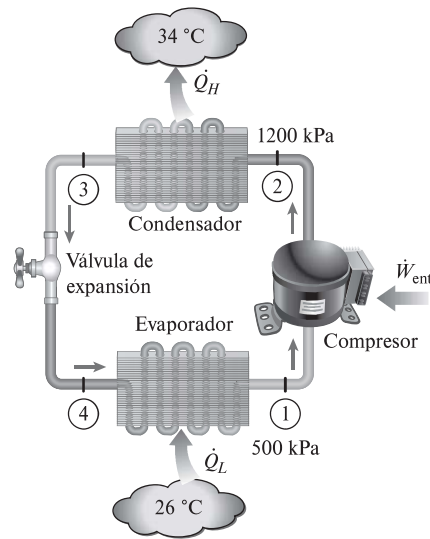


FIGURA P11-115

11-116 Un refrigerador que utiliza refrigerante R-134a como fluido de trabajo opera el condensador a 700 kPa y el evaporador a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Este refrigerador congela agua mientras rechaza calor al aire ambiente a $22\text{ }^{\circ}\text{C}$. La eficiencia isentrópica del compresor es de 85 por ciento. Determine el proceso que provoca la mayor cantidad de destrucción de exergía.

11-117 Reconsidere el problema 11-116 con un subenfriamiento de $2.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ a la salida del condensador.

11-118 Un acondicionador de aire opera en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, con R-134a como refrigerante. El acondicionador de aire se usa para mantener un espacio a $21\text{ }^{\circ}\text{C}$ mientras rechaza calor de desecho al aire ambiente a $37\text{ }^{\circ}\text{C}$. El refrigerante entra al compresor a 180 kPa , sobrecalentado en $2.7\text{ }^{\circ}\text{C}$, a razón de 0.06 kg/s , y sale del compresor a 1200 kPa y $60\text{ }^{\circ}\text{C}$. El R-134a está subenfriado en $6.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ a la salida del condensador. Determine a) la tasa de enfriamiento suministrado al espacio, en Btu/h , y el COP, b) la eficiencia isentrópica y la eficiencia de exergía del compresor, c) la destrucción de exergía en cada componente del ciclo y la destrucción total de exergía en el ciclo, y d) el suministro mínimo de potencia y la eficiencia de la segunda ley del ciclo.

11-119 Considere un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas que opera entre los límites de presión de 1.4 y 0.12 MPa . El fluido de trabajo es refrigerante R-134a. El refrigerante sale del condensador como líquido saturado y se estrangula hacia una cámara de vaporización parcial que opera a 0.5 MPa . Una parte del refrigerante se evapora durante este proceso, y este vapor se mezcla con el refrigerante que sale del compresor de baja presión. La mezcla se comprime luego a la presión del condensador mediante el compresor de alta presión. El líquido de la cámara de vaporización parcial se estrangula a la presión del evaporador y enfría el espacio refrigerado al vaporizarse en el evaporador. Suponiendo que el refrigerante sale del evaporador como vapor saturado, y que ambos compresores son isentrópicos, determine a) la fracción del refrigerante que se evapora al estrangularse hacia la cámara de vaporización parcial, b)

la cantidad de calor que se quita del espacio refrigerado y el trabajo del compresor por unidad de masa de refrigerante que fluye por el condensador, y c) el coeficiente de desempeño.

Respuestas: a) 0.290, b) 116 kJ/kg, 42.7 kJ/kg, c) 2.72

11-120E Un sistema de refrigeración por compresión con dos evaporadores, como se muestra en la figura P11-120E, usa refrigerante R-134a como fluido de trabajo. El sistema opera el evaporador 1 a 30 °F, el evaporador 2 a -29.5 °F y el condensador a 160 psia. La carga de enfriamiento del evaporador 1 es el doble que la del evaporador 2. Determine la carga de enfriamiento de ambos evaporadores por unidad de flujo a través del compresor, así como el COP de este sistema. El refrigerante es líquido saturado a la salida del condensador y vapor saturado a la salida de cada evaporador, y el compresor es isentrópico.

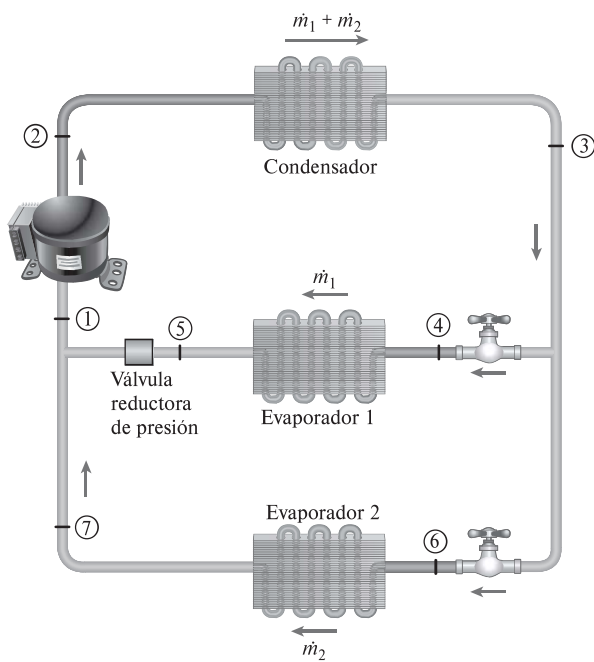


FIGURA P11-120E

11-121E Reconsidere el problema 11-120E. El sistema de refrigeración de ese problema enfría un depósito a -15 °F y otro a 40 °F mientras rechaza calor a un depósito a 80 °F. ¿Cuál proceso tiene la destrucción de exergía más alta?

11-122 El sistema de refrigeración de la figura P11-122 es otra variación del sistema básico de refrigeración por compresión de vapor que intenta reducir el trabajo de compresión. En este sistema se usa un intercambiador de calor para sobrecalentar el vapor que entra al compresor al mismo tiempo que se subenfía el líquido que sale del condensador. Considere un sistema de este tipo que usa refrigerante R-134a como su fluido refrigerante y opera el evaporador a -10.09 °C, y el condensador a 900 kPa. Determine el COP del sistema cuando el intercambiador de calor proporciona un subenfriamiento de 5.51 °C a la entrada de la válvula de estrangulación. Suponga que el refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y que el compresor es isentrópico. Respuesta: 4.60

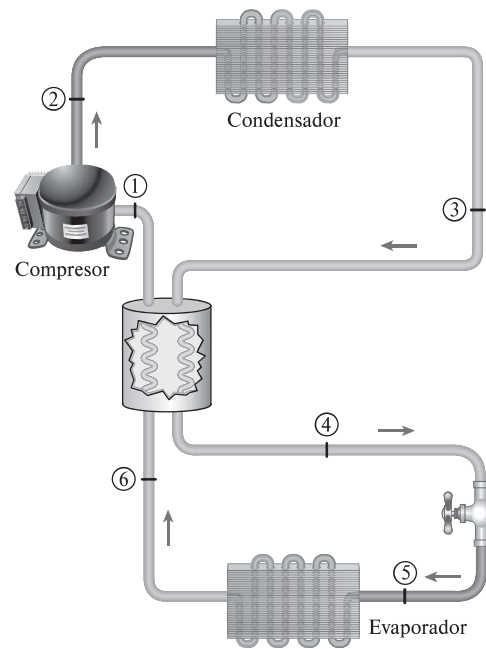



FIGURA P11-122

11-123 Repita el problema 11-122 si el intercambiador de calor proporciona un subenfriamiento de 9.51 °C.

11-124 Una aeronave en tierra debe enfriarse por medio de un ciclo de refrigeración de gas que opera con aire en un ciclo abierto. El aire entra al compresor a 30 °C y 100 kPa y se comprime a 250 kPa. El aire se enfría a 85 °C antes de entrar a la turbina. Suponiendo que tanto la turbina como el compresor son isentrópicos, determine la temperatura del aire que sale de la turbina y entra en la cabina. Respuesta: 2.5 °C

11-125 Considere un ciclo regenerativo de refrigeración de gas que usa helio como fluido de trabajo. El helio entra al compresor a 100 kPa y -10 °C y se comprime a 300 kPa. Luego se enfría a 20 °C por medio de agua, y posteriormente entra al regenerador, donde se enfría más antes de entrar a la turbina. El helio sale del espacio refrigerado a -25 °C y entra al regenerador. Suponiendo que tanto la turbina como el compresor son isentrópicos, determine a) la temperatura del helio a la entrada de la turbina, b) el coeficiente de desempeño del ciclo y c) la entrada neta de potencia necesaria para un flujo másico de 0.45 kg/s.

11-126  Un sistema de refrigeración de gas que usa aire como fluido de trabajo tiene una relación de presiones de 5. El aire entra al compresor a 0 °C. El aire de alta presión se enfría a 35 °C rechazando calor al entorno. El refrigerante sale de la turbina a -80 °C y entra al espacio refrigerado donde absorbe calor antes de entrar al regenerador. El flujo másico del aire es 0.4 kg/s. Suponiendo eficiencias isentrópicas de 80 por ciento para el compresor y 85 por ciento para la turbina, y usando calores específicos variables, determine a) la efectividad del regenerador, b) la tasa de extracción de calor del espacio refrigerado y c) el COP del ciclo. También determine d) la carga de refrigeración y el COP si este sistema operase en el ciclo simple de refrigeración de gas. Use la misma temperatura de entrada

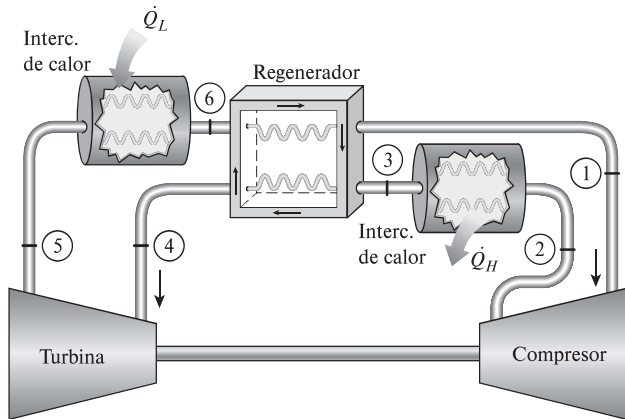


FIGURA P11-126

al compresor dada, la temperatura de entrada a la turbina calculada y las mismas eficiencias del compresor y la turbina. Este problema se resuelve con un software apropiado.

11-127 Un sistema ideal de refrigeración de gas con tres etapas de compresión con interenfriamiento opera con aire que entra al primer compresor a 50 kPa y -30°C . Cada compresor en este sistema tiene una relación de presiones de 7, y la temperatura del aire a la salida de todos los interenfriadores es de 15°C . Calcule el COP de este sistema. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

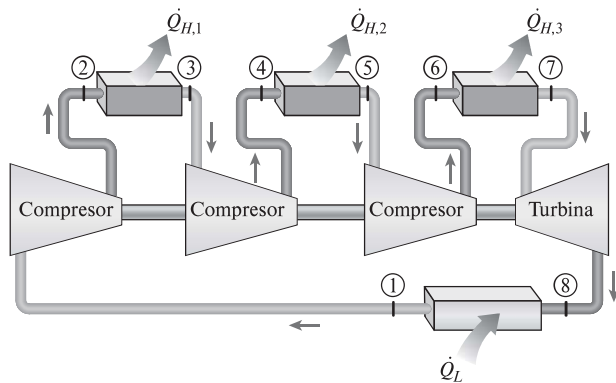


FIGURA P11-127

11-128 Con un software apropiado, investigue el efecto de la presión del evaporador en el COP de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con refrigerante R-134a como fluido de trabajo. Suponga que la presión del condensador se mantiene constante a 1.4 MPa, mientras la presión de evaporación se hace variar de 100 kPa a 500 kPa. Grafique el COP del ciclo de refrigeración contra la presión del evaporador, y explique los resultados.

11-129 Usando un software apropiado, investigue el efecto de la presión del condensador en el COP de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con refrigerante R-134a como fluido de trabajo. Suponga que la presión del evaporador se mantiene constante a 150 kPa mientras la presión del condensador varía entre 400 y 1 400 kPa. Grafi-

que el COP del ciclo de refrigeración contra la presión del condensador, y explique los resultados.

11-130 Un sistema de refrigeración por absorción debe extraer calor del espacio refrigerado a 2°C a una tasa de 28 kW mientras opera en un ambiente a 25°C . Se debe suministrar calor desde un estanque solar a 95°C . ¿Cuál es la tasa mínima de suministro de calor requerida? Respuesta: 12.3 kW

11-131 Reconsidere el problema 11-130, y con un software apropiado, investigue el efecto de la temperatura de la fuente en la tasa mínima de suministro de calor. Considere que la temperatura de la fuente varía de 50 a 250°C . Trace la tasa mínima de suministro de calor en función de la temperatura de la fuente, y explique los resultados.

11-132 Deduzca la relación para el COP del sistema de refrigeración de dos etapas con una cámara de evaporación parcial como se muestra en la figura 11-14 en función de las entalpías y la calidad en el estado 6. Considere una masa unitaria en el condensador.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

11-133 Un refrigerador quita calor de un espacio refrigerado a 0°C a razón de 1.5 kJ/s y lo rechaza al ambiente a 20°C . La entrada mínima de potencia necesaria es

- a) 102 W b) 110 W c) 140 W
d) 150 W e) 1 500 W

11-134 Considere un refrigerador que opera en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor con R-134a como fluido de trabajo. El refrigerante entra al compresor como vapor saturado a 160 kPa y sale a 800 kPa y 50°C , y sale del condensador como líquido saturado a 800 kPa. El coeficiente de desempeño de este refrigerador es

- a) 2.6 b) 1.0 c) 4.2
d) 3.2 e) 4.4

11-135 Un refrigerador opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con refrigerante R-134a como fluido de trabajo entre los límites de presión de 120 y 800 kPa. Si la tasa de extracción de calor del espacio refrigerado es de 32 kJ/s, la tasa de flujo másico del refrigerante es

- a) 0.19 kg/s b) 0.15 kg/s c) 0.23 kg/s
d) 0.28 kg/s e) 0.81 kg/s

11-136 Considere una bomba térmica que opera en el ciclo de Carnot invertido con R-134a como fluido de trabajo bajo el domo de saturación entre los límites de presión de 140 y 800 kPa. El R-134a cambia de vapor saturado a líquido saturado durante el proceso de rechazo de calor. La entrada neta de trabajo para este ciclo es

- a) 28 kJ/kg b) 34 kJ/kg c) 49 kJ/kg
d) 144 kJ/kg e) 275 kJ/kg

11-137 Una bomba térmica opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con refrigerante R-134a como fluido de trabajo entre los límites de presión de 0.32 y 1.2 MPa. Si el flujo másico del refrigerante es de 0.193 kg/s, la tasa de suministro de calor de la bomba de calor al espacio calentado es

- a) 3.3 kW b) 23 kW c) 26 kW
d) 31 kW e) 45 kW

11-138 Considere un ciclo de refrigeración por compresión de vapor con R-134a como fluido de trabajo opera entre los límites de presión de 120 kPa y 700 kPa. La fracción de masa del refrigerante que está en la fase líquida a la entrada del evaporador es

- a) 0.69 b) 0.63, c) 0.58
d) 0.43 e) 0.35

11-139 Considere una bomba de calor que opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con R-134a como fluido de trabajo entre los límites de presión de 0.24 y 1.2 MPa. El coeficiente de desempeño de esta bomba de calor es

- a) 5.9 b) 5.3 c) 4.9
d) 4.2 e) 3.8

11.140 Un ciclo ideal de refrigeración que usa aire como fluido de trabajo opera entre los límites de presión de 80 y 280 kPa. El aire se enfría a 35 °C antes de entrar a la turbina. La temperatura mínima de este ciclo es

- a) -58 °C b) -26 °C c) 5 °C
d) 11 °C e) 24 °C

11-141 Considere un ciclo ideal de refrigeración de gas que usa helio como fluido de trabajo. El helio entra al compresor a 100 kPa y 17 °C y se comprime a 400 kPa. Luego se enfría a 20 °C antes de entrar a la turbina. Para un flujo másico de 0.2 kg/s, la entrada neta de trabajo necesaria es

- a) 28.3 kW b) 40.5 kW c) 64.7 kW
d) 93.7 kW e) 113 kW

11-142 Un sistema de acondicionamiento de aire por absorción debe quitar calor de un espacio acondicionado a 20 °C, a razón de 90 kJ/s, mientras opera en un entorno que está a 35 °C. El calor debe suministrarse desde una fuente geotérmica a 140 °C. La tasa mínima de suministro de calor es

- a) 13 kJ/s b) 18 kJ/s c) 30 kJ/s
d) 37 kJ/s e) 90 kJ/s

Problemas de diseño y ensayo

11-143 Desarrolle y comente técnicas que se apliquen al principio de regeneración para mejorar el desempeño de sistemas de refrigeración por compresión de vapor.

11-144 El calor suministrado por una bomba de calor utilizado para mantener la temperatura de un edificio con frecuencia se complementa con otra fuente de calor directo. La fracción complementaria del calor total requerido se incrementa a medida que disminuye la temperatura del aire ambiente (el cual sirve como sumidero de baja temperatura). Desarrolle un programa de calor suplementario en función de la temperatura del aire ambiente que minimice el calor total suplementario y la energía suministrada por la bomba requeridos para abastecer el edificio.

11-145 Diseñe un refrigerador termoeléctrico que sea capaz de enfriar una bebida enlatada en un automóvil. El refrigerador debe ser alimentado por el encendedor de cigarrillos del automóvil. Haga un diagrama de su diseño. Varias fábricas producen componentes semiconductores para construir generadores de ener-

gía termoeléctrica o refrigeradores. Utilizando los datos de uno de estos fabricantes, determine cuántos de estos componentes necesita en su diseño y estime el coeficiente de desempeño de su sistema. Un problema crítico en el diseño de refrigeradores termoeléctricos es el rechazo eficaz del calor residual. Analice cómo puede mejorar la tasa de cesión de rechazo de calor sin ningún dispositivo con partes móviles como un ventilador.

11-146 Las celdas solares o fotovoltaicas (FV) convierten la luz solar en electricidad y normalmente se utilizan para operar calculadoras satélites, sistemas de comunicación remotos e incluso bombas. La conversión de luz en electricidad se llama *efecto fotoeléctrico*. Fue descubierto por primera vez en 1839 por el francés Edmond Becquerel, y el primer módulo FV, que se componía de varias celdas conectadas entre sí, fue construido en 1954 por los Laboratorios Bell. Los módulos FV actuales tienen eficiencias de conversión de cerca de 12 a 15 por ciento. Si se considera que la energía solar incidente sobre una superficie normal en la tierra al mediodía es aproximadamente de 1 000 W/m² durante un día despejado, los módulos FV sobre una superficie de 1 m² pueden proporcionar hasta 150 kW de electricidad. La energía solar diaria promedio anual que incide sobre una superficie en Estados Unidos varía de 2 a 6 kWh/m².

Una bomba alimentada por módulos FV se va a utilizar en Arizona para bombear agua para la fauna silvestre desde 180 m de profundidad a una tasa promedio de 400 L/día. Suponiendo una eficiencia razonable para el sistema de bombeo, la cual se puede definir como la relación del incremento de la energía potencial del agua a la energía eléctrica consumida por la bomba, y considerando la eficiencia de conversión de las celdas FV 0.13 de un modo conservador, determine el tamaño del módulo FV que debe instalarse, en m².

11-147 La temperatura de un automóvil estacionado bajo los rayos del sol puede aproximarse a 100 °C cuando la temperatura del aire exterior es de sólo 25 °C, por lo que se debe ventilar para evitar esa temperatura tan alta. No obstante, los ventiladores pueden agotar la batería del automóvil si son alimentados por ésta. Para evitar que eso suceda se propone utilizar celdas fotovoltaicas, para operar los ventiladores. Se determina que el

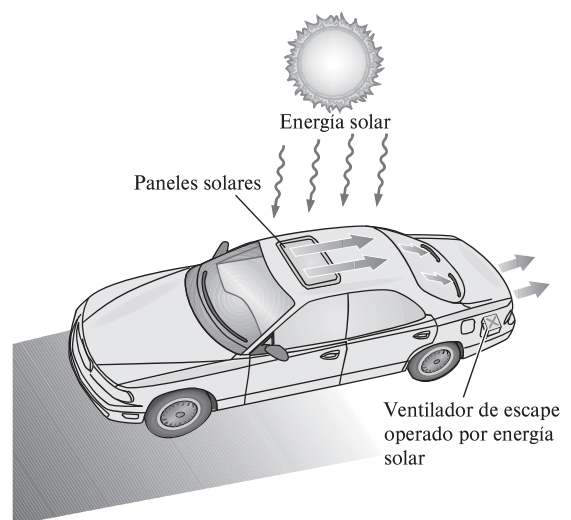


FIGURA P11-147

aire en el automóvil debe reemplazarse cada minuto para evitar el aumento de la temperatura interior. Determine si esto puede lograrse instalando celdas FV en una parte del techo del automóvil. También, investigue si algún automóvil utiliza este tipo de ventilación.

11-148 Se propone usar un sistema termoelectrico solar instalado en la azotea para enfriar edificios residenciales. El sistema consiste en un refrigerador termoelectrico energizado por un generador termoelectrico cuya superficie superior es un colector solar. Explique la factibilidad y el costo de tal sistema y determine si el sistema propuesto instalado en un lado de la azotea puede satisfacer una porción importante de las necesidades de enfriamiento de una casa típica en el área donde usted vive.

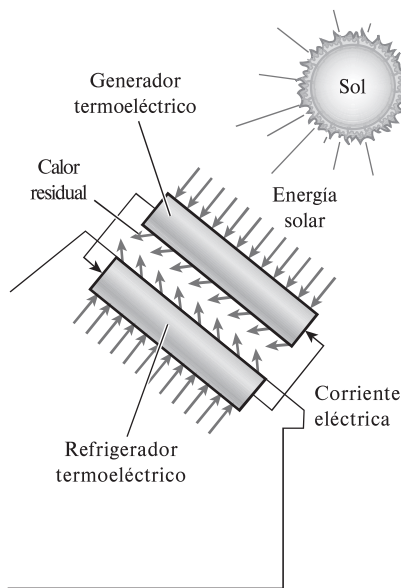


FIGURA P11-148

11-149 Considere una planta eléctrica con estanque solar que opera en el ciclo Rankine. Utilizando refrigerante R-134a como fluido de trabajo, especifique las temperaturas y presiones de operación en el ciclo, y estime la tasa de flujo másico requerida de refrigerante R-134a para una salida neta de potencia de 50 kW. También, estime el área del estanque para este nivel de producción continua de potencia. Suponga que la energía solar incide en el lago a razón de 500 W por m² de área del estanque al mediodía y que el estanque es capaz de almacenar el 15 por ciento de la energía solar incidente en la zona de almacenamiento.

11-150 Una empresa es propietaria de un sistema de refrigeración cuya capacidad de refrigeración es de 200 ton (1 ton de refrigeración = 211 kJ/min) y usted debe diseñar un sistema de enfriamiento por aire forzado para frutas cuyo diámetro no excede de 7 cm, en las siguientes condiciones: las frutas se deben enfriar de 28 °C a una temperatura promedio de 8 °C. La temperatura del aire debe permanecer arriba de -2 °C y por debajo de 10 °C en todo momento, y la velocidad del aire que llega a las frutas debe ser menor de 2 m/s. La sección de enfriamiento puede tener una anchura hasta de 3.5 m y una altura hasta de 2 m.

Suponiendo valores razonables la densidad promedio, el calor específico y la porosidad de las frutas (la fracción del volumen de aire en una caja), recomiende valores razonables para *a*) la velocidad del aire que llega a la sección de enfriamiento, *b*) la capacidad de enfriamiento del producto del sistema, en kg·frutas/h, y *c*) el flujo volumétrico del aire.

11-151 En la década de 1800, antes del desarrollo del moderno aire acondicionado, se propuso enfriar aire para edificios con el siguiente procedimiento que utiliza un gran dispositivo de cilindro-émbolo [“John Gorrie: Pioneer of Cooling and Ice Making”, *ASHRAE Journal* 33, núm. 1 (enero de 1991)]:

1. Jalar una carga de aire exterior.
2. Comprimirlo a una presión alta.
3. Enfriar la carga de aire utilizando aire exterior.
4. Expandirlo de nuevo a la presión atmosférica.
5. Descargar la carga de aire al espacio que se debe enfriar.

Suponga que la meta es enfriar una habitación de 6 m × 10 m × 2.5 m. El aire exterior está a 30 °C, y se ha determinado que 10 cargas de aire por hora suministradas a la habitación a 10 °C podrían proporcionar el enfriamiento adecuado. Haga un diseño preliminar del sistema y los cálculos para saber si esto es factible (puede hacer suposiciones optimistas para el análisis).

- a*) Grafique el sistema donde muestre cómo lo impulsaría y cómo llevaría a cabo el paso 3.
- b*) Determine qué presión se requerirá (paso 2).
- c*) Estime cuánto tardará el paso 3 y de qué tamaño deberá ser el dispositivo cilindro-émbolo para proporcionar los cambios de aire y la temperatura requeridos.
- d*) Determine el trabajo requerido en el paso 2 para un ciclo por hora.
- e*) Analice cualquier problema que detecte en el concepto de su diseño (incluya el análisis de los cambios que pudieran ser necesarios para contrarrestar las suposiciones optimistas).