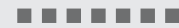


CICLOS DE POTENCIA DE VAPOR Y COMBINADOS

En el capítulo 9 se analizaron los ciclos de potencia de gas en los que el fluido de trabajo permanece como gas durante todo el ciclo. En este capítulo se consideran *ciclos de potencia de vapor* en los que el fluido de trabajo se evapora y condensa alternadamente. Asimismo, se analiza la generación de potencia acoplada con un proceso de calentamiento llamada *cogeneración*.

La constante demanda de eficiencias térmicas más altas ha producido algunas modificaciones innovadoras en el ciclo básico de potencia de vapor. Entre éstos, se estudian *ciclos con recalentamiento y regenerativo* así como ciclos combinados de potencia de gas y vapor.

El vapor de agua es el fluido de trabajo usado más comúnmente en ciclos de potencia de vapor debido a sus muchas y atractivas características, como bajo costo, disponibilidad y alta entalpía de vaporización. Por consiguiente, este capítulo se dedica principalmente al estudio de centrales eléctricas de vapor, las cuales normalmente son llamadas *centrales carboeléctricas*, *centrales nucleoeeléctricas* o *centrales eléctricas de gas natural*, según el tipo de combustible que empleen para suministrar calor al vapor. Sin embargo, el vapor pasa por el mismo ciclo básico en todas; por lo tanto pueden analizarse de la misma manera.



OBJETIVOS

En el capítulo 10, los objetivos son:

- Analizar ciclos de potencia de vapor en los cuales el fluido de trabajo se evapora y condensa alternadamente.
- Investigar maneras de modificar el ciclo Rankine básico de potencia de vapor para incrementar la eficiencia térmica del ciclo.
- Analizar los ciclos de potencia de vapor con recalentamiento y regeneración.
- Realizar el análisis de los ciclos de potencia de vapor con base en la segunda ley.
- Analizar la generación de potencia acoplada con el proceso de calentamiento llamado cogeneración.
- Analizar ciclos de potencia que consisten en dos ciclos separados conocidos como ciclos combinados.

10-1 ■ EL CICLO DE VAPOR DE CARNOT

Como se ha mencionado repetidamente, el ciclo de Carnot es el más eficiente de los ciclos que operan entre dos límites especificados de temperatura. Así, es natural considerar primero a este ciclo como un prospecto de ciclo ideal para las centrales eléctricas de vapor. Si fuera posible, se adoptaría como el ciclo ideal. Sin embargo, como se explica a continuación, el ciclo de Carnot no es un modelo apropiado para los ciclos de potencia. A lo largo de todo el análisis se ha considerado al *vapor* como el fluido de trabajo, ya que su uso predomina en los ciclos de potencia de vapor.

Considere un *ciclo de Carnot* de flujo estacionario ejecutado dentro de la curva de saturación de una sustancia pura, como se muestra en la figura 10-1a). El fluido se calienta de manera reversible e isotérmicamente en una caldera (proceso 1-2); se expande isentrópicamente en una turbina (proceso 2-3); se condensa reversible e isotérmicamente en un condensador (proceso 3-4), y se comprime de manera isentrópica mediante un compresor hasta su estado inicial (proceso 4-1).

Con este ciclo se asocian varias situaciones imprácticas:

1. La transferencia isotérmica de calor hacia o desde un sistema de dos fases no es difícil de alcanzar en la práctica, porque una presión constante en el dispositivo fija automáticamente la temperatura en el valor de saturación. Por consiguiente, los procesos 1-2 y 3-4 pueden aproximarse bastante a los de las calderas y los condensadores reales. Sin embargo, restringir los procesos de transferencia de calor a sistemas de dos fases limita severamente la temperatura máxima que puede utilizarse en el ciclo (tiene que permanecer debajo del valor del punto crítico, el cual es de 374 °C para el agua). Restringir la temperatura máxima en el ciclo limita también la eficiencia térmica. Cualquier intento por elevar la temperatura máxima en el ciclo implica la transferencia de calor hacia el fluido de trabajo en una sola fase, lo que no es fácil de realizar de modo isotérmico.
2. El proceso de expansión isentrópica (proceso 2-3) puede aproximarse bastante mediante una turbina bien diseñada. Sin embargo, la calidad del vapor disminuye durante este proceso, como se observa en el diagrama T - s de la figura 10-1a). Por lo tanto, la turbina tiene que manejar vapor con baja calidad, es decir, vapor con un alto contenido de humedad. El choque de gotas líquidas sobre los álabes de la turbina produce erosión y es una de las principales fuentes de desgaste. Así, el vapor con calidades menores a 90 por ciento no puede ser tolerado en la operación de centrales eléctricas. Este problema podría eliminarse utilizando un fluido de trabajo con una línea muy inclinada de vapor saturado.

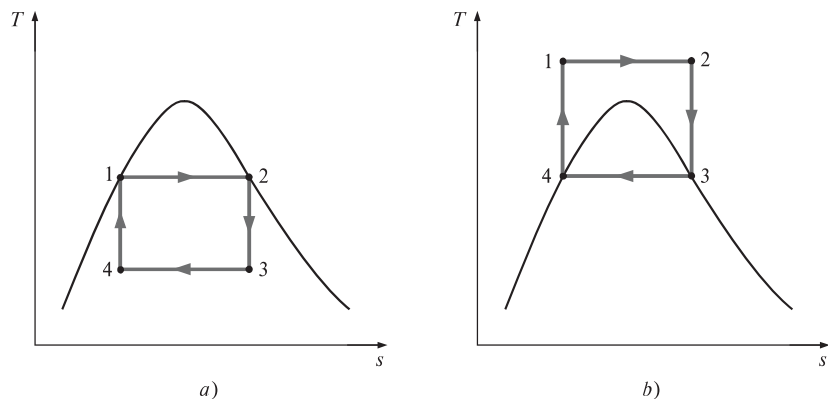


FIGURA 10-1

Diagrama T - s para dos ciclos de vapor de Carnot.

3. El proceso de compresión isentrópica (proceso 4-1) implica la compresión de una mezcla de líquido y vapor hasta un líquido saturado. Hay dos dificultades asociadas con este proceso: primero, no es fácil controlar el proceso de condensación de manera tan precisa como para obtener finalmente la calidad deseada en el estado 4; y segundo, no es práctico diseñar un compresor que maneje dos fases.

Algunos de estos problemas pueden eliminarse al ejecutar el ciclo de Carnot de manera diferente, como se muestra en la figura 10-1*b*). Sin embargo, este ciclo presenta otros problemas, como la compresión isentrópica a presiones extremadamente altas y la transferencia isotérmica de calor a presiones variables. Por lo tanto concluimos que el ciclo de Carnot no puede lograrse en los dispositivos reales y no es un modelo realista para los ciclos de potencia de vapor.

10-2 ■ CICLO RANKINE: EL CICLO IDEAL PARA LOS CICLOS DE POTENCIA DE VAPOR

Es posible eliminar muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo de Carnot si el vapor es sobrecalentado en la caldera y condensado por completo en el condensador, como se muestra de manera esquemática en un diagrama T - s en la figura 10-2. Lo que resulta es el **ciclo Rankine**, el cual es el ciclo ideal para las centrales eléctricas de vapor. El ciclo Rankine ideal no incluye ninguna irreversibilidad interna y está compuesto de los siguientes cuatro procesos:

- 1-2 Compresión isentrópica en una bomba
- 2-3 Adición de calor a presión constante en una caldera
- 3-4 Expansión isentrópica en una turbina
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante en un condensador

El agua entra a la *bomba* en el estado 1 como líquido saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión de operación de la caldera. La temperatura del agua aumenta un poco durante este proceso de compresión isentrópica debido a una ligera disminución en el volumen específico del agua. La distancia

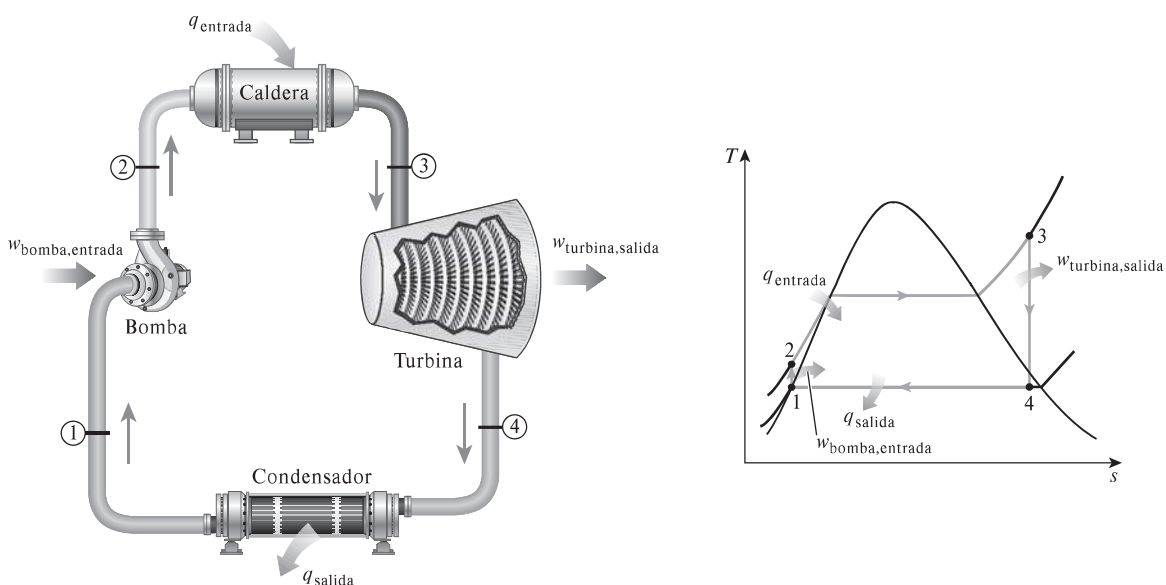


FIGURA 10-2

El ciclo Rankine ideal simple.

vertical entre los estados 1 y 2 en el diagrama $T-s$ se exagera de manera considerable para mayor claridad. (Si el agua fuera realmente incompresible, ¿habría un cambio de temperatura durante este proceso?)

El agua entra a la *caldera* como líquido comprimido en el estado 2 y sale como vapor sobrecalentado en el estado 3. La caldera es básicamente un gran intercambiador de calor donde el calor que se origina en los gases de combustión, reactores nucleares u otras fuentes, se transfiere al agua esencialmente a presión constante. La caldera, junto con la sección (sobrecalentador) donde el vapor se sobrecalienta, recibe el nombre de *generador de vapor*.

El vapor sobrecalentado en el estado 3 entra a la *turbina* donde se expande isentrópicamente y produce trabajo al hacer girar el eje conectado a un generador eléctrico. La presión y la temperatura del vapor disminuyen durante este proceso hasta los valores en el estado 4, donde el vapor entra al *condensador*. En este estado el vapor es por lo general un vapor húmedo con una alta calidad. El vapor se condensa a presión constante en el condensador, el cual es básicamente un gran intercambiador de calor, rechazando el calor hacia un medio de enfriamiento como un lago, un río o la atmósfera. El vapor sale del condensador como líquido saturado y entra a la bomba, completando el ciclo. En áreas donde el agua es muy valiosa, las centrales eléctricas son enfriadas con aire en lugar de agua. Este método de enfriamiento, que también se emplea en motores de automóvil, es conocido como *enfriamiento seco*. Varias centrales eléctricas en el mundo, incluidas algunas en Estados Unidos, utilizan enfriamiento seco para conservar el agua.

Recuerde que el área bajo la curva del proceso en un diagrama $T-s$ representa la transferencia de calor para procesos internamente reversibles; y observe que el área bajo la curva del proceso 2-3 representa el calor transferido hacia el agua en la caldera y que el área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor rechazado en el condensador. La diferencia entre estas dos (el área encerrada por el ciclo) es el trabajo neto producido durante el ciclo.

Análisis de energía del ciclo Rankine ideal

Los cuatro componentes asociados con el ciclo Rankine (la bomba, la caldera, la turbina y el condensador) son dispositivos de flujo estacionario; por lo tanto, los cuatro procesos que conforman el ciclo Rankine pueden ser analizados como procesos de flujo estacionario. Por lo general, los cambios en la energía cinética y potencial del vapor son pequeños en relación con los términos de trabajo y de transferencia de calor, de manera que son insignificantes. Entonces, la *ecuación de energía de flujo estacionario* por unidad de masa de vapor se reduce a

$$(q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}) + (w_{\text{entrada}} - w_{\text{salida}}) = h_s - h_e \quad (\text{kJ/kg}) \quad (10-1)$$

La caldera y el condensador no incluyen ningún trabajo y se supone que la bomba y la turbina son isentrópicas, entonces la relación de conservación de la energía para cada dispositivo puede expresarse como:

Bomba ($q = 0$):

$$w_{\text{bomba,entrada}} = h_2 - h_1 \quad (10-2)$$

o,

$$w_{\text{bomba,entrada}} = v(P_2 - P_1) \quad (10-3)$$

donde

$$h_1 = h_f \text{ a } P_1 \quad \text{y} \quad v \cong v_1 = v_f \text{ a } P_1 \quad (10-4)$$

Caldera ($w = 0$):

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 \quad (10-5)$$

Turbina ($q = 0$):

$$w_{\text{turbina,salida}} = h_3 - h_4 \quad (10-6)$$

Condensador ($w = 0$):

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 \quad (10-7)$$

La *eficiencia térmica* del ciclo Rankine se determina a partir de

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} \quad (10-8)$$

donde

$$w_{\text{neto}} = q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}} = w_{\text{turbina,salida}} - w_{\text{bomba,entrada}}$$

La eficiencia de conversión de las centrales eléctricas estadounidenses se expresa a menudo en términos de la **tasa térmica**, que es la cantidad en Btu de calor suministrada para generar 1 kWh de electricidad. Cuanto menor es la tasa térmica, más grande será la eficiencia. Si se considera que 1 kWh = 3 412 Btu, y sin tomar en cuenta las pérdidas asociadas con la conversión de potencia en el eje a potencia eléctrica, la relación entre la tasa térmica y la eficiencia térmica puede expresarse como

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{3\,412 \text{ (Btu/kWh)}}{\text{Tasa térmica (Btu/kWh)}} \quad (10-9)$$

Por ejemplo, una tasa térmica de 11 363 Btu/kWh es equivalente a una eficiencia térmica de 30 por ciento.

La eficiencia térmica también puede interpretarse como la relación entre el área encerrada por el ciclo en un diagrama T - s y el área bajo el proceso de adición de calor. El uso de estas relaciones se ilustra en el siguiente ejemplo.

EJEMPLO 10-1 El ciclo Rankine ideal simple

Considere una central eléctrica de vapor que opera en el ciclo Rankine ideal simple. El vapor de agua entra a la turbina a 3 MPa y 350 °C y es condensado en el condensador a una presión de 75 kPa. Determine la eficiencia térmica de este ciclo.

SOLUCIÓN Se tiene una central eléctrica de vapor que opera en el ciclo Rankine ideal simple. Se determinará la eficiencia térmica del ciclo.

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

Análisis El esquema de la central y el diagrama T - s del ciclo se muestran en la figura 10-3. Observe que la central opera en el ciclo Rankine ideal, por lo tanto la turbina y la bomba son isentrópicas, no hay caídas de presión en la caldera ni en el condensador y el vapor sale de este último para entrar a la bomba como líquido saturado a la presión del condensador.

Primero se determinan las entalpías en varios puntos del ciclo, utilizando los datos de las tablas de vapor (tablas A-4, A-5 y A-6):

$$\left. \begin{array}{l} \text{Estado 1:} \\ \text{Líquido saturado} \end{array} \right\} \begin{array}{l} P_1 = 75 \text{ kPa} \\ h_1 = h_{f \text{ a } 75 \text{ kPa}} = 384.44 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = v_{f \text{ a } 75 \text{ kPa}} = 0.001037 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

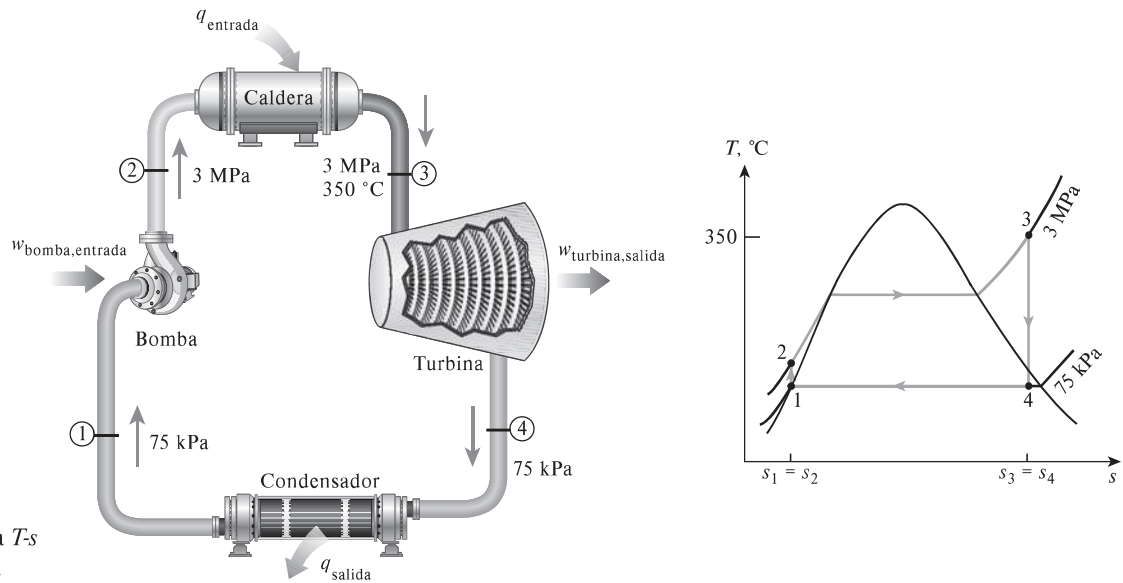


FIGURA 10-3

Esquema y diagrama T - s para el ejemplo 10-1.

$$\text{Estado 2: } \begin{aligned} P_2 &= 3 \text{ MPa} \\ s_2 &= s_1 \end{aligned}$$

$$w_{\text{bomba,entrada}} = v_1(P_2 - P_1) = (0.001037 \text{ m}^3/\text{kg})[(3000 - 75) \text{ kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right)$$

$$= 3.03 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{bomba,entrada}} = (384.44 + 3.03) \text{ kJ/kg} = 387.47 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Estado 3: } \begin{aligned} P_3 &= 3 \text{ MPa} \\ T_3 &= 350 \text{ °C} \end{aligned} \left. \begin{aligned} h_3 &= 3116.1 \text{ kJ/kg} \\ s_3 &= 6.7450 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned} \right\}$$

$$\text{Estado 4: } P_4 = 75 \text{ kPa} \quad (\text{mezcla saturada})$$

$$s_4 = s_3$$

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.7450 - 1.2132}{6.2426} = 0.8861$$

$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 384.44 + 0.8861(2278.0) = 2403.0 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = (3116.1 - 387.47) \text{ kJ/kg} = 2728.6 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 = (2403.0 - 384.44) \text{ kJ/kg} = 2018.6 \text{ kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{tér}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{2018.6 \text{ kJ/kg}}{2728.6 \text{ kJ/kg}} = 0.260 \text{ o } 26.0\%$$

La eficiencia térmica también podría determinarse a partir de

$$w_{\text{turbina,salida}} = h_3 - h_4 = (3116.1 - 2403.0) \text{ kJ/kg} = 713.1 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{neto}} = w_{\text{turbina,salida}} - w_{\text{bomba,entrada}} = (713.1 - 3.03) \text{ kJ/kg} = 710.1 \text{ kJ/kg}$$

o

$$w_{\text{neto}} = q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}} = (2728.6 - 2018.6) \text{ kJ/kg} = 710.0 \text{ kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{710.0 \text{ kJ/kg}}{2\,728.6 \text{ kJ/kg}} = 0.260 \text{ o } 26.0\%$$

Es decir, esta central eléctrica convierte en trabajo neto 26 por ciento del calor que recibe de la caldera. Una central eléctrica real que opera entre los mismos límites de temperatura y presión tendrá una eficiencia menor debido a irreversibilidades como la fricción.

Comentario Observe que la relación de trabajo de retroceso ($r_{\text{bw}} = w_{\text{entrada}}/w_{\text{salida}}$) de esta central eléctrica es 0.004, por lo tanto sólo se requiere 0.4 por ciento de la salida de trabajo de la turbina para operar la bomba. Tener relaciones de trabajo de retroceso bajas es característico de los ciclos de potencia de vapor, lo cual contrasta con los de potencia de gas que por lo general incluyen relaciones de trabajo de retroceso muy altas (entre 40 y 80 por ciento).

También es interesante observar la eficiencia térmica de un ciclo de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura

$$\eta_{\text{tér,Carnot}} = 1 - \frac{T_{\text{min}}}{T_{\text{máx}}} = 1 - \frac{(91.76 + 273) \text{ K}}{(350 + 273) \text{ K}} = 0.415$$

En este caso $T_{\text{mín}}$ se considera como la temperatura de saturación del agua a 75 kPa. La diferencia entre las dos eficiencias se debe a la gran irreversibilidad externa en el ciclo Rankine causada por la mayor diferencia de temperatura entre el vapor y los gases de combustión en la caldera.

10-3 ■ DESVIACIÓN DE LOS CICLOS DE POTENCIA DE VAPOR REALES RESPECTO DE LOS IDEALIZADOS

El ciclo real de potencia de vapor difiere del ciclo Rankine ideal, como se ilustra en la figura 10-4a), como resultado de las irreversibilidades en diversos componentes. La fricción del fluido y las pérdidas de calor hacia los alrededores son las dos fuentes más comunes de irreversibilidades.

La *fricción del fluido* ocasiona caídas de presión en la caldera, el condensador y las tuberías entre diversos componentes. Como resultado, el vapor sale de la caldera a una presión un poco menor. Además, la presión en la entrada de la turbina es un poco más baja que la de la salida de la caldera, debido a la caída de presión en los tubos conectores. La caída de presión en el condensador por lo general es muy pequeña. Para compensar todas estas caídas de presión, el

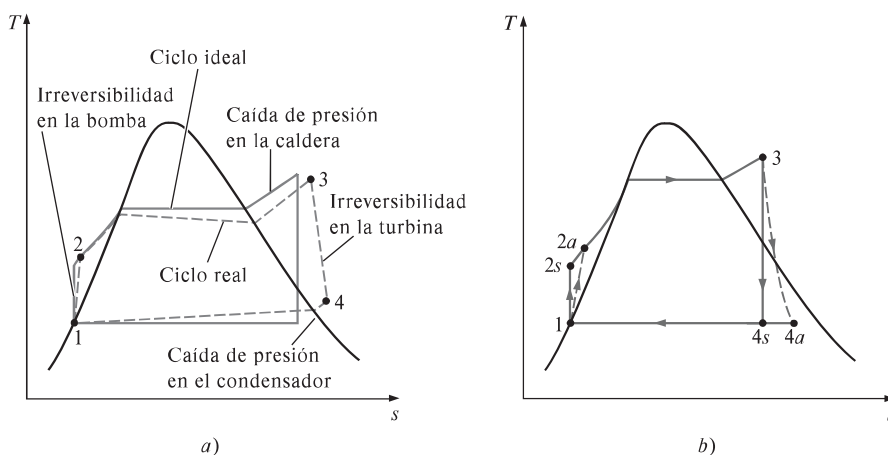


FIGURA 10-4

a) Desviación del ciclo real de potencia de vapor respecto del ciclo Rankine ideal.
b) Efecto de las irreversibilidades de la bomba y la turbina en el ciclo Rankine ideal.

agua debe bombearse a una presión más alta que la que tiene el ciclo ideal. Esto requiere una bomba más grande y una mayor entrada de trabajo a la bomba.

Otra fuente importante de irreversibilidad es la *pérdida de calor* del vapor hacia los alrededores cuando este fluido circula por varios componentes. Para mantener el mismo nivel de salida neta de trabajo, es necesario transferir más calor hacia el vapor en la caldera para compensar estas pérdidas de calor indeseables. Como consecuencia, la eficiencia del ciclo disminuye.

Las irreversibilidades que suceden dentro de la bomba y la turbina son especialmente importantes. Una bomba requiere una entrada de trabajo mayor y una turbina produce una salida de trabajo más pequeña como consecuencia de las irreversibilidades. En condiciones ideales, el flujo a través de estos dispositivos es isentrópico. La desviación existente entre bombas y turbinas reales respecto de las isentrópicas puede ser tomada en cuenta utilizando *eficiencias isentrópicas*, definidas como

$$\eta_P = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (10-10)$$

y

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (10-11)$$

donde los estados $2a$ y $4a$ son los estados reales de salida de la bomba y de la turbina, respectivamente, mientras que $2s$ y $4s$ son los estados correspondientes para el caso isentrópico (figura 10-4b).

También es necesario considerar otros factores en el análisis de los ciclos reales de potencia. En los condensadores reales, por ejemplo, el líquido suele subenfriarse para evitar el inicio de la *cavitación*, la rápida evaporación y condensación del fluido en el lado de baja presión del impulsor de la bomba, lo cual puede dañarla. Hay pérdidas adicionales en los cojinetes ubicados entre las partes móviles como consecuencia de la fricción. El vapor que se fuga durante el ciclo y el aire que ingresa al condensador representan otras dos fuentes de pérdida. Finalmente, la potencia consumida por equipos auxiliares, como los ventiladores que suministran aire al horno, también deben considerarse en la evaluación del desempeño de las centrales eléctricas reales.

El efecto de las irreversibilidades en la eficiencia térmica de un ciclo de potencia de vapor se ilustra en el siguiente ejemplo.

EJEMPLO 10-2 Un ciclo de potencia de vapor real

Una central eléctrica de vapor opera en el ciclo que se muestra en la figura 10-5. Si las eficiencias isentrópicas de la turbina y la bomba son de 87 por ciento y de 85 por ciento, respectivamente, determine *a*) la eficiencia térmica del ciclo y *b*) la salida de potencia neta de la central para un flujo másico de 15 kg/s.

SOLUCIÓN Se considera un ciclo de potencia de vapor con eficiencias especificadas para la bomba y la turbina. Se determinarán la eficiencia térmica del ciclo y la salida de potencia neta.

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

Análisis El esquema de la central y el diagrama T - s del ciclo se muestra en la figura 10-5. Las temperaturas y presiones del vapor en diversos puntos también se indican en la figura. Observe que la central eléctrica incluye componentes de flujo estacionario y opera con base en el ciclo Rankine, pero se han tomado en cuenta las imperfecciones de varios componentes.

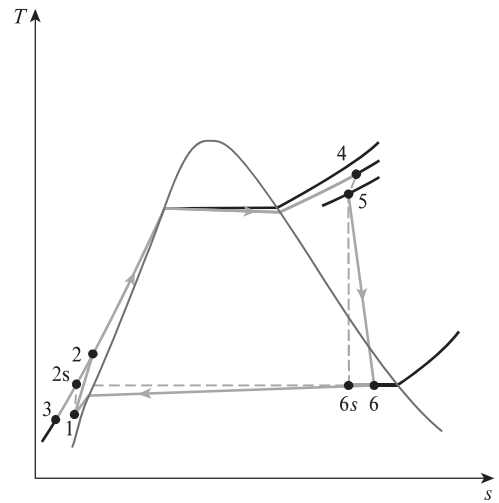
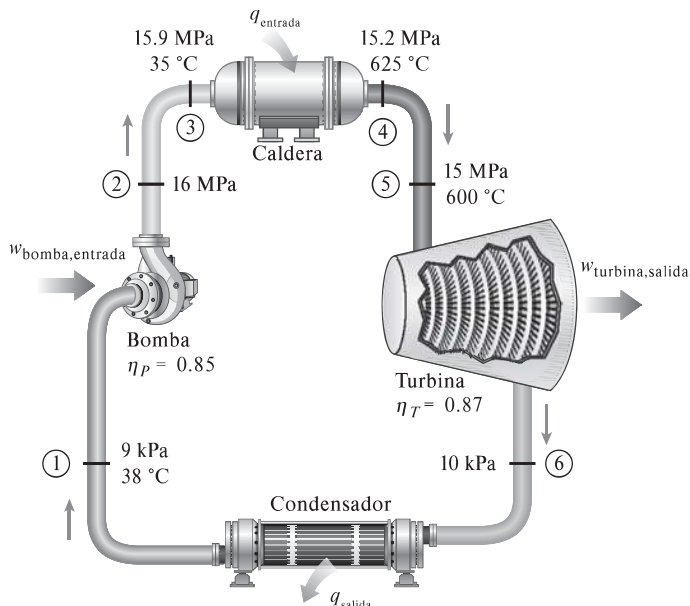


FIGURA 10-5
Esquema y diagrama T - s para el ejemplo 10-2.

a) La eficiencia térmica de un ciclo es la relación entre la salida neta de trabajo y la entrada de calor, y se determina como:

Entrada de trabajo a la bomba:

$$w_{\text{bomba,entrada}} = \frac{w_{s,\text{bomba,entrada}}}{\eta_p} = \frac{v_1(P_2 - P_1)}{\eta_p}$$

$$= \frac{(0.001009 \text{ m}^3/\text{kg})(16\,000 - 9) \text{ kPa}}{0.85} \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right)$$

$$= 19.0 \text{ kJ/kg}$$

Salida de trabajo de la turbina:

$$w_{\text{turbina,salida}} = \eta_T w_{s,\text{turbina,salida}}$$

$$= \eta_T (h_5 - h_{6s}) = 0.87 (3\,583.1 - 2\,115.3) \text{ kJ/kg}$$

$$= 1\,277.0 \text{ kJ/kg}$$

Entrada de calor a la caldera:

$$q_{\text{entrada}} = h_4 - h_3 = (3\,647.6 - 160.1) \text{ kJ/kg} = 3\,487.5 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$w_{\text{neto}} = w_{\text{turbina,salida}} - w_{\text{bomba,entrada}} = (1\,277.0 - 19.0) \text{ kJ/kg} = 1\,258.0 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{térm}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{1\,258.0 \text{ kJ/kg}}{3\,487.5 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.361} \text{ o } \mathbf{36.1\%}$$

b) La potencia producida por esta central eléctrica es

$$\dot{W} = \dot{m} w_{\text{neto}} = (15 \text{ kg/s})(1\,258.0 \text{ kJ/kg}) = \mathbf{18\,870 \text{ kW}}$$

Comentario Sin las irreversibilidades, la eficiencia térmica de este ciclo sería de 43.0 por ciento (véase el ejemplo 10-3c).

10-4 ■ ¿CÓMO INCREMENTAR LA EFICIENCIA DEL CICLO RANKINE?

Las centrales eléctricas de vapor son responsables de producir la mayor parte de la energía eléctrica del mundo, e incluso pequeños incrementos en la eficiencia térmica pueden significar grandes ahorros en los requerimientos de combustible. En consecuencia, es válido cualquier esfuerzo para mejorar la eficiencia del ciclo con que operan las centrales eléctricas de vapor.

La idea básica detrás de todas las modificaciones para incrementar la eficiencia térmica de un ciclo de potencia es la misma: *incrementar la temperatura promedio a la que el calor se transfiere al fluido de trabajo en la caldera, o disminuir la temperatura promedio a la que el calor se rechaza del fluido de trabajo en el condensador*. Es decir, la temperatura promedio del fluido debe ser lo más alta posible durante la adición de calor y lo más baja posible durante el rechazo de calor. A continuación se analizan tres maneras de lograr esto en el ciclo Rankine ideal simple.

Reducción de la presión del condensador (reducción de $T_{\text{baja,prom}}$)

El agua existe como un vapor húmedo en el condensador a la temperatura de saturación correspondiente a la presión dentro del condensador. Por consiguiente, la reducción de la presión de operación del condensador reduce automáticamente la temperatura del vapor, y por lo tanto la temperatura a la cual el calor es rechazado.

El efecto de la reducción de la presión del condensador en la eficiencia del ciclo Rankine se ilustra en un diagrama T - s en la figura 10-6. Con propósitos comparativos, el estado a la entrada de la turbina se mantiene igual. El área sombreada en este diagrama representa el aumento en la salida neta de trabajo debido a la disminución de la presión del condensador desde P_4 hasta $P_{4'}$. Los requerimientos de entrada de calor también aumentan (representados por el área bajo la curva $2'-2$), pero este incremento es muy pequeño. Por lo tanto, el efecto total de reducir la presión del condensador es un aumento en la eficiencia térmica del ciclo.

Para aprovechar el aumento de eficiencia a bajas presiones, los condensadores de las centrales eléctricas de vapor suelen operar muy por debajo de la presión atmosférica. Esto no representa un problema mayor porque los ciclos de potencia de vapor operan en un circuito cerrado. Sin embargo, hay un límite inferior a utilizar para la presión del condensador, límite que no puede ser menor a la presión de saturación correspondiente a la temperatura del medio de enfriamiento. Considere, por ejemplo, un condensador que se enfría mediante un río cercano que está a 15°C . Si se permite una diferencia de temperatura de 10°C para la transferencia efectiva de calor, la temperatura del vapor en el condensador debe estar arriba de 25°C , por lo tanto la presión del condensador debe ser mayor a 3.2 kPa , que es la presión de saturación a 25°C .

Sin embargo, la reducción de la presión del condensador no deja de tener efectos colaterales. Por un lado crea la posibilidad de las filtraciones de aire dentro del condensador; y más importante aún es el incremento del contenido de humedad del vapor en las etapas finales de la turbina, como puede verse en la figura 10-6. La presencia de grandes cantidades de humedad es indeseable en las turbinas, porque disminuye su eficiencia y erosiona sus álabes. Afortunadamente, este problema se puede corregir, como se analiza posteriormente.

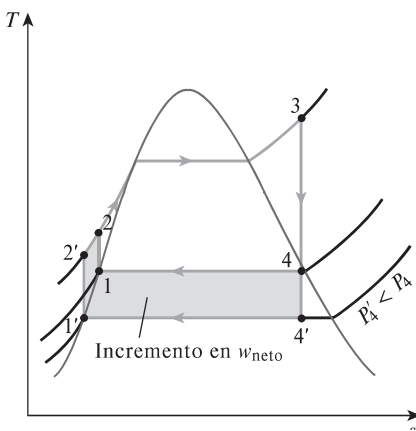


FIGURA 10-6

Efecto que causa reducir la presión del condensador en el ciclo Rankine ideal.

Sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas (*incremento de $T_{alta, prom}$*)

La temperatura promedio a la que el calor es transferido hacia el vapor puede ser incrementada sin aumentar la presión de la caldera, gracias al sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas. El efecto del sobrecalentamiento en el desempeño de los ciclos de potencia de vapor se ilustra en un diagrama T - s en la figura 10-7. El área sombreada en este diagrama representa el aumento en el trabajo neto, mientras que el área total bajo la curva del proceso 3-3' representa el aumento en la entrada de calor. De este modo, tanto el trabajo neto como la entrada de calor aumentan como resultado del sobrecalentamiento del vapor a una temperatura más alta. Sin embargo, el efecto total es un incremento en la eficiencia térmica, porque aumenta la temperatura promedio a la cual se añade calor.

El sobrecalentamiento del vapor a temperaturas más altas tiene otro efecto muy conveniente: disminuye el contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina, como se observa en el diagrama T - s (la calidad del estado 4' es más alta que la del estado 4).

Sin embargo, la temperatura a la que el vapor se sobrecalienta está limitada debido a consideraciones metalúrgicas. En la actualidad la temperatura de vapor más alta permisible en la entrada de la turbina es de aproximadamente 620 °C (1 150 °F). Cualquier incremento en este valor depende del mejoramiento de los materiales actuales o del descubrimiento de otros nuevos que puedan soportar temperaturas más altas. Las cerámicas son muy promisorias en este aspecto.

Incremento de la presión de la caldera (*incremento de $T_{alta, prom}$*)

Otra manera de incrementar la temperatura promedio durante el proceso de adición de calor es aumentar la presión de operación de la caldera, lo cual eleva automáticamente la temperatura a la que sucede la ebullición. Esto a su vez eleva la temperatura promedio a la cual se transfiere calor al vapor y de ese modo incrementa la eficiencia térmica del ciclo.

El efecto de aumentar la presión de la caldera en el desempeño de los ciclos de potencia de vapor se ilustra en un diagrama T - s en la figura 10-8. Observe que para una temperatura de entrada fija en la turbina, el ciclo se corre a la izquierda y aumenta el contenido de humedad del vapor en la salida de la turbina. Sin embargo, este efecto colateral indeseable puede corregirse al recalentar el vapor, como se analiza en la siguiente sección.

Las presiones de operación de las calderas se han incrementado en forma gradual a lo largo de los años desde 2.7 MPa (400 psia) en 1922, hasta más de 30 MPa (4 500 psia) en la actualidad, generando el suficiente vapor para producir una salida neta de potencia de 1 000 MW o más en una central eléctrica grande de vapor. Actualmente muchas de estas modernas centrales operan a presiones supercríticas ($P > 22.06$ MPa) y tienen eficiencias térmicas de 40 por ciento en el caso de centrales que funcionan con combustibles fósiles y de 34 por ciento para las nucleoelectricas. En Estados Unidos operan más de 150 centrales eléctricas de vapor de presión supercrítica. Las menores eficiencias de las nucleoelectricas se deben a las inferiores temperaturas máximas utilizadas en esas centrales por razones de seguridad. El diagrama T - s del ciclo Rankine supercrítico se presenta en la figura 10-9.

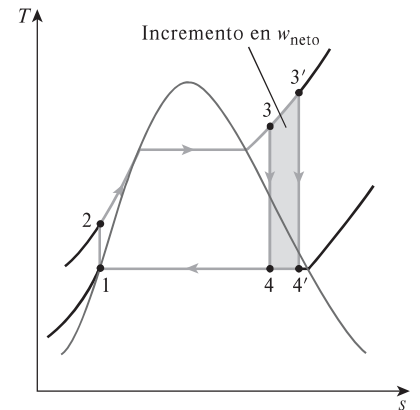


FIGURA 10-7

Efecto que provoca sobrecalentar el vapor hasta temperaturas elevadas en el ciclo Rankine ideal.

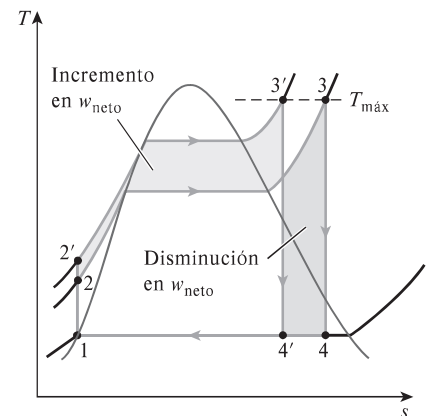


FIGURA 10-8

Efecto que produce incrementar la presión de la caldera en el ciclo Rankine ideal.

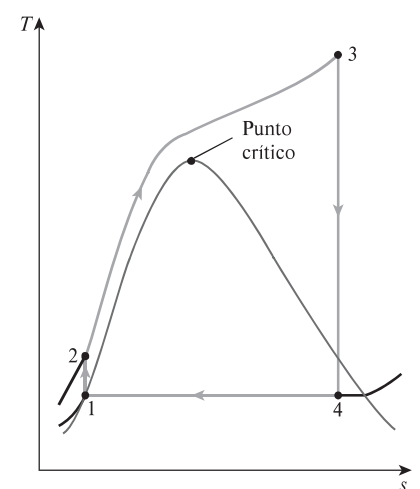


FIGURA 10-9

Un ciclo Rankine supercrítico.

Los efectos de reducir la presión del condensador, sobrecalentar a una temperatura más elevada e incrementar la presión de la caldera en la eficiencia térmica del ciclo Rankine se ilustran a continuación con un ejemplo.

EJEMPLO 10-3 Efecto de la presión y la temperatura de la caldera sobre la eficiencia

Considere una central eléctrica de vapor que opera con el ciclo Rankine ideal. El vapor entra a la turbina a 3 MPa y 350 °C y se condensa en el condensador a una presión de 10 kPa. Determine a) la eficiencia térmica de esta central eléctrica, b) la eficiencia térmica si el vapor se sobrecalienta a 600 °C en lugar de 350 °C, c) la eficiencia térmica si la presión de la caldera se eleva a 15 MPa mientras la temperatura de entrada de la turbina se mantiene en 600 °C.

SOLUCIÓN Se considera una central eléctrica de vapor que opera con el ciclo Rankine ideal. Se determinarán los efectos que produce sobrecalentar el vapor a una temperatura más elevada e incrementar la presión de la caldera sobre la eficiencia térmica.

Análisis Los diagramas T - s del ciclo para los tres casos se presentan en la figura 10-10.

a) Ésta es la central eléctrica de vapor analizada en el ejemplo 10-1, excepto que la presión del condensador se ha reducido a 10 kPa. La eficiencia térmica se determina de manera similar:

Estado 1:

$$\left. \begin{array}{l} P_1 = 10 \text{ kPa} \\ \text{Líquido saturado} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = h_{f \text{ a } 10 \text{ kPa}} = 191.81 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = v_{f \text{ a } 10 \text{ kPa}} = 0.00101 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

Estado 2:

$$\begin{array}{l} P_2 = 3 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array}$$

$$\begin{aligned} w_{\text{bomba, entrada}} &= v_1(P_2 - P_1) = (0.00101 \text{ m}^3/\text{kg})[(3000 - 10) \text{ kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \\ &= 3.02 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

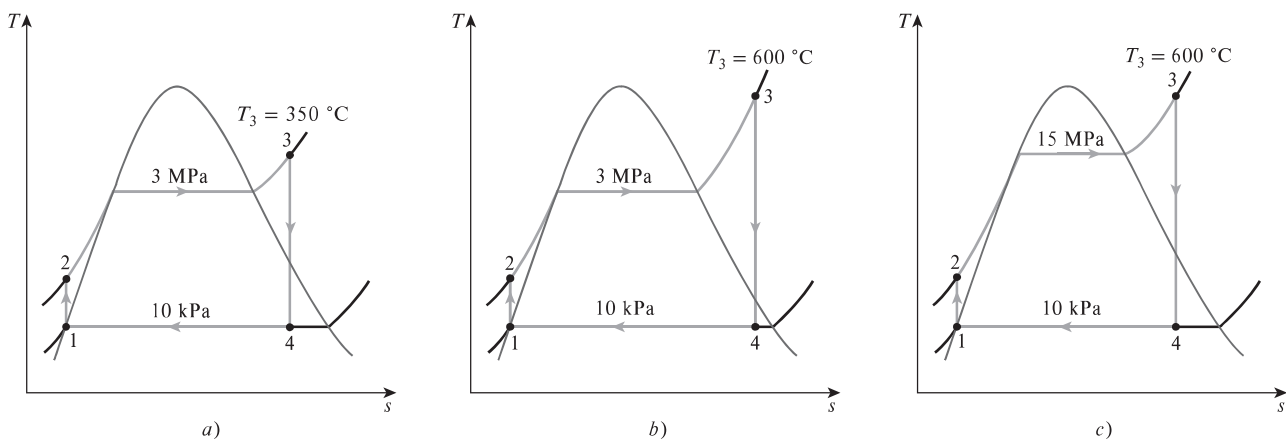
$$h_2 = h_1 + w_{\text{bomba, entrada}} = (191.81 + 3.02) \text{ kJ/kg} = 194.83 \text{ kJ/kg}$$

Estado 3:

$$\left. \begin{array}{l} P_3 = 3 \text{ MPa} \\ T_3 = 350 \text{ °C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_3 = 3116.1 \text{ kJ/kg} \\ s_3 = 6.7450 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$$

FIGURA 10-10

Diagramas T - s de los tres ciclos estudiados en el ejemplo 10-3.



Estado 4: $P_4 = 10 \text{ kPa}$ (mezcla saturada)
 $s_4 = s_3$

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.7450 - 0.6492}{7.4996} = 0.8128$$

Por lo tanto,

$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 191.81 + 0.8128(2\,392.1) = 2\,136.1 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = (3\,116.1 - 194.83) \text{ kJ/kg} = 2\,921.3 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 = (2\,136.1 - 191.81) \text{ kJ/kg} = 1\,944.3 \text{ kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{tér}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{1\,944.3 \text{ kJ/kg}}{2\,921.3 \text{ kJ/kg}} = 0.334 \text{ o } 33.4\%$$

En consecuencia, la eficiencia térmica aumenta de 26.0 a 33.4 por ciento como resultado de disminuir la presión del condensador de 75 a 10 kPa. Sin embargo, al mismo tiempo la calidad del vapor disminuye de 88.6 a 81.3 por ciento (en otras palabras, el contenido de humedad aumenta de 11.4 a 18.7 por ciento).

b) Los estados 1 y 2 permanecen iguales en este caso, mientras las entalpías en el estado 3 (3 MPa y 600 °C) y en el estado 4 (10 kPa y $s_4 = s_3$) se determinan como

$$h_3 = 3\,682.8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 2\,380.3 \text{ kJ/kg} \quad (x_4 = 0.915)$$

De modo que,

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = 3\,682.8 - 194.83 = 3\,488.0 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 = 2\,380.3 - 191.81 = 2\,188.5 \text{ kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{tér}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{2\,188.5 \text{ kJ/kg}}{3\,488.0 \text{ kJ/kg}} = 0.373 \text{ o } 37.3\%$$

Por lo tanto, la eficiencia térmica aumenta de 33.4 a 37.3 por ciento como resultado de sobrecalentar el vapor de 350 a 600 °C. Al mismo tiempo, la calidad del vapor aumenta de 81.3 a 91.5 por ciento (en otras palabras, el contenido de humedad desciende de 18.7 a 8.5 por ciento).

c) El estado 1 permanece igual en este caso, aunque los otros estados cambien. Las entalpías en los estados 2 (15 MPa y $s_2 = s_1$), 3 (15 MPa y 600 °C) y 4 (10 kPa y $s_4 = s_3$) se determinan de manera similar como

$$h_2 = 206.95 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 3\,583.1 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 2\,115.3 \text{ kJ/kg} \quad (x_4 = 0.804)$$

Por lo tanto,

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = 3\,583.1 - 206.95 = 3\,376.2 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 = 2\,115.3 - 191.81 = 1\,923.5 \text{ kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{tér}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{1\,923.5 \text{ kJ/kg}}{3\,376.2 \text{ kJ/kg}} = 0.430 \text{ o } 43.0\%$$

Comentario La eficiencia térmica aumenta de 37.3 a 43.0 por ciento como consecuencia de elevar la presión de la caldera de 3 a 15 MPa mientras se mantiene en 600 °C la temperatura a la entrada de la turbina. Sin embargo, al mismo tiempo la calidad del vapor disminuye de 91.5 a 80.4 por ciento (en otras palabras, el contenido de humedad aumenta de 8.5 a 19.6 por ciento).

10-5 ■ EL CICLO RANKINE IDEAL CON RECALENTAMIENTO

En la sección 10-4 se mencionó que el aumento en la presión de la caldera incrementa la eficiencia térmica del ciclo Rankine, pero que también incrementa el contenido de humedad del vapor a niveles inaceptables. Entonces, es natural formular la siguiente pregunta:

¿Cómo podemos aprovechar las mayores eficiencias a presiones más altas de la caldera sin tener que enfrentar el problema de humedad excesiva en las etapas finales de la turbina?

Se puede pensar en dos posibilidades:

1. Sobrecalentar el vapor a temperaturas muy altas antes de que entre a la turbina. Ésta sería la solución deseable porque la temperatura promedio a la que se añade calor también se incrementaría, lo cual aumentaría la eficiencia del ciclo. Sin embargo, no es una solución viable ya que requiere elevar la temperatura del vapor hasta niveles metalúrgicamente inseguros.
2. Expandir el vapor en la turbina en dos etapas y recalentarlo entre ellas. En otras palabras, modificar el ciclo Rankine ideal simple con un proceso de **recalentamiento**. El recalentamiento es una solución práctica al problema de humedad excesiva en turbinas y es comúnmente utilizada en modernas centrales eléctricas de vapor.

El diagrama T - s del ciclo Rankine ideal con recalentamiento y el esquema de la central eléctrica que opera en este ciclo se muestran en la figura 10-11. El ciclo Rankine ideal con recalentamiento difiere del ciclo Rankine ideal simple en

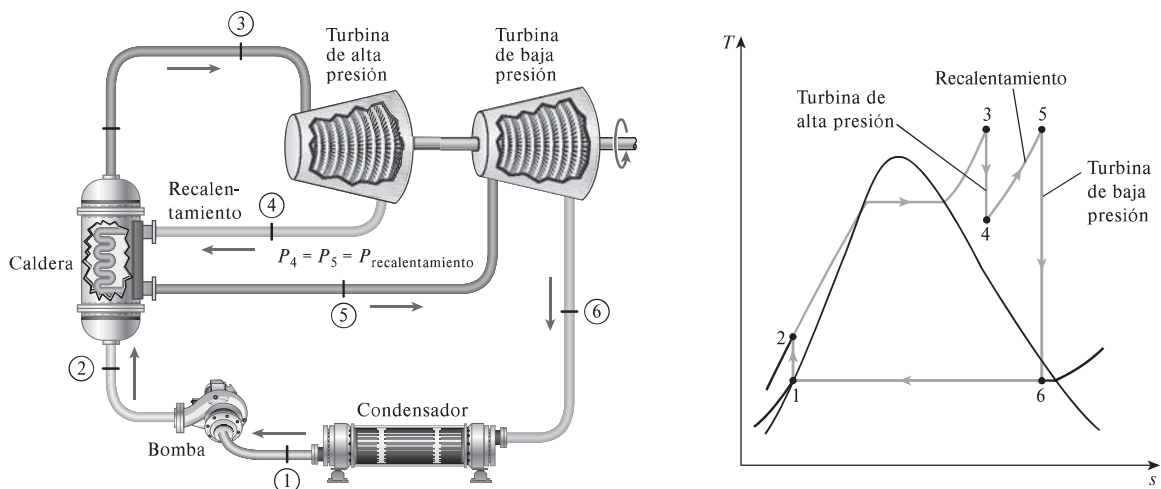


FIGURA 10-11

El ciclo Rankine ideal con recalentamiento.

que el proceso de expansión sucede en dos etapas. En la primera (la turbina de alta presión), el vapor se expande isentrópicamente hasta una presión intermedia y regresa a la caldera donde se recalienta a presión constante, por lo general hasta la temperatura de entrada de la turbina de la primera etapa. Después, el vapor se expande isentrópicamente en la segunda etapa (turbina de baja presión) hasta la presión del condensador. De modo que la entrada de calor total y la salida total de trabajo de la turbina en un ciclo de recalentamiento vienen a ser

$$q_{\text{entrada}} = q_{\text{primario}} + q_{\text{recalentamiento}} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \quad (10-12)$$

y

$$w_{\text{turbina, salida}} = w_{\text{turbina, I}} + w_{\text{turbina, II}} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) \quad (10-13)$$

La incorporación de un recalentamiento simple en una central eléctrica moderna mejora la eficiencia del ciclo en 4 o 5 por ciento, ya que se incrementa la temperatura promedio a la cual el calor se transfiere al vapor.

La temperatura promedio durante el proceso de recalentamiento puede incrementarse aumentando el número de etapas de expansión y recalentamiento. Cuando se hace esto, los procesos de expansión y recalentamiento se acercan a un proceso isotérmico a la temperatura máxima, como se muestra en la figura 10-12. Sin embargo, el uso de más de dos etapas de recalentamiento no es práctico. El mejoramiento teórico en la eficiencia debido al segundo recalentamiento es cercano a la mitad del mejoramiento debido a un solo recalentamiento. Si la presión de entrada de la turbina no es lo suficientemente alta, el doble recalentamiento resulta en un escape sobrecalentado. Esto es indeseable porque causaría que la temperatura promedio para el rechazo de calor aumente y de esta manera la eficiencia del ciclo disminuya. Por lo tanto, el doble recalentamiento se utiliza solamente en centrales eléctricas de presión supercrítica ($P > 22.06$ MPa). Una tercera etapa de recalentamiento incrementa la eficiencia del ciclo en casi la mitad de la mejora alcanzada por el segundo recalentamiento. Esta ganancia es tan pequeña que no justifica el costo y la complejidad adicionales.

El ciclo de recalentamiento fue introducido a mediados de la década de 1920, pero fue abandonado en los años de 1930 debido a las dificultades operacionales. Con el tiempo, al final de los años de 1940 el aumento constante en las presiones de la caldera hizo necesario reintroducir un solo recalentamiento, así como el doble recalentamiento a principios de la década de 1950.

Las temperaturas de recalentamiento son muy cercanas o iguales a la temperatura de entrada a la turbina. La presión de recalentamiento óptima se acerca a un cuarto de la presión máxima del ciclo. Por ejemplo, la presión óptima de recalentamiento para un ciclo con una presión de caldera de 12 MPa es aproximadamente de 3 MPa.

Recuerde que el único propósito del ciclo de recalentamiento es reducir el contenido de humedad del vapor en las etapas finales del proceso de expansión. Si se contara con materiales que soportaran temperaturas suficientemente altas, no habría necesidad del ciclo de recalentamiento.

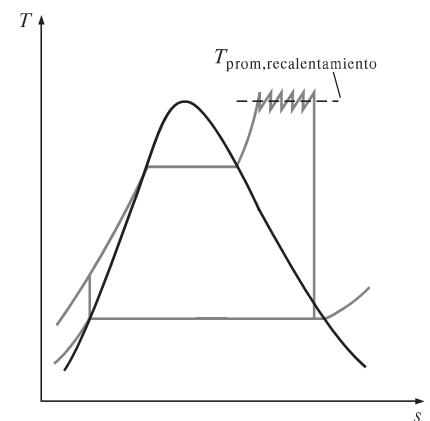


FIGURA 10-12

La temperatura promedio a la que se transfiere el calor durante el recalentamiento aumenta cuando se incrementa el número de etapas de recalentamiento.

EJEMPLO 10-4 El ciclo Rankine ideal con recalentamiento

Considere una central eléctrica que opera en el ciclo Rankine ideal con recalentamiento. La central mantiene la entrada de la turbina de alta presión a 600 psia y 600 °F, la entrada de la turbina de baja presión a 200 psia y 600 °F, y el condensador a 10 psia. La potencia neta producida por esta central es de 5 000 kW. Determine la tasa de adición y rechazo de calor y la eficiencia térmica del ciclo.

¿Existe alguna ventaja al operar la sección de recalentamiento de la caldera a 100 psia en vez de 200 psia mientras se mantiene la misma temperatura de entrada a la turbina de baja presión?

SOLUCIÓN Un ciclo Rankine ideal de vapor con recalentamiento produce 5 000 kW de potencia. Se van a determinar las tasas de adición y rechazo de calor y la eficiencia térmica del ciclo. También se va a investigar el efecto de cambiar la presión de recalentamiento.

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

Análisis El esquema de la central y el diagrama T - s del ciclo se presentan en la figura 10-13. La central opera en el ciclo Rankine ideal con recalentamiento, la turbina y la bomba son isentrópicas, no hay caídas de presión en la caldera ni en el condensador, y el vapor sale del condensador y entra a la bomba como líquido saturado a la presión del condensador. De las tablas de vapor (Tablas A-4E, A-5E y A-6E),

$$h_1 = h_f @ 10 \text{ psia} = 161.25 \text{ Btu/lbm}$$

$$v_1 = v_f @ 10 \text{ psia} = 0.01659 \text{ pie}^3/\text{lbm}$$

$$\begin{aligned} W_{\text{bomba, ent}} &= v_1 (P_2 = P_1) \\ &= (0.01659 \text{ pie}^3/\text{lbm})[(600 - 100) \text{ psia}] \left(\frac{1 \text{ Btu}}{5.404 \text{ psia} \cdot \text{pies}^3} \right) \\ &= 1.81 \text{ Btu/lbm} \end{aligned}$$

$$h_2 = h_1 + W_{\text{bomba, ent}} = 161.25 + 1.81 = 163.06 \text{ Btu/lbm}$$

$$P_3 = 600 \text{ psia} \quad h_3 = 1\,289.9 \text{ Btu/lbm}$$

$$T_3 = 600 \text{ °F} \quad s_3 = 1.5325 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R}$$

$$P_4 = 200 \text{ psia} \quad x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{1.5325 - 0.54379}{1.00219} = 0.9865$$

$$s_4 = s_3 \quad h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 355.46 + (0.9865)(843.33) = 1\,187.5 \text{ Btu/lbm}$$

$$P_5 = 200 \text{ psia} \quad h_5 = 1\,322.3 \text{ Btu/lbm}$$

$$T_5 = 600 \text{ °F} \quad s_5 = 1.6771 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R}$$

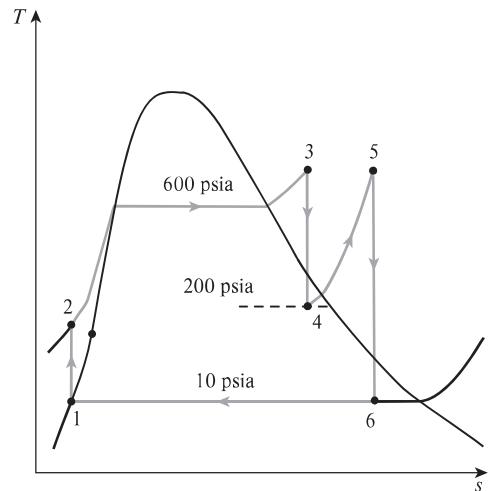
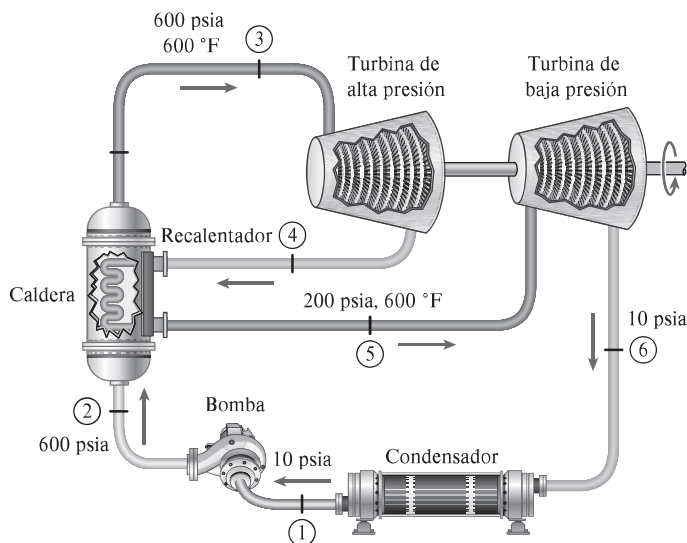


FIGURA 10-13

Esquema y diagrama T - s para el ejemplo 10-4.

$$P_6 = 10 \text{ psia} \quad x_6 = \frac{s_6 - s_f}{s_{fg}} = \frac{1.6771 - 0.28362}{1.50391} = 0.9266$$

$$s_4 = s_3 \quad h_6 = h_f + x_6 h_{fg} = 161.25 + (0.9266)(981.82) = 1071.0 \text{ Btu/lbm}$$

Por lo tanto

$$q_{\text{ent}} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) = 1289.9 - 163.06 + 1322 - 1187.5 = 1261.7 \text{ Btu/lbm}$$

$$q_{\text{sal}} = h_6 - h_1 = 1071.0 - 161.25 = 909.7 \text{ Btu/lbm}$$

$$q_{\text{neto}} = q_{\text{ent}} - q_{\text{sal}} = 1261.7 - 909.7 = 352.0 \text{ Btu/lbm}$$

La tasa de flujo másico del vapor en el ciclo se determina como sigue

$$\dot{W}_{\text{neto}} = \dot{m} w_{\text{neto}} \rightarrow \dot{m} = \frac{\dot{W}_{\text{neto}}}{w_{\text{neto}}} = \frac{5000 \text{ kJ/s}}{352.0 \text{ Btu/lbm}} \left(\frac{0.94782 \text{ Btu}}{1 \text{ kJ}} \right) = 13.47 \text{ lbm/s}$$

Las tasas de adición y rechazo de calor son

$$\dot{Q}_{\text{ent}} = \dot{m} q_{\text{ent}} = (13.47 \text{ lbm/s})(1261.7 \text{ Btu/lbm}) = \mathbf{16995 \text{ Btu/s}}$$

$$\dot{Q}_{\text{neto}} = \dot{m} q_{\text{sal}} = (13.47 \text{ lbm/s})(909.7 \text{ Btu/lbm}) = \mathbf{12250 \text{ Btu/s}}$$

Y la eficiencia térmica del ciclo es

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{\dot{W}_{\text{neto}}}{\dot{Q}_{\text{ent}}} = \frac{5000 \text{ kJ/s}}{16995 \text{ Btu/s}} \left(\frac{0.94782 \text{ Btu}}{1 \text{ kJ}} \right) = 0.279 \text{ o } \mathbf{27.9\%}$$

Si se repite el análisis para una presión de recalentamiento de 100 psia a la misma temperatura de recalentamiento, se obtiene una eficiencia térmica de 27.3 por ciento. Así pues, la operación del recalentador a 100 psia provoca una leve disminución de la eficiencia térmica.

Comentario Ahora se trata de responder esta pregunta. ¿A qué presión de recalentamiento la eficiencia será máxima? Se repite el análisis a varias presiones de recalentamiento utilizando un software apropiado, y los resultados se muestran en la figura 10-14. La eficiencia térmica alcanza un valor máximo de 28.1 por ciento a una presión de recalentamiento óptima de 325 psia.

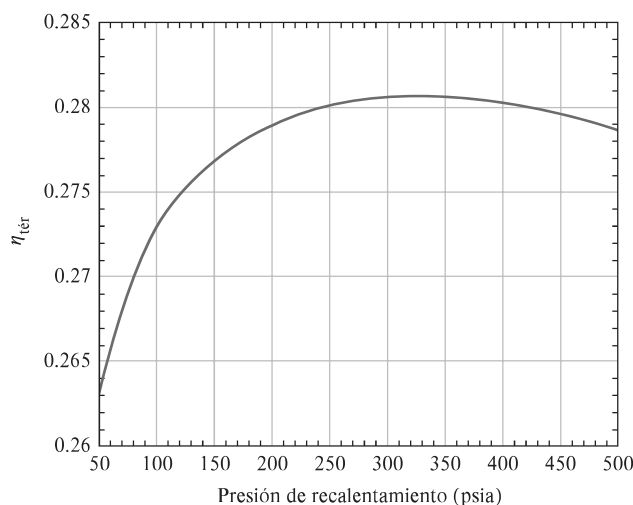


FIGURA 10-14

Hay una presión óptima de recalentamiento en el ciclo Rankine con recalentamiento a la cual la eficiencia térmica es máxima. Los valores se refieren al ejemplo 10-4.

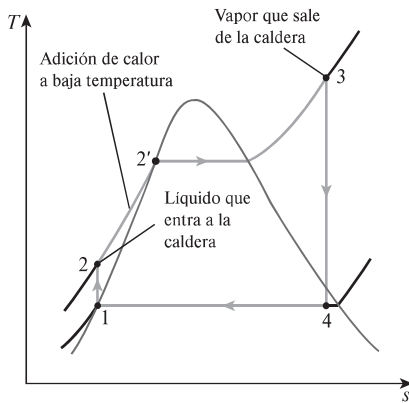


FIGURA 10-15

La primera parte del proceso de adición de calor en la caldera sucede a temperaturas relativamente bajas.

10-6 ■ EL CICLO RANKINE IDEAL REGENERATIVO

Un examen cuidadoso del diagrama T - s del ciclo Rankine dibujado en la figura 10-15 revela que el calor se transfiere al fluido de trabajo durante el proceso 2-2' a una temperatura relativamente baja. Esto reduce la temperatura promedio a la que se añade el calor y por consiguiente la eficiencia del ciclo.

Para remediar esta deficiencia, busquemos la manera de elevar la temperatura del líquido que sale de la bomba (llamado *agua de alimentación*) antes de que entre a la caldera. Una posibilidad es transferir calor al agua de alimentación del vapor de expansión en un intercambiador de calor a contraflujo integrado a la turbina, esto es, utilizar **regeneración**. Sin embargo, esta solución es impráctica debido a que es difícil diseñar tal intercambiador de calor porque incrementaría el contenido de humedad del vapor en las etapas finales de la turbina.

Un proceso de regeneración práctico en las centrales eléctricas de vapor se logra con la extracción o "drenado" o "purga" del vapor de la turbina en diversos puntos. Este vapor, que podría producir más trabajo si se expandiera aún más en la turbina, se utiliza en cambio para calentar el agua de alimentación. El dispositivo donde el agua de alimentación se calienta mediante regeneración se llama **regenerador** o **calentador de agua de alimentación (CAA)**.

La regeneración no sólo mejora la eficiencia del ciclo, también proporciona un medio conveniente de desairear el agua de alimentación (al eliminar el aire que se filtra al condensador) para evitar la corrosión en la caldera. Asimismo, ayuda a controlar el gran flujo volumétrico del vapor en las etapas finales de la turbina (debido a los grandes volúmenes específicos a bajas presiones). Por consiguiente, la regeneración se utiliza en todas las centrales eléctricas de vapor modernas desde su introducción a principios de la década de 1920.

Un calentador del agua de alimentación es un intercambiador de calor donde éste se transfiere del vapor al agua de alimentación mediante la mezcla de ambos flujos de fluido (calentadores de agua de alimentación abiertos) o sin mezclarlos (calentadores de agua de alimentación cerrados). La regeneración con ambos tipos de calentadores de agua de alimentación se estudia a continuación.

Calentadores abiertos de agua de alimentación

Un **calentador abierto de agua de alimentación** (o **de contacto directo**) es básicamente una *cámara de mezclado* en la que el vapor extraído de la turbina se mezcla con el agua de alimentación que sale de la bomba. Idealmente, la mezcla sale del calentador como líquido saturado a la presión del calentador. El esquema de la central eléctrica de vapor con un calentador abierto de agua de alimentación (denominado también *ciclo regenerativo de una sola etapa*) y el diagrama T - s del ciclo se muestran en la figura 10-16.

En un ciclo Rankine ideal regenerativo, el vapor entra a la turbina a la presión de la caldera (estado 5) y se expande isentrópicamente hasta una presión intermedia (estado 6). Se extrae un poco de vapor en este estado y se envía al calentador de agua de alimentación, mientras el vapor restante continúa su expansión isentrópica hasta la presión del condensador (estado 7). Este vapor sale del condensador como líquido saturado a la presión del condensador (estado 1). El agua condensada, que también es llamada *agua de alimentación*, entra después a una bomba isentrópica, donde se comprime hasta la presión del calentador del agua de alimentación (estado 2) y se envía al calentador de agua de alimentación, donde se mezcla con el vapor extraído de la turbina. La fracción del vapor extraído es tal que la mezcla sale del calentador como líquido saturado a la presión del calentador (estado 3). Una segunda bomba eleva la presión del agua

hasta la presión de la caldera (estado 4). El ciclo se completa con el calentamiento del agua en la caldera hasta el estado de entrada de la turbina (estado 5).

Al analizar centrales eléctricas de vapor es más conveniente trabajar con cantidades expresadas por unidad de masa del vapor que circula por la caldera. Por cada 1 kg de vapor que sale de la caldera, y kg se expanden de manera parcial en la turbina y se extraen en el estado 6. El resto $(1 - y)$ kg se expande por completo hasta la presión del condensador. Por consiguiente, los flujos másicos son diferentes en distintos componentes. Por ejemplo, si el flujo másico a través de la caldera es \dot{m} , será de $(1 - y)\dot{m}$ a través del condensador. Este aspecto del ciclo Rankine regenerativo debe considerarse en el análisis del ciclo así como en la interpretación de las áreas en el diagrama T - s . De acuerdo con la figura 10-16, el calor y las interacciones de trabajo de un ciclo Rankine regenerativo con un calentador de agua de alimentación pueden expresarse por unidad de masa de vapor que fluye a través de la caldera como:

$$q_{\text{entrada}} = h_5 - h_4 \quad (10-14)$$

$$q_{\text{salida}} = (1 - y)(h_7 - h_1) \quad (10-15)$$

$$w_{\text{turbina,salida}} = (h_5 - h_6) + (1 - y)(h_6 - h_7) \quad (10-16)$$

$$w_{\text{bomba,entrada}} = (1 - y)w_{\text{bomba I,entrada}} + w_{\text{bomba II,entrada}} \quad (10-17)$$

donde

$$y = \dot{m}_6 / \dot{m}_5 \quad (\text{fracción de vapor extraído})$$

$$w_{\text{bomba I,entrada}} = v_1(P_2 - P_1)$$

$$w_{\text{bomba II,entrada}} = v_3(P_4 - P_3)$$

La eficiencia térmica del ciclo Rankine aumenta como resultado de la regeneración. Esto se debe a que la regeneración eleva la temperatura promedio a la que el calor se transfiere al vapor en la caldera aumentando la temperatura del agua antes de que entre a la caldera. La eficiencia del ciclo se incrementa aún más cuando aumenta el número de calentadores de agua de alimentación. Mu-

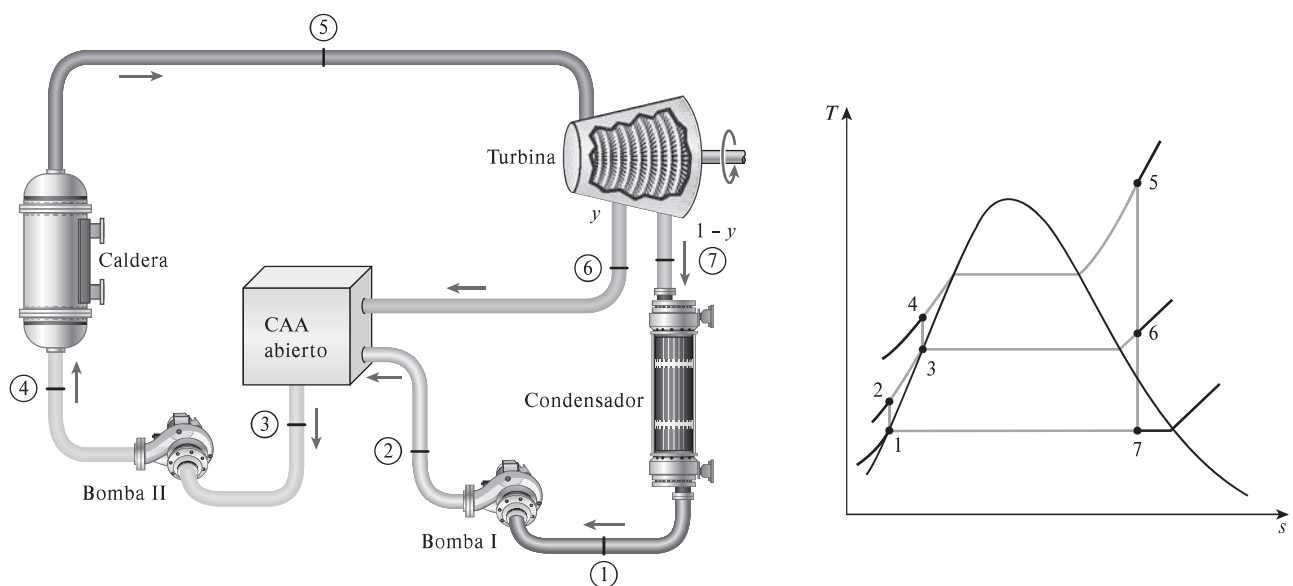


FIGURA 10-15
Ciclo Rankine ideal regenerativo con un calentador abierto de agua de alimentación.

chas grandes centrales que operan en la actualidad utilizan hasta ocho calentadores de agua de alimentación; el número óptimo se determina con base en consideraciones económicas. El uso de un calentador de agua de alimentación adicional no puede ser justificado a menos que ahorre más en relación con los costos del combustible que se gastó en su propio costo.

Calentadores cerrados de agua de alimentación

Otro tipo de calentador de agua de alimentación frecuentemente utilizado en las centrales eléctricas de vapor es el **calentador cerrado de agua de alimentación**, en el cual el calor se transfiere del vapor extraído hacia el agua de alimentación sin que suceda ninguna mezcla. Los dos flujos pueden estar a presiones diferentes, puesto que no se mezclan. El esquema de la central eléctrica de vapor con un calentador cerrado de agua de alimentación y el diagrama $T-s$ del ciclo se muestran en la figura 10-17. En un calentador cerrado de agua de alimentación ideal el agua de alimentación se calienta hasta la temperatura de salida del vapor extraído, que idealmente sale del calentador como líquido saturado a la presión de extracción. En las centrales eléctricas reales, el agua de alimentación sale del calentador a una temperatura menor que la de salida del vapor extraído porque se requiere una diferencia de temperatura de al menos unos cuantos grados para que se lleve a cabo cualquier transferencia de calor efectiva.

Después, el vapor condensado se bombea a la línea del agua de alimentación o se envía a otro calentador o al condensador mediante un dispositivo llamado **trampa**, el cual permite que el líquido sea estrangulado hasta una región de presión inferior, pero *atrapa* el vapor. La entalpía del vapor permanece constante durante este proceso de estrangulación.

Los calentadores abiertos y cerrados de agua de alimentación pueden ser comparados de la siguiente manera. Los abiertos son simples y económicos y tienen buenas características para la transferencia de calor. También llevan al

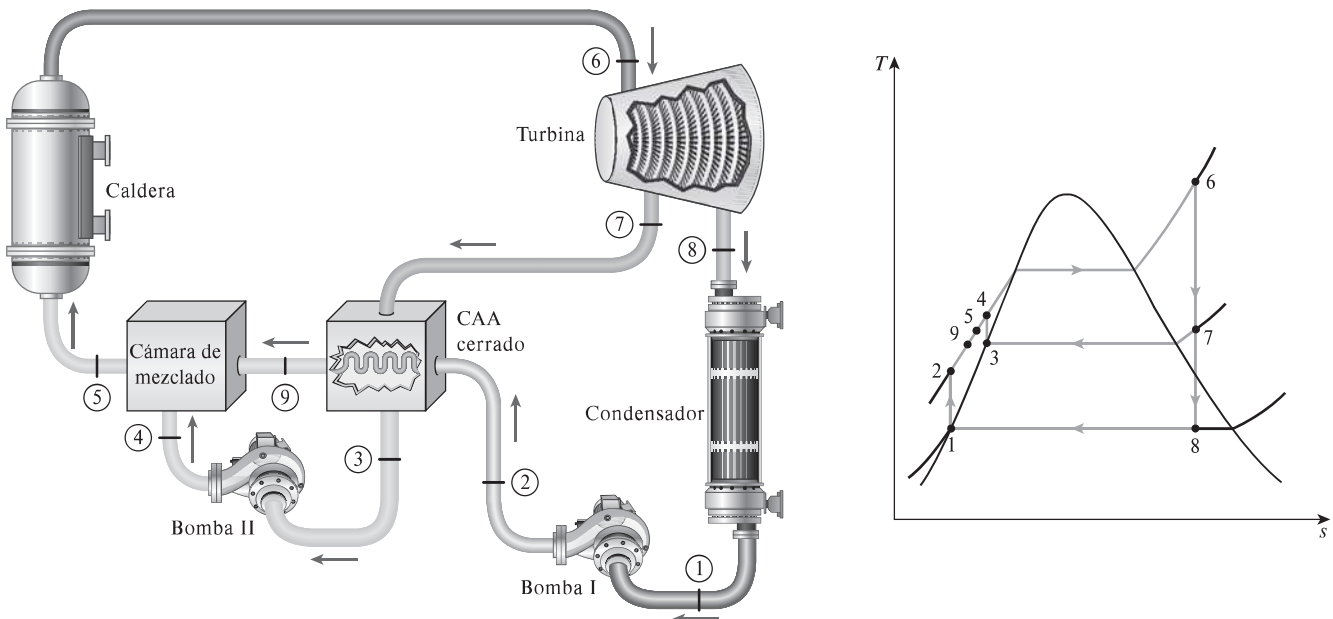


FIGURA 10-17

El ciclo Rankine ideal regenerativo con un calentador cerrado de agua de alimentación.

agua de alimentación al estado de saturación. Sin embargo, cada calentador requiere una bomba para manejar el agua de alimentación. Por su parte, los cerrados son más complejos debido a la red de tuberías internas, de manera que resultan más caros. La transferencia de calor en los calentadores cerrados de agua de alimentación es menos efectiva porque no se permite que los dos flujos entren en contacto directo. No obstante, los calentadores cerrados de agua de alimentación no requieren una bomba independiente para cada calentador, ya que el vapor extraído y el agua de alimentación pueden estar a presiones diferentes. La mayor parte de las centrales eléctricas de vapor utilizan una combinación de calentadores abiertos y cerrados, como se muestra en la figura 10-18.

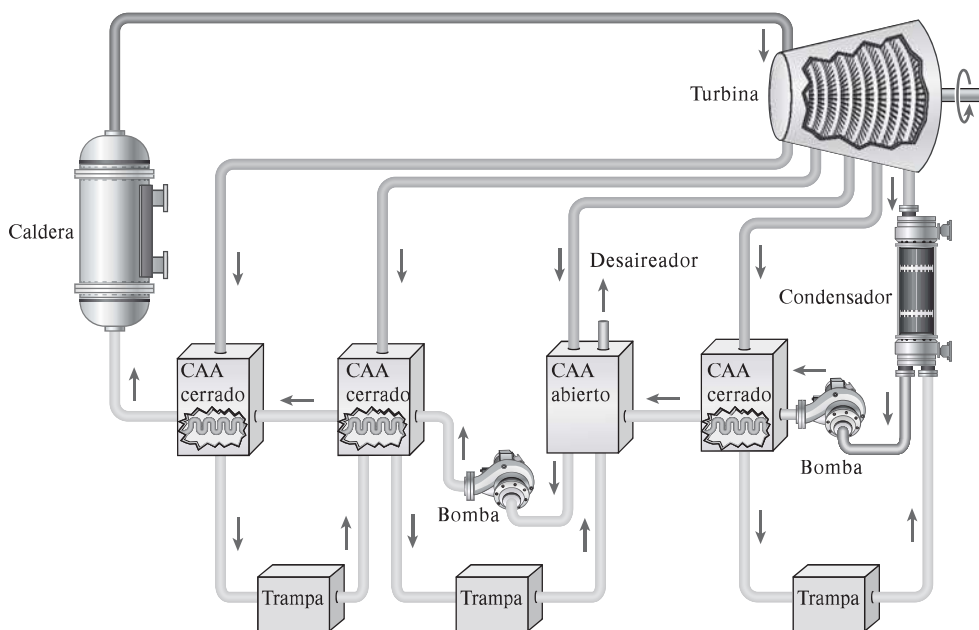


FIGURA 10-18

Una central eléctrica de vapor con un calentador abierto y tres calentadores cerrados de agua de alimentación.

EJEMPLO 10-5 El ciclo Rankine ideal regenerativo

Considere una central eléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine ideal regenerativo con un calentador abierto de agua de alimentación. El vapor entra a la turbina a 15 MPa y 600 °C, y se condensa en el condensador a una presión de 10 kPa. Una parte de vapor sale de la turbina a una presión de 1.2 MPa y entra al calentador abierto de agua de alimentación. Determine la fracción de vapor extraído de la turbina y la eficiencia térmica del ciclo.

SOLUCIÓN Se tiene una central eléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine ideal regenerativo con un calentador abierto de agua de alimentación. Se determinarán la fracción de vapor extraído de la turbina y la eficiencia térmica.

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

Análisis El esquema de la central eléctrica y el diagrama $T-s$ del ciclo se muestra en la figura 10-19. Se observa que la central eléctrica opera en un ciclo Rankine ideal regenerativo, por consiguiente las turbinas y las bombas son isentrópicas; no hay caídas de presión en la caldera ni en el condensador, tampoco en el calentador de agua de alimentación; y el vapor sale del condensador y del calentador de agua de alimentación como líquido saturado. Primero, se determinan las entalpías en diferentes estados:

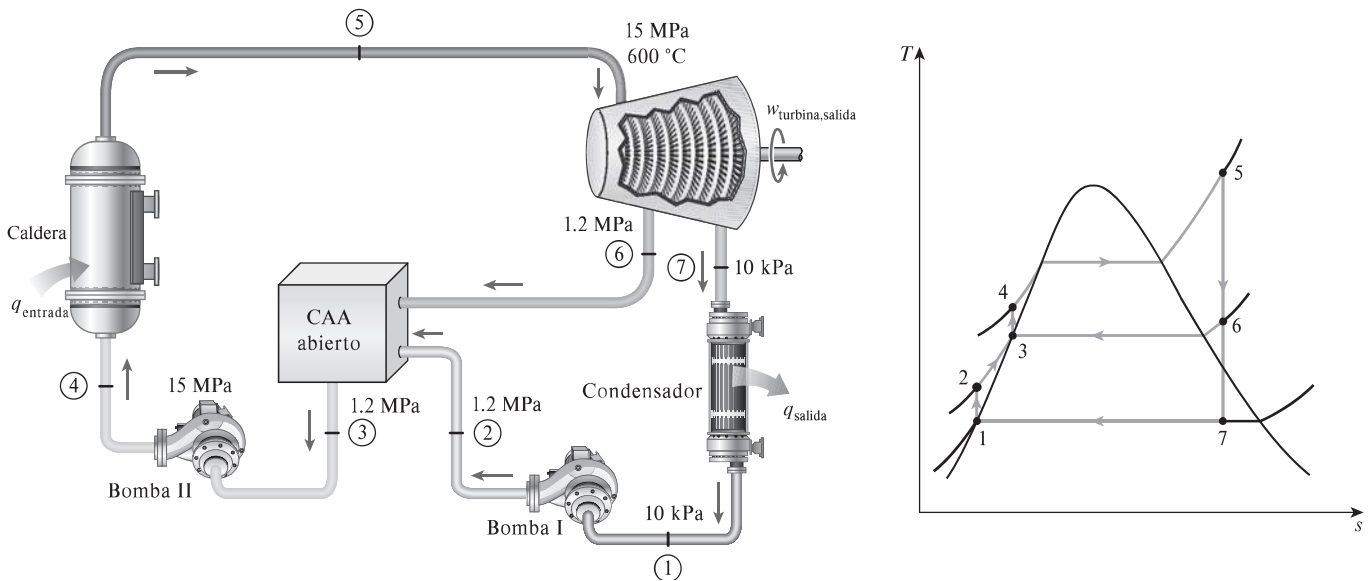


FIGURA 10-19

Esquema y diagrama T - s para el ejemplo 10-5.*Estado 1:*

$$\left. \begin{array}{l} P_1 = 10 \text{ kPa} \\ \text{Líquido saturado} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = h_{f \text{ a } 10 \text{ kPa}} = 191.81 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = v_{f \text{ a } 10 \text{ kPa}} = 0.00101 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

Estado 2:

$$\begin{array}{l} P_2 = 1.2 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array}$$

$$\begin{aligned} w_{\text{bomba I, entrada}} &= v_1(P_2 - P_1) = (0.00101 \text{ m}^3/\text{kg})[(1200 - 10) \text{ kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \\ &= 1.20 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{bomba I, entrada}} = (191.81 + 1.20) \text{ kJ/kg} = 193.01 \text{ kJ/kg}$$

Estado 3:

$$\left. \begin{array}{l} P_3 = 1.2 \text{ MPa} \\ \text{Líquido saturado} \end{array} \right\} \begin{array}{l} v_3 = v_{f \text{ a } 1.2 \text{ MPa}} = 0.001138 \text{ m}^3/\text{kg} \\ h_3 = h_{f \text{ a } 1.2 \text{ MPa}} = 798.33 \text{ kJ/kg} \end{array}$$

Estado 4:

$$P_4 = 15 \text{ MPa}$$

$$s_4 = s_3$$

$$w_{\text{bomba II, entrada}} = v_3(P_4 - P_3)$$

$$\begin{aligned} &= (0.001138 \text{ m}^3/\text{kg})[(15000 - 1200) \text{ kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \\ &= 15.70 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$h_4 = h_3 + w_{\text{bomba II, entrada}} = (798.33 + 15.70) \text{ kJ/kg} = 814.03 \text{ kJ/kg}$$

Estado 5:

$$\left. \begin{array}{l} P_5 = 15 \text{ MPa} \\ T_5 = 600 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_5 = 3\,583.1 \text{ kJ/kg} \\ s_5 = 6.6796 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$$

Estado 6:

$$\left. \begin{array}{l} P_6 = 1.2 \text{ MPa} \\ s_6 = s_5 \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_6 = 2\,860.2 \text{ kJ/kg} \\ (T_6 = 218.4 \text{ }^\circ\text{C}) \end{array}$$

Estado 7:

$$P_7 = 10 \text{ kPa}$$

$$s_7 = s_5 x_7 = \frac{s_7 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.6796 - 0.6492}{7.4996} = 0.8041$$

$$h_7 = h_f + x_7 h_{fg} = 191.81 + 0.8041(2\,392.1) = 2\,115.3 \text{ kJ/kg}$$

El análisis de energía de los calentadores abiertos de agua de alimentación es idéntico al de las cámaras de mezclado. Los calentadores de agua de alimentación por lo general están bien aislados ($\dot{Q} = 0$) y no involucran ninguna interacción de trabajo ($\dot{W} = 0$). Si se ignoran las energías cinética y potencial de los flujos, el balance de energía para un calentador de agua de alimentación se reduce a

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}} \rightarrow \sum_{\text{entrada}} \dot{m}h = \sum_{\text{salida}} \dot{m}h$$

o

$$yh_6 + (1 - y)h_2 = 1(h_3)$$

donde y es la fracción de vapor extraído de la turbina ($=\dot{m}_6/\dot{m}_5$). Al despejar y y sustituir los valores de entalpía se obtiene

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2} = \frac{798.33 - 193.01}{2\,860.2 - 193.01} = 0.2270$$

Por consiguiente,

$$q_{\text{entrada}} = h_5 - h_4 = (3\,583.1 - 814.03) \text{ kJ/kg} = 2\,769.1 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{salida}} = (1 - y)(h_7 - h_1) = (1 - 0.2270)(2\,115.3 - 191.81) \text{ kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{tér}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{1\,486.9 \text{ kJ/kg}}{2\,769.1 \text{ kJ/kg}} = 0.463 \text{ o } 46.3\%$$

Comentario Este problema se trabajó en el ejemplo 10-3c) para los mismos límites de presión y temperatura pero sin el proceso de regeneración. Una comparación de los dos resultados revela que la eficiencia térmica del ciclo ha aumentado de 43.0 a 46.3 por ciento debido a la regeneración. La salida neta de trabajo disminuye en 171 kJ/kg, pero la entrada de calor se reduce en 607 kJ/kg, lo que produce un incremento neto en la eficiencia térmica.

EJEMPLO 10-6 El ciclo Rankine ideal regenerativo con recalentamiento

Considere una central eléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine ideal regenerativo con recalentamiento, con dos calentadores de agua de alimentación, uno abierto y otro cerrado, además de un recalentador. El vapor entra a

la turbina a 15 MPa y 600 °C y se condensa a una presión de 10 kPa. Una parte de vapor se extrae de la turbina a 4 MPa para el calentador cerrado, mientras que el resto se recalienta a la misma presión hasta 600 °C. El vapor extraído se condensa por completo en el calentador y se bombea hasta 15 MPa antes de mezclarse con el agua de alimentación a la misma presión. El vapor para el calentador abierto se extrae de la turbina de baja presión a una presión de 0.5 MPa. Determine las fracciones de vapor extraído de la turbina, así como la eficiencia térmica del ciclo.

SOLUCIÓN Se tiene una central eléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine ideal regenerativo con recalentamiento, equipada con un calentador abierto de agua de alimentación, otro cerrado y un recalentador. Se determinarán las fracciones de vapor extraído de la turbina y la eficiencia térmica.

Suposiciones 1 Existen condiciones estacionarias de operación. 2 Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes. 3 En ambos calentadores de agua de alimentación, abierto y cerrado, el agua de alimentación es calentada a una temperatura de saturación a la presión del calentador de agua de alimentación. (Observe que ésta es una suposición conservadora porque el vapor extraído entra al calentador cerrado a 376 °C y la temperatura de saturación a una presión de 4 MPa es de 250 °C.)

Análisis El esquema de la central eléctrica y el diagrama T - s del ciclo se muestran en la figura 10-20. La central eléctrica opera en un ciclo Rankine ideal regenerativo con recalentamiento y por lo tanto las bombas y las turbinas son isentrópicas; no hay caídas de presión en la caldera, el recalentador, el condensador y los calentadores de agua de alimentación; además, el vapor sale del condensador y de los calentadores de agua de alimentación como líquido saturado.

Las entalpías en los diversos estados y el trabajo de las bombas por unidad de masa del fluido que circula a través de ellas son

$$h_1 = 191.81 \text{ kJ/kg}$$

$$h_9 = 3155.0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 192.30 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{10} = 3155.0 \text{ kJ/kg}$$

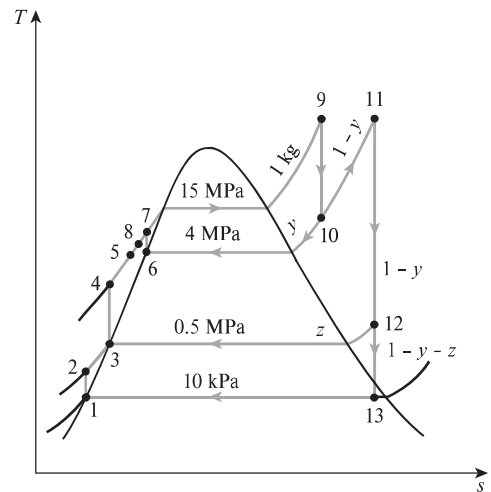
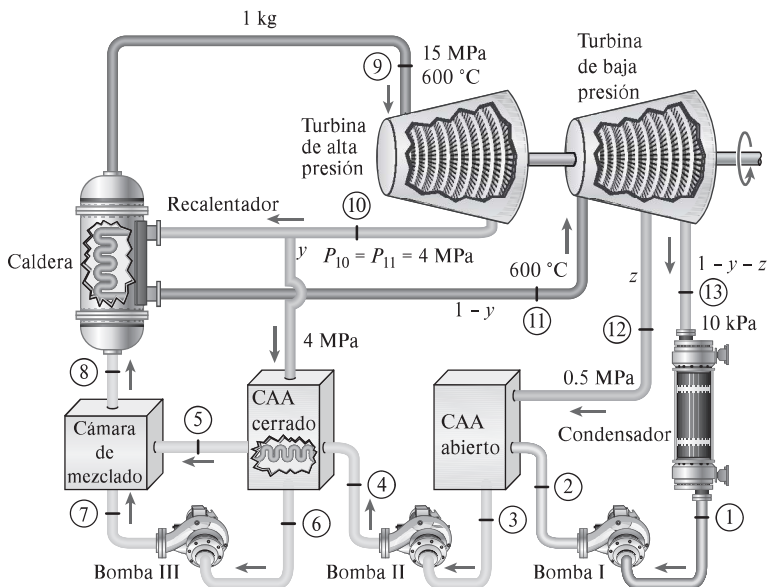


FIGURA 10-20

Esquema y diagrama T - s para el ejemplo 10-6.

$$\begin{array}{ll}
 h_3 = 640.09 \text{ kJ/kg} & h_{11} = 3\,674.9 \text{ kJ/kg} \\
 h_4 = 643.92 \text{ kJ/kg} & h_{12} = 3\,014.8 \text{ kJ/kg} \\
 h_5 = 1\,087.4 \text{ kJ/kg} & h_{13} = 2\,335.7 \text{ kJ/kg} \\
 h_6 = 1\,087.4 \text{ kJ/kg} & w_{\text{bomba I, entrada}} = 0.49 \text{ kJ/kg} \\
 h_7 = 1\,101.2 \text{ kJ/kg} & w_{\text{bomba II, entrada}} = 3.83 \text{ kJ/kg} \\
 h_8 = 1\,089.8 \text{ kJ/kg} & w_{\text{bomba III, entrada}} = 13.77 \text{ kJ/kg}
 \end{array}$$

Las fracciones de vapor extraído se determinan a partir de los balances de masa y de energía de los calentadores de agua de alimentación:

Calentador cerrado de agua de alimentación:

$$\begin{aligned}
 \dot{E}_{\text{entrada}} &= \dot{E}_{\text{salida}} \\
 yh_{10} + (1-y)h_4 &= (1-y)h_5 + yh_6 \\
 y &= \frac{h_5 - h_4}{(h_{10} - h_6) + (h_5 - h_4)} = \frac{1\,087.4 - 643.92}{(3\,155.0 - 1\,087.4) + (1\,087.4 - 643.92)} = 0.1766
 \end{aligned}$$

Calentador abierto de agua de alimentación:

$$\begin{aligned}
 \dot{E}_{\text{entrada}} &= \dot{E}_{\text{salida}} \\
 zh_{12} + (1-y-z)h_2 &= (1-y)h_3 \\
 z &= \frac{(1-y)(h_3 - h_2)}{h_{12} - h_2} = \frac{(1-0.1766)(640.09 - 192.30)}{3\,014.8 - 192.30} = 0.1306
 \end{aligned}$$

La entalpía del estado 8 se determina al aplicar las ecuaciones de conservación de masa y de energía para la cámara de mezclado, la cual se considera que está aislada:

$$\begin{aligned}
 \dot{E}_{\text{entrada}} &= \dot{E}_{\text{salida}} \\
 (1)h_8 &= (1-y)h_5 + yh_7 \\
 h_8 &= (1-0.1766)(1\,087.4) \text{ kJ/kg} + 0.1766(1\,101.2) \text{ kJ/kg} \\
 &= 1\,089.8 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

Por consiguiente,

$$\begin{aligned}
 q_{\text{entrada}} &= (h_9 - h_8) + (1-y)(h_{11} - h_{10}) \\
 &= (3\,583.1 - 1\,089.8) \text{ kJ/kg} + (1-0.1766)(3\,674.9 - 3\,155.0) \text{ kJ/kg} \\
 &= 2\,921.4 \text{ kJ/kg} \\
 q_{\text{salida}} &= (1-y-z)(h_{13} - h_1) \\
 &= (1-0.1766-0.1306)(2\,335.7 - 191.81) \text{ kJ/kg} \\
 &= 1\,485.3 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

y

$$\eta_{\text{tér}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{1\,485.3 \text{ kJ/kg}}{2\,921.4 \text{ kJ/kg}} = 0.492 \text{ o } 49.2\%$$

Comentario Este problema se trabajó en el ejemplo 10-4 para los mismos límites de presión y temperatura y también con recalentamiento, pero sin el proceso de regeneración. Al comparar los dos resultados se revela que la eficiencia térmica del ciclo ha aumentado de 45.0 a 49.2 por ciento como consecuencia de la regeneración.

La eficiencia térmica de este ciclo también podría ser determinada a partir de

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{w_{\text{turbina,salida}} - w_{\text{bomba,entrada}}}{q_{\text{entrada}}}$$

donde

$$w_{\text{turbina,salida}} = (h_9 - h_{10}) + (1 - y)(h_{11} - h_{12}) + (1 - y - z)(h_{12} - h_{13})$$

$$w_{\text{bomba,entrada}} = (1 - y - z)w_{\text{bomba I,entrada}} + (1 - y)w_{\text{bomba II,entrada}} + (y)w_{\text{bomba III,entrada}}$$

Asimismo, si supusiéramos que el agua de alimentación salga del calentador cerrado de agua de alimentación (CAA) como líquido saturado a 15 MPa (y por lo tanto a $T_5 = 342$ °C y $h_5 = 1\,610.3$ kJ/kg), sería posible demostrar que la eficiencia térmica fuese 50.6.

10-7 ■ ANÁLISIS DE CICLOS DE POTENCIA DE VAPOR CON BASE EN LA SEGUNDA LEY

El ciclo de Carnot ideal es un *ciclo totalmente reversible*, por ello no incluye ninguna irreversibilidad. Sin embargo, los ciclos Rankine ideales (simple, con recalentamiento o regenerativo) únicamente son *internamente reversibles* y pueden incluir irreversibilidades externas al sistema, como la transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura. Un análisis con base en la segunda ley de estos ciclos revelará dónde suceden las irreversibilidades más grandes y cuáles son sus magnitudes.

Las relaciones para la exergía y la destrucción de exergía en sistemas de flujo estacionario se desarrollaron en el capítulo 8. La destrucción de exergía en un sistema de flujo estacionario se expresa, en la forma de tasa, como

$$\dot{X}_{\text{destr}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} = T_0 (\dot{S}_{\text{salida}} - \dot{S}_{\text{entrada}}) = T_0 \left(\sum_{\text{salida}} \dot{m}s + \frac{\dot{Q}_{\text{salida}}}{T_{b,\text{salida}}} - \sum_{\text{entrada}} \dot{m}s - \frac{\dot{Q}_{\text{entrada}}}{T_{b,\text{entrada}}} \right) \quad (\text{kW}) \quad (10-18)$$

o por unidad de masa en un dispositivo de flujo estacionario que posee una entrada y una salida

$$x_{\text{destr}} = T_0 s_{\text{gen}} = T_0 \left(s_e - s_i + \frac{q_{\text{salida}}}{T_{b,\text{salida}}} - \frac{q_{\text{entrada}}}{T_{b,\text{entrada}}} \right) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (10-19)$$

donde $T_{b,\text{entrada}}$ y $T_{b,\text{salida}}$ son las temperaturas de la frontera del sistema donde el calor se transfiere tanto hacia dentro como hacia fuera del sistema, respectivamente.

La destrucción de exergía asociada a un *ciclo* depende de la magnitud de la transferencia de calor con los depósitos de alta y baja temperatura involucrados, así como de sus temperaturas. Se expresa por unidad de masa como

$$x_{\text{destr}} = T_0 \left(\sum \frac{q_{\text{salida}}}{T_{b,\text{salida}}} - \sum \frac{q_{\text{entrada}}}{T_{b,\text{entrada}}} \right) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (10-20)$$

Para un ciclo que sólo involucra transferencia de calor con una fuente a T_H y un sumidero a T_L , la destrucción de exergía se vuelve

$$x_{\text{destr}} = T_0 \left(\frac{q_{\text{salida}}}{T_L} - \frac{q_{\text{entrada}}}{T_H} \right) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (10-21)$$

La exergía de un flujo de fluido ψ en cualquier estado puede determinarse a partir de

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (\text{kJ/kg}) \quad (10-22)$$

donde el subíndice "0" denota el estado en que se hallan los alrededores.

EJEMPLO 10-7 Análisis de un ciclo Rankine ideal con base en la segunda ley

Considere una planta eléctrica de vapor que opera en el ciclo Rankine ideal simple (Fig. 10-21). El vapor entra a la turbina a 3 MPa y 350 °C, y se condensa en el condensador a una presión de 75 kPa. El calor se suministra al vapor en un horno que se mantiene a 800 K, y el calor de desecho se rechaza al entorno a 300 K. Determine a) la destrucción de exergía correspondiente a cada uno de los cuatro procesos y a todo el ciclo, y b) la eficiencia de la segunda ley de este ciclo.

SOLUCIÓN Se considera una planta eléctrica de vapor que opera en el ciclo Rankine ideal simple. Para las temperaturas especificadas de la fuente y del sumidero, se deben determinar la destrucción de exergía correspondiente a este ciclo y la eficiencia de la segunda ley.

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

Análisis Tomamos como volumen de control la planta eléctrica colindante con el horno a la temperatura T_H , y el ambiente a la temperatura T_0 . Este ciclo se analizó en el ejemplo 10-1, y se determinaron varias cantidades como $q_{ent} = 2\,729 \text{ kJ/kg}$, $w_{bomba,ent} = 3.0 \text{ kJ/kg}$, $w_{turb,sal} = 713 \text{ kJ/kg}$, $q_{sal} = 2\,019 \text{ kJ/kg}$ y $\eta_{té} = 26.0$ por ciento.

a) Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos ($s_1 = s_2$, $s_3 = s_4$), por consiguiente no implican ninguna irreversibilidad interna o externa, esto es,

$$x_{destr,12} = 0 \quad \text{y} \quad x_{destr,34} = 0$$

Los procesos 2-3 y 4-1 son de adición y rechazo de calor a presión constante, respectivamente, además de ser internamente reversibles. Pero la transferencia de calor entre el fluido de trabajo y la fuente o el sumidero sucede debido a una diferencia finita de temperatura, lo que hace irreversibles a ambos procesos. La irreversibilidad asociada con cada proceso se determina a partir de la ecuación 10-19. La entropía del vapor en cada estado se determina de las tablas de vapor:

$$s_2 = s_1 = s_{f \text{ a } 75 \text{ kPa}} = 1.2132 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$s_4 = s_3 = 6.7450 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \quad (\text{a } 3 \text{ MPa, } 350 \text{ }^\circ\text{C})$$

Por lo tanto,

$$x_{destr,23} = T_0 \left(s_3 - s_2 - \frac{q_{entrada,23}}{T_{fuente}} \right)$$

$$= (300 \text{ K}) \left[(6.7450 - 1.2132) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} - \frac{2\,729 \text{ kJ/kg}}{800 \text{ K}} \right]$$

$$= 636 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{destr,41} = T_0 \left(s_1 - s_4 + \frac{q_{salida,41}}{T_{sumidero}} \right)$$

$$= (300 \text{ K}) \left[(1.2132 - 6.7450) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} + \frac{2\,019 \text{ kJ/kg}}{300 \text{ K}} \right]$$

$$= 360 \text{ kJ/kg}$$

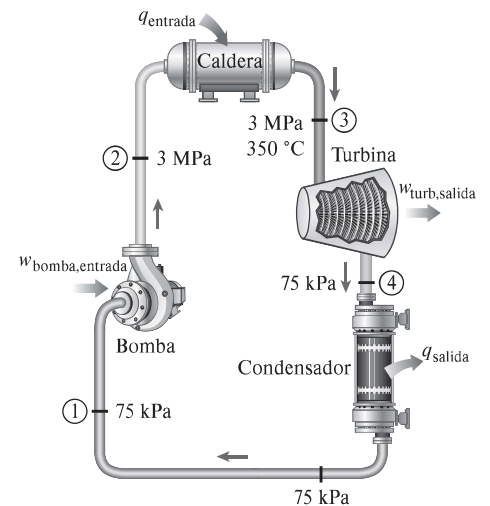


FIGURA 10-21

Esquema para el ejemplo 10-7.

Por consiguiente, la irreversibilidad del ciclo es

$$\begin{aligned}x_{\text{destr,ciclo}} &= x_{\text{destr},12} + x_{\text{destr},23} + x_{\text{destr},34} + x_{\text{destr},41} \\ &= 0 + 636 \text{ kJ/kg} + 0 + 360 \text{ kJ/kg} \\ &= \mathbf{996 \text{ kJ/kg}}\end{aligned}$$

La exergía total destruida durante el ciclo también podría determinarse a partir de la ecuación 10-21. Observe que la mayor destrucción de exergía en el ciclo sucede durante el proceso de adición de calor. Así, cualquier intento por reducir la destrucción de exergía debe empezar con este proceso. Por ejemplo, elevar la temperatura del vapor a la entrada de la turbina reduciría la diferencia de temperatura y, en consecuencia, la destrucción de exergía.

b) La eficiencia de la segunda ley se define como

$$\eta_{II} = 1 - \frac{x_{\text{destruida}}}{x_{\text{gastada}}} = 1 - \frac{996 \text{ kJ/kg}}{1709 \text{ kJ/kg}} = 0.417 \text{ o } 41.7\%$$

Aquí, la exergía gastada es el contenido de exergía del calor suministrado al vapor en la caldera (que es su potencial de trabajo) y el trabajo suministrado a la bomba, y la exergía recuperada es la producción de trabajo de la turbina:

$$x_{\text{calor,ent}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) q_{\text{ent}} = \left(1 - \frac{300 \text{ K}}{800 \text{ K}}\right) (2729 \text{ kJ/kg}) = 1706 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{\text{gastada}} = x_{\text{calor,ent}} + x_{\text{bomba,ent}} = 1706 + 3.0 = 1709 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{\text{recuperada}} = w_{\text{turbina,sal}} = 713 \text{ kJ/kg}$$

Sustituyendo, la eficiencia de la segunda ley de esta planta eléctrica se determina como

$$\eta_{II} = \frac{x_{\text{recuperada}}}{x_{\text{gastada}}} = \frac{713 \text{ kJ/kg}}{1709 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.417 \text{ o } 41.7\%}$$

Comentario La eficiencia de la segunda ley se puede también determinar usando los datos de destrucción de exergía,

$$\eta_{II} = 1 - \frac{x_{\text{destruida}}}{x_{\text{gastada}}} = 1 - \frac{996 \text{ kJ/kg}}{1709 \text{ kJ/kg}} = 0.417 \text{ o } 41.7\%$$

Asimismo, el sistema considerado incluye tanto el horno como el condensador, y por lo tanto se toman en cuenta tanto la destrucción de exergía correspondiente a la transferencia de energía tanto al horno como la del condensador.

10-8 ■ COGENERACIÓN

En todos los ciclos analizados hasta ahora, el único propósito fue convertir en trabajo, la forma más valiosa de energía, una parte del calor transferido hacia el fluido de trabajo. La parte restante del calor se libera en ríos, lagos, océanos o atmósfera como calor de desecho, debido a que su calidad (o grado) es demasiado baja como para tener algún uso práctico. Desperdiciar una gran cantidad de calor es un trabajo que se tiene que pagar para producir trabajo, debido a que el trabajo eléctrico o mecánico es la única forma de energía sobre la que muchos dispositivos de ingeniería (como un ventilador) pueden operar.

Sin embargo, muchos sistemas o dispositivos requieren la entrada de energía en forma de calor, también denominado *calor de proceso*. Algunas industrias que se sustentan en procesos de calor son la química, de pulpa y papel, producción y refinación de petróleo, fabricación de acero, procesamiento de alimentos y textiles. El calor de proceso en estas industrias suele suministrarse por medio de

vapor entre 5 a 7 atmósferas y 150 a 200 °C (de 300 a 400 °F). La energía se transfiere al vapor quemando carbón, petróleo, gas natural u otro combustible en un horno.

A continuación examinamos de cerca la operación de una planta con un proceso de calentamiento. Descartando cualquier pérdida térmica en la tubería, se considera que todo el calor transferido hacia el vapor en la caldera se usa en las unidades de calentamiento de proceso, como muestra la figura 10-22. Por consiguiente, el calentamiento de proceso se asemeja a una operación perfecta, prácticamente sin desperdicio de energía. Sin embargo, según el punto de vista de la segunda ley, las cosas no son tan perfectas. La temperatura en los hornos por lo general es muy alta (alrededor de 1 400 °C), por lo tanto la energía en el horno es de muy alta calidad. Esta energía de alta calidad se transfiere al agua para producir vapor a aproximadamente 200 °C o una temperatura menor (un proceso altamente irreversible). Asociada con esta irreversibilidad está, desde luego, una pérdida en exergía o potencial de trabajo. Simplemente no es sensato utilizar energía de alta calidad para llevar a cabo una tarea que podría efectuarse con energía de baja calidad.

Las industrias que utilizan grandes cantidades de calor para sus procesos también consumen una gran cantidad de energía eléctrica. Por consiguiente, desde el punto de vista de la ingeniería es más económico utilizar el potencial de trabajo ya existente para producir energía en vez de permitir que se desperdicie. El resultado es una central que produce electricidad mientras cubre los requerimientos de calor de ciertos procesos industriales. Una central de este tipo es llamada *planta de cogeneración*. En general, la **cogeneración** es la producción de más de una forma útil de energía (como calor de proceso y energía eléctrica) a partir de la misma fuente de energía.

Tanto un ciclo de turbina de vapor (Rankine) como otro de turbina de gas (Brayton), o incluso ciclo combinado (analizado más adelante), pueden utilizarse como ciclos de potencia en una planta de cogeneración. El esquema de una planta ideal de cogeneración con turbina de vapor se muestra en la figura 10-23. Suponga que esta planta va a suministrar calor de proceso \dot{Q}_p a 500 kPa y a una tasa de 100 kW. Para cumplir esta demanda, el vapor se expande en la turbina hasta una presión de 500 kPa, produciendo potencia a una tasa de 20 kW. El flujo del vapor puede ajustarse de manera que éste salga de la sección de calentamiento de proceso como líquido saturado a 500 kPa. Después el vapor se bombea hasta la presión de la caldera y se calienta en ésta hasta el estado 3. El trabajo de la bomba suele ser muy pequeño y puede ser ignorado. Si se descarta toda pérdida de calor, la tasa de entrada de calor en la caldera se determina a partir de un balance de energía de 120 kW.

El rasgo más sorprendente de la planta de cogeneración ideal de turbina de vapor que se muestra en la figura 10-23 es la ausencia de un condensador, de modo que ninguna cantidad de calor se libera en esta central como calor de desecho. En otras palabras, toda la energía transferida al vapor en la caldera se emplea ya sea como calor de proceso o como energía eléctrica. De tal manera que para una planta de cogeneración es apropiado definir un **factor de utilización** ϵ_u como

$$\rho_u = \frac{\text{Salida de trabajo neto} + \text{Calor de proceso entregado}}{\text{Entrada total de calor}} = \frac{\dot{W}_{\text{neto}} + \dot{Q}_p}{\dot{Q}_{\text{entrada}}} \quad (10-23)$$

o

$$\rho_u = 1 - \frac{\dot{Q}_{\text{salida}}}{\dot{Q}_{\text{entrada}}} \quad (10-24)$$

donde \dot{Q}_{salida} representa el calor rechazado en el condensador. Estrictamente hablando, \dot{Q}_{salida} incluye también todas las pérdidas térmicas indeseables de la

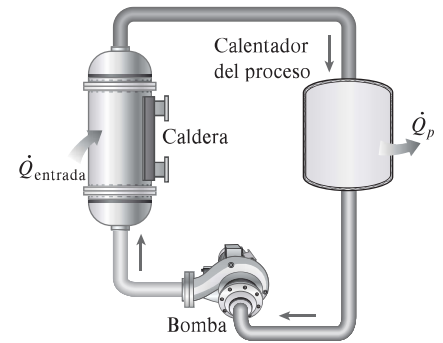


FIGURA 10-22

Una planta simple con un proceso que requiere el calentamiento.

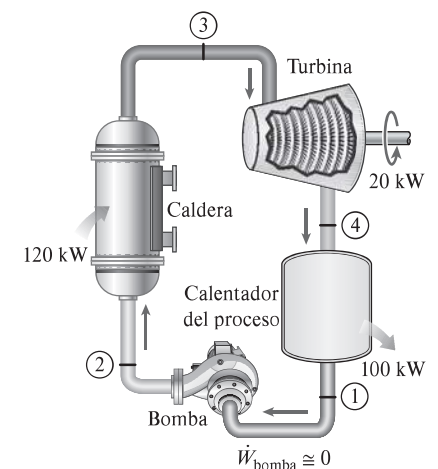


FIGURA 10-23

Una planta de cogeneración ideal.

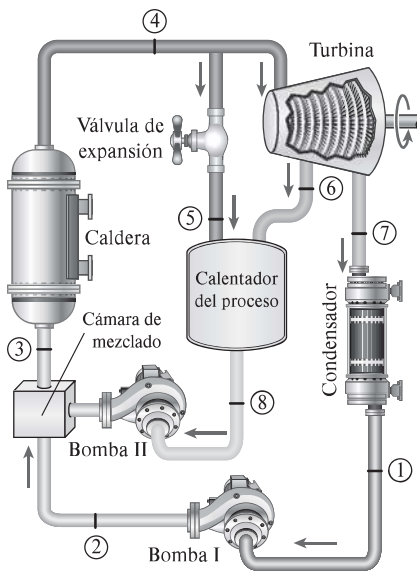


FIGURA 10-24

Una planta de cogeneración con cargas ajustables.

tubería y otros componentes, aunque suelen ser pequeñas y por ello se consideran insignificantes. También incluye deficiencias de combustión, como combustión incompleta y pérdidas en chimenea cuando el factor de utilización se define con base en la capacidad calorífica del combustible. Obviamente, el factor de utilización de una planta de cogeneración de turbina de vapor ideal es de 100 por ciento. Las plantas reales de cogeneración tienen factores de utilización tan altos como 80 por ciento. Algunas plantas de cogeneración recientes tienen incluso factores de utilización más altos.

Observe que sin la turbina sólo se necesitaría suministrar calor hacia el vapor en la caldera a una tasa de 100 kW en lugar de 120 kW. Los 20 kW adicionales de calor suministrados se convierten en trabajo. Por consiguiente, una planta eléctrica de cogeneración es equivalente a una planta de calentamiento de proceso combinada con una central eléctrica que tiene una eficiencia térmica de 100 por ciento.

La planta de cogeneración ideal de turbina de vapor anteriormente descrita no es práctica porque no puede ajustarse a las variaciones en la potencia y en las cargas de calor de proceso. El esquema de una planta de cogeneración más práctica (pero más compleja) se muestra en la figura 10-24. Bajo condiciones normales de operación, una parte de vapor se extrae de la turbina a cierta presión intermedia predeterminada P_6 . El resto del vapor se expande hasta la presión del condensador P_7 y después se enfría a presión constante. El calor rechazado desde el condensador representa el calor de desecho en el ciclo.

En los momentos de gran demanda de calor para proceso, todo el vapor se envía a las unidades de calentamiento de proceso mientras que nada se manda al condensador ($\dot{m}_7 = 0$). De este modo, el calor de desecho es cero. Si esto no es suficiente, se estrangula una parte del vapor que sale de la caldera mediante una válvula de expansión o de reducción de presión (VRP) hasta la presión de extracción P_6 y se envía a la unidad de calentamiento de proceso. El máximo calentamiento de proceso se alcanza cuando todo el vapor que sale de la caldera pasa a través de la VRP ($\dot{m}_5 = \dot{m}_4$). De este modo, ninguna potencia se produce. Cuando no hay demanda de calor para proceso, todo el vapor pasa a través de la turbina y el condensador ($\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 0$), y la planta de cogeneración opera como una central ordinaria eléctrica de vapor. Las tasas de entrada de calor, calor rechazado y el suministro de calor al proceso, así como la potencia producida en esta planta de cogeneración, se expresan como:

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} = \dot{m}_3(h_4 - h_3) \quad (10-25)$$

$$\dot{Q}_{\text{salida}} = \dot{m}_7(h_7 - h_1) \quad (10-26)$$

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_8 h_8 \quad (10-27)$$

$$\dot{W}_{\text{turbina}} = (\dot{m}_4 - \dot{m}_5)(h_4 - h_6) + \dot{m}_7(h_6 - h_7) \quad (10-28)$$

Bajo condiciones óptimas, una planta de cogeneración simula a una planta de cogeneración ideal como la anteriormente analizada. Es decir, todo el vapor se expande en la turbina hasta la presión de extracción y continúa hacia la unidad de calentamiento de proceso. Nada de vapor pasa por la VRP o el condensador, por lo tanto, no se rechaza calor de desecho ($\dot{m}_4 = \dot{m}_6$ y $\dot{m}_5 = \dot{m}_7 = 0$). Esta condición es difícil de lograr en la práctica debido a las variaciones constantes en las cargas de calor requerido para proceso y de potencia. Pero la planta se debe diseñar de tal manera que las condiciones de operación se aproximen a las óptimas la mayor parte del tiempo.

El uso de la cogeneración data de principios del siglo xx, cuando las centrales eléctricas se integraron a la comunidad para proporcionar calentamiento en zonas urbanas, es decir, para espacios, agua caliente y calentamiento de unos

procesos en edificios residenciales y comerciales. Los sistemas de calentamiento en zonas urbanas perdieron su popularidad en la década de 1940 debido a los bajos precios de los combustibles. Sin embargo, el rápido aumento de los precios en los combustibles durante los años de 1970 renovó el interés por el calentamiento en zonas urbanas.

Las plantas de cogeneración han probado ser económicamente muy atractivas. Consecuentemente, más y más de éstas se han instalado en los últimos años y se pronostica que serán instaladas aún más.

EJEMPLO 10-8 Una planta ideal de cogeneración

Considere la planta de cogeneración que se muestra en la figura 10-25. El vapor de agua entra a la turbina a 7 MPa y 500 °C. De la turbina se extrae una parte de vapor a 500 kPa para calentamiento de proceso, mientras el restante continúa su expansión hasta 5 kPa. Después el vapor se condensa a presión constante y se bombea hasta la presión de la caldera que está a 7 MPa. En momentos de alta demanda de calor de proceso, una parte del vapor que sale de la caldera se estrangula hasta 500 kPa y se envía al calentador de proceso. Las fracciones de extracción se ajustan de modo que el vapor que sale del calentador de proceso lo haga como líquido saturado a 500 kPa. En seguida se bombea hasta 7 MPa. El flujo másico de vapor a través de la caldera es de 15 kg/s. Si se desprecia cualquier caída de presión y cualquier pérdida de calor en la tubería y se supone que la turbina y la bomba son isentrópicas, determine a) la tasa máxima a la cual puede suministrarse el calor de proceso, b) la potencia producida y el factor de utilización cuando no se suministra calor de proceso y c) la tasa de suministro de calor de proceso cuando 10 por ciento del vapor se extrae antes de que entre a la turbina, y cuando 70 por ciento del vapor se extrae de la turbina a 500 kPa para el calentamiento de proceso.

SOLUCIÓN Se tiene una planta de cogeneración. Se determinará la tasa máxima del calor de proceso suministrada, la potencia producida y el factor de utilización cuando no se suministra calor de proceso, así como la tasa de suministro de calor de proceso cuando se extrae vapor de la línea de vapor y de la turbina a las tasas especificadas.

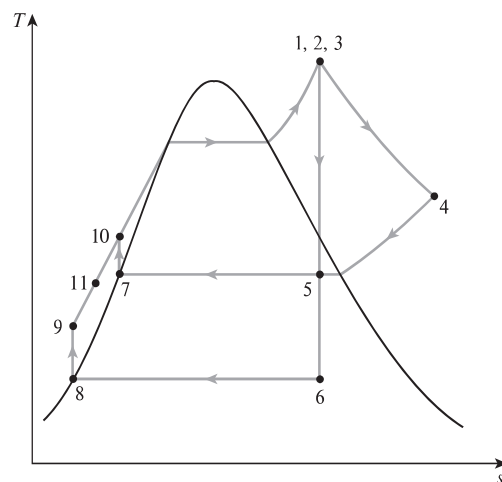
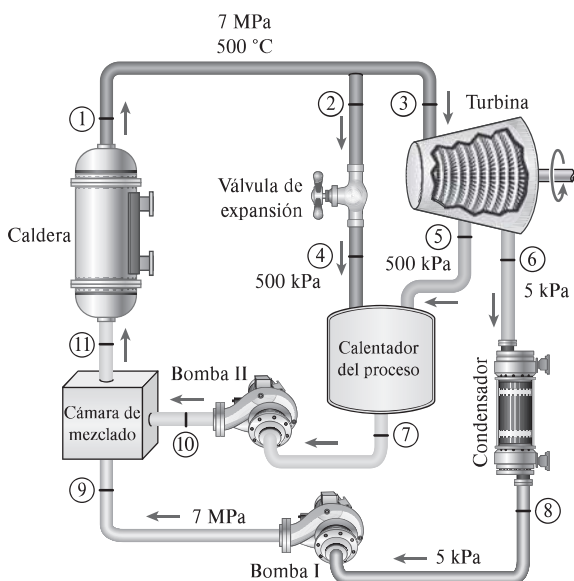


FIGURA 10-24
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 10-8.

Suposiciones 1 Existen condiciones estacionarias de operación. **2** La caída de presión y las pérdidas de calor en la tubería son insignificantes. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis El esquema de la planta de cogeneración y el diagrama T - s del ciclo se muestran en la figura 10-25. La planta opera en un ciclo ideal y en consecuencia las bombas y las turbinas son isentrópicas; no existen caídas de presión en la caldera, el calentador de proceso y el condensador; además, el vapor sale del condensador y el calentador de proceso como líquido saturado.

Las entradas de trabajo a las bombas y las entalpías en diversos estados son:

$$w_{\text{bomba I,entrada}} = v_8(P_9 - P_8) = (0.001005 \text{ m}^3/\text{kg})[(7\,000 - 5)\text{kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \\ = 7.03 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{bomba II,entrada}} = v_7(P_{10} - P_7) = (0.001093 \text{ m}^3/\text{kg})[(7\,000 - 500)\text{kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \\ = 7.10 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = h_2 = h_3 = h_4 = 3\,411.4 \text{ kJ/kg}$$

$$h_5 = 2\,739.3 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = 2\,073.0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_7 = h_f \text{ a } 500 \text{ kPa} = 640.09 \text{ kJ/kg}$$

$$h_8 = h_f \text{ a } 5 \text{ kPa} = 137.75 \text{ kJ/kg}$$

$$h_9 = h_8 + w_{\text{bomba I,entrada}} = (137.75 + 7.03) \text{ kJ/kg} = 144.78 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{10} = h_7 + w_{\text{bomba II,entrada}} = (640.09 + 7.10) \text{ kJ/kg} = 647.19 \text{ kJ/kg}$$

a) La razón máxima de calor de proceso se alcanza cuando todo el vapor que sale de la caldera se estrangula y se envía al calentador de proceso mientras que a la turbina no se envía nada (esto es, $\dot{m}_4 = \dot{m}_7 = \dot{m}_1 = 15 \text{ kg/s}$ y $\dot{m}_3 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 0$). Por lo tanto,

$$\dot{Q}_{p,\text{máx}} = \dot{m}_1(h_4 - h_7) = (15 \text{ kg/s})[(3\,411.4 - 640.09) \text{ kJ/kg}] = 41\,570 \text{ kW}$$

En este caso el factor de utilización es 100 por ciento porque nada de calor se rechaza desde el condensador y las pérdidas de calor de la tubería y los demás componentes se consideran insignificantes; tampoco se consideran pérdidas por combustión.

b) Cuando no se suministra calor de proceso, todo el vapor que sale de la caldera pasará a través de la turbina y se expandirá hasta la presión del condensador a 5 kPa (esto es, $\dot{m}_3 = \dot{m}_6 = \dot{m}_1 = 15 \text{ kg/s}$ y $\dot{m}_2 = \dot{m}_5 = 0$). La potencia máxima se produce de este modo, por lo que se determina como

$$\dot{W}_{\text{turbina,salida}} = \dot{m}(h_3 - h_6) = (15 \text{ kg/s})[(3\,411.4 - 2\,073.0) \text{ kJ/kg}] = 20\,076 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{\text{bomba,entrada}} = (15 \text{ kg/s})(7.03 \text{ kJ/kg}) = 105 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{\text{neto,salida}} = \dot{W}_{\text{turbina,salida}} - \dot{W}_{\text{bomba,entrada}} = (20\,076 - 105) \text{ kW}$$

$$= 19\,971 \text{ kW} \cong 20.0 \text{ MW}$$

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} = \dot{m}_1(h_1 - h_{11}) = (15 \text{ kg/s})[(3\,411.4 - 144.78) \text{ kJ/kg}] = 48\,999 \text{ kW}$$

Por lo tanto,

$$\rho_u = \frac{\dot{W}_{\text{neto}} + \dot{Q}_p}{\dot{Q}_{\text{entrada}}} = \frac{(19\,971 + 0) \text{ kW}}{48\,999 \text{ kW}} = 0.408 \text{ o } 40.8\%$$

Es decir, 40.8 por ciento de la energía se utiliza con un propósito útil. Observe que en este caso el factor de utilización es equivalente a la eficiencia térmica.

c) Si se desprecia cualquier cambio en la energía cinética y potencial, un balance de energía en el calentador de proceso produce

$$\begin{aligned} \dot{E}_{\text{entrada}} &= \dot{E}_{\text{salida}} \\ \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 &= \dot{Q}_{p,\text{salida}} + \dot{m}_7 h_7 \end{aligned}$$

o

$$\dot{Q}_{p,\text{salida}} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_7 h_7$$

donde

$$\dot{m}_4 = (0.1)(15 \text{ kg/s}) = 1.5 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_5 = (0.7)(15 \text{ kg/s}) = 10.5 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 = 1.5 + 10.5 = 12 \text{ kg/s}$$

Por lo tanto

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{p,\text{salida}} &= (1.5 \text{ kg/s})(3\,411.4 \text{ kJ/kg}) + (10.5 \text{ kg/s})(2\,739.3 \text{ kJ/kg}) \\ &\quad - (12 \text{ kg/s})(640.09 \text{ kJ/kg}) \\ &= 26.2 \text{ MW} \end{aligned}$$

Comentario Observe que 26.2 MW del calor transferido se utilizarán en el calentador de proceso. Asimismo, es posible demostrar que en este caso se producen 11.0 MW de potencia, y que la tasa de entrada de calor a la caldera es de 43.0 MW. Por consiguiente, el factor de utilización es 86.5 por ciento.

10-9 ■ CICLOS DE POTENCIA COMBINADOS DE GAS Y VAPOR

La continua búsqueda de eficiencias térmicas más altas ha originado modificaciones innovadoras en las centrales eléctricas convencionales. El *ciclo de vapor binario* que se analiza posteriormente es una de esas modificaciones. Otra modificación aún más extendida incluye un ciclo de potencia de gas que remata a un ciclo de potencia de vapor, esto se denomina **ciclo combinado de gas y vapor**, o sólo **ciclo combinado**. El ciclo combinado que más interesa es el ciclo de turbina de gas (Brayton), el cual remata al ciclo de turbina de vapor (Rankine), y que tiene una eficiencia térmica más alta que cualquiera de los ciclos ejecutados individualmente.

Los ciclos característicos de turbina de gas operan a temperaturas considerablemente más altas que los ciclos de vapor. La temperatura máxima del fluido a la entrada de la turbina está cerca de los 620 °C (1 150 °F) en las centrales eléctricas de vapor modernas, pero son superiores a los 1 425 °C (2 600 °F) en las centrales eléctricas de turbina de gas. Su valor es superior a 1 500 °C en la salida del quemador en los turborreactores. El uso de temperaturas más elevadas en las turbinas de gas ha sido posible gracias a los recientes desarrollos en el enfriamiento de los álabes de la turbina y en el revestimiento de éstos con materiales resistentes a las altas temperaturas, como cerámicas. Debido a la temperatura

promedio más alta a la cual se suministra el calor, los ciclos de turbina de gas tienen un potencial mayor para eficiencias térmicas más elevadas. Sin embargo, los ciclos de turbina de gas tienen una desventaja inherente: el gas sale de la turbina a temperaturas muy altas (por lo general arriba de $500\text{ }^{\circ}\text{C}$), lo que cancela cualquier ganancia potencial en la eficiencia térmica. Esto se puede mejorar un poco utilizando la regeneración, pero la mejoría será limitada.

Desde el punto de vista de la ingeniería, es conveniente aprovechar las características deseables del ciclo de turbina de gas a altas temperaturas y utilizar los gases de escape de alta temperatura como fuente de energía en un ciclo en un intervalo de temperaturas menores, como un ciclo de potencia de vapor. El resultado es un ciclo combinado de gas y vapor, como se muestra en la figura 10-26. En este ciclo, la energía se recupera de los gases de escape y se transfiere al vapor en un intercambiador de calor que sirve como caldera. Generalmente más de una turbina de gas se necesita para suministrar suficiente calor al vapor. Además, el ciclo de vapor pudiera implicar regeneración, así como recalentamiento. La energía para el proceso de recalentamiento puede ser suministrada quemando algún combustible adicional en los gases de escape ricos en oxígeno.

Los recientes desarrollos tecnológicos para las turbinas de gas han logrado que el ciclo combinado de gas y vapor resulte muy atractivo desde el punto de vista económico, ya que el ciclo combinado aumenta la eficiencia sin incrementar mucho el costo inicial. Así, muchas centrales eléctricas nuevas operan en ciclos combinados, y muchas centrales de vapor o de turbina de gas existentes se están convirtiendo en centrales de ciclo combinado. Como resultado de esta conversión, se han reportado eficiencias térmicas muy por encima de 50 por ciento.

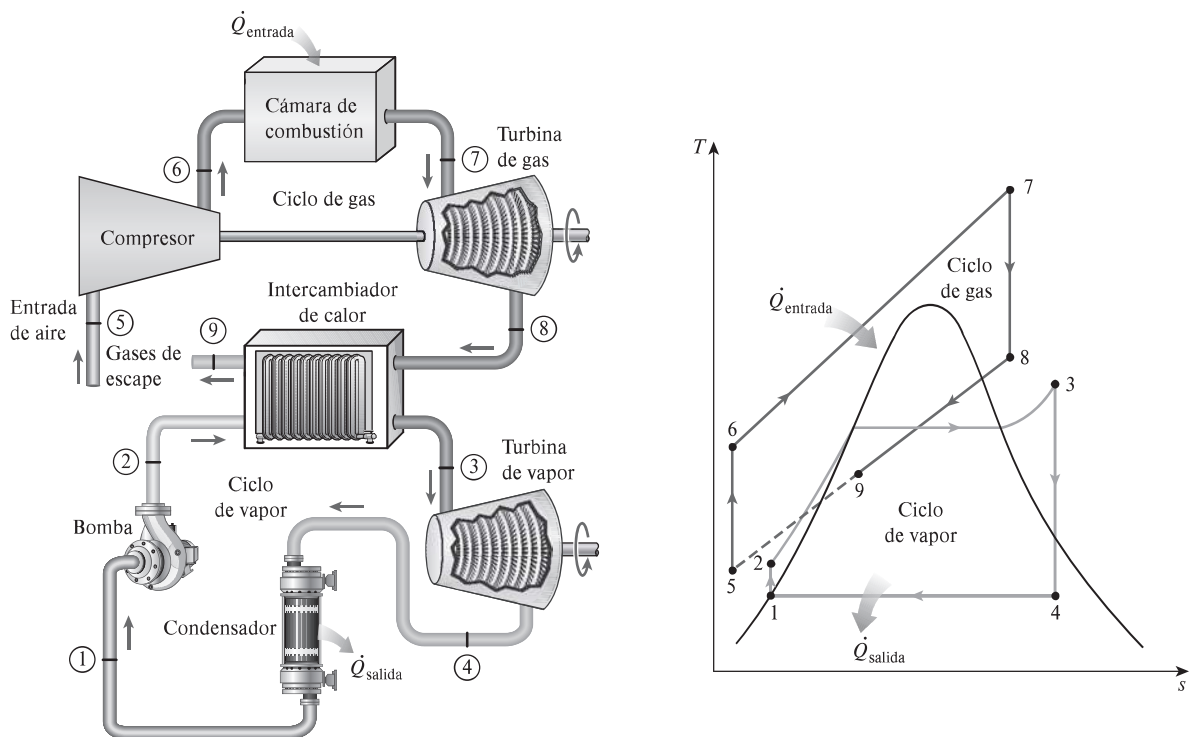


FIGURA 10-26

Central eléctrica combinada de gas y vapor.

Una central combinada Tohoku de 1090 MW que se puso en operación comercial en 1985 en Niigata, Japón, se reporta con una operación que posee una eficiencia térmica de 44 por ciento. Esta central tiene dos turbinas de vapor de 191 MW y seis turbinas de gas de 118 MW. Los gases de combustión calientes entran a la turbina de gas a 1 154 °C, mientras que el vapor entra a las turbinas de vapor a 500 °C. El vapor se enfría en el condensador mediante agua fría que se halla a una temperatura promedio de 15 °C. Los compresores tienen una relación de presión de 14 y el flujo másico del aire a través del compresor es de 443 kg/s.

Una central eléctrica de ciclo combinado de 1 350 MW construida en 1988 por la compañía alemana Siemens en Ambarli, Turquía, es la primera termo-eléctrica en operación comercial en el mundo que alcanza un nivel de eficiencia tan alto como 52.5 por ciento bajo las condiciones de operación de diseño. Esta central tiene seis turbinas de gas de 150 MW y tres turbinas de vapor de 173 MW. Otra planta construida por Siemens en Irsching, Alemania, en 2011 alcanzó una eficiencia de 60.8 por ciento con una producción de electricidad de 578 MW. En 2016, General Electric reportó una eficiencia de 62.2 por ciento para su planta de ciclo combinado en Bouchain, Francia con una producción de 594 MW. El nuevo objetivo para la eficiencia térmica es 65 por ciento, que se aproxima al límite de Carnot.

EJEMPLO 10-9 Un ciclo de potencia combinado de gas y vapor

Considere el ciclo de potencia combinado de gas y vapor mostrado en la figura 10-27. El ciclo superior es un ciclo de turbina de gas que tiene una relación de presión de 8. El aire entra al compresor a 300 K y a la turbina a 1 300 K. La eficiencia isentrópica del compresor es de 80 por ciento, mientras que la de la turbina de gas es de 85 por ciento. El ciclo inferior es un ciclo Rankine ideal simple que opera entre los límites de presión de 7 MPa y 5 kPa. El vapor se calienta en un intercambiador de calor por medio de los gases de escape hasta una temperatura de 500 °C. Los gases de escape salen del intercambiador de calor a 450 K. Determine *a)* la relación entre los flujos másicos del vapor y de los gases de combustión y *b)* la eficiencia térmica del ciclo combinado.

SOLUCIÓN Se considera un ciclo combinado de gas y vapor. Se determinarán la relación entre los flujos másicos del vapor y los gases de combustión, así como la eficiencia térmica.

Análisis Los diagramas *T-s* de ambos ciclos se presentan en la figura 10-27. En el ejemplo 9-6 se analizó solamente el ciclo de la turbina de gas, mientras que el ciclo de vapor fue analizado en el ejemplo 10-8b), con los siguientes resultados:

Ciclo de gas:

$$h_{4'} = 880.36 \text{ kJ/kg} \quad (T_{4'} = 853 \text{ K})$$

$$q_{\text{entrada}} = 790.58 \text{ kJ/kg} \quad w_{\text{neto}} = 210.41 \text{ kJ/kg} \quad \eta_{\text{tér}} = 26.6\%$$

$$h_{5'} = h_{a \text{ 450 K}} = 451.80 \text{ kJ/kg}$$

Ciclo de vapor:

$$h_2 = 144.78 \text{ kJ/kg} \quad (T_2 = 33 \text{ °C})$$

$$h_3 = 3 411.4 \text{ kJ/kg} \quad (T_3 = 500 \text{ °C})$$

$$w_{\text{neto}} = 1 331.4 \text{ kJ/kg} \quad \eta_{\text{tér}} = 40.8\%$$

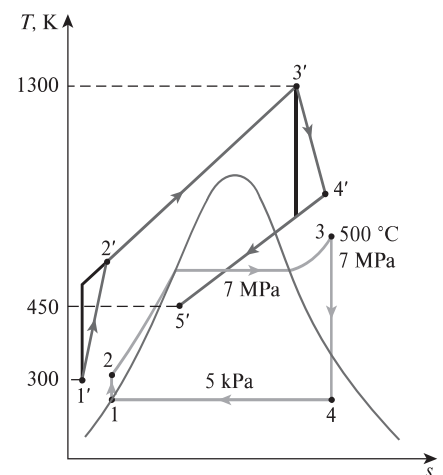


FIGURA 10-27

Diagrama *T-s* del ciclo combinado de gas y vapor descrito en el ejemplo 10-9.

c) La relación de los flujos másicos se determina a partir del balance de energía en el intercambiador de calor:

$$\begin{aligned}\dot{E}_{\text{entrada}} &= \dot{E}_{\text{salida}} \\ \dot{m}_g h_{5'} + \dot{m}_s h_3 &= \dot{m}_g h_{4'} + \dot{m}_s h_2 \\ \dot{m}_s (h_3 - h_2) &= \dot{m}_g (h_{4'} - h_{5'}) \\ \dot{m}_s (3411.4 - 144.78) &= \dot{m}_s (880.36 - 451.80)\end{aligned}$$

Por lo tanto,

$$\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_g} = y = 0.131$$

Es decir, 1 kg de gases de escape puede calentar únicamente 0.131 kg de vapor de 33 a 500 °C, cuando se enfrían de 853 a 450 K. Entonces la salida total de trabajo por kilogramo de gases de combustión es

$$\begin{aligned}w_{\text{neto}} &= w_{\text{neto,gas}} + y w_{\text{neto,vapor}} \\ &= (210.41 \text{ kJ/kg gas}) + (0.131 \text{ kg vapor/kg gas})(1331.4 \text{ kJ/kg vapor})\end{aligned}$$

De este modo, por cada kilogramo de gases de combustión producido, la central combinada entregará 384.8 kJ de trabajo. La salida neta de potencia de la central se determina al multiplicar este valor por el flujo másico del fluido de trabajo en el ciclo de la turbina de gas.

b) La eficiencia térmica del ciclo combinado se determina a partir de

$$\eta_{\text{neto}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{in}}} = \frac{384.8 \text{ kJ/kg gas}}{789.5 \text{ kJ/kg gas}} = 0.487 \text{ o } 48.7\%$$

Comentario Observe que este ciclo combinado convertirá en trabajo útil 48.7 por ciento de la energía suministrada al gas en la cámara de combustión. Este valor es considerablemente mayor a la eficiencia térmica del ciclo de la turbina de gas (26.6 por ciento) o al ciclo de la turbina de vapor (40.8 por ciento), cuando operan individualmente.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL*

Ciclos binarios de vapor

Con la excepción de unas cuantas aplicaciones especializadas, el fluido de trabajo que se usa predominantemente en los ciclos de potencia de vapor es el agua. Este líquido es el *mejor* fluido de trabajo disponible en la actualidad, pero está lejos de ser el *ideal*. El ciclo binario es un intento por superar algunas de las deficiencias del agua y aproximarse al fluido de trabajo *ideal*, mediante el empleo de dos fluidos. Antes de analizar el ciclo binario, se enumeran las características del fluido de trabajo más apropiado para los ciclos de potencia de vapor:

1. Una temperatura crítica elevada y una presión máxima segura. Una temperatura crítica superior a la máxima temperatura permitida metalúrgicamente (cerca de 620 °C) permite transferir isotérmicamente una parte considerable del calor a la temperatura máxima cuando el fluido cambia

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

de fase. Esto hace que el ciclo se aproxime al de Carnot. Las presiones muy altas a temperatura máxima son indeseables porque originan problemas de resistencia de materiales.

2. Baja temperatura del punto triple. Una temperatura de punto triple inferior a la temperatura del medio de enfriamiento evitará todos los problemas de solidificación.
3. Una presión del condensador que no sea demasiado baja. Los condensadores operan por abajo de la presión atmosférica. Las presiones muy por debajo de la presión atmosférica originan problemas de filtración de aire, por consiguiente una sustancia cuya presión de saturación a la temperatura ambiente es demasiado baja no es un buen candidato.
4. Una elevada entalpía de evaporación (h_{fg}) tal que la transferencia de calor del fluido de trabajo se aproxime a una isotérmica y no sean necesarias grandes tasas de flujo másico.
5. Una curva de saturación que se asemeje a una "U" invertida. Esto eliminará la formación de humedad excesiva en la turbina y la necesidad de recalentamiento.
6. Buenas características de transferencia de calor (alta conductividad térmica).
7. Otras propiedades, como ser inerte, económico, de fácil obtención y no tóxico.

No debe sorprender que ningún fluido posea todas estas características. El agua es el que más se acerca, aunque no reúne del todo las características 1, 3 y 5. Es posible superar los aspectos de su presión subatmosférica en condensador mediante un sellado cuidadoso, y de su curva de saturación en forma de "V" invertida mediante recalentamiento, pero no hay mucho que hacer respecto del punto 1. El agua tiene una temperatura crítica baja (374 °C bastante abajo del límite metalúrgico) y presiones de saturación muy altas a elevadas temperaturas (16.5 MPa a 350 °C).

Ahora bien, no es posible cambiar el comportamiento del agua en la parte del ciclo correspondiente a temperaturas altas, pero sí se puede sustituir con un fluido más adecuado. El resultado es un ciclo de potencia que en realidad es una combinación de dos ciclos, uno en la región de alta temperatura y otro en la región de baja temperatura. Dicho ciclo se denomina **ciclo de vapor binario**. En los ciclos de vapor binarios, el condensador del ciclo de alta temperatura (también llamado *ciclo superior*) sirve como la caldera del ciclo de baja temperatura (también llamado *ciclo inferior*). Esto es, la salida de calor del ciclo de alta temperatura se utiliza como la entrada de calor del de baja temperatura.

Algunos fluidos de trabajo adecuados para el ciclo de alta temperatura son el mercurio, el sodio, el potasio y las mezclas de sodio y potasio. El esquema y el diagrama T - s de un ciclo de vapor binario de mercurio y agua se muestra en la figura 10-28. La temperatura crítica del mercurio es de 898 °C (bastante arriba del límite metalúrgico actual) y su presión crítica es solamente de 18 MPa. Esto hace al mercurio un fluido de trabajo muy adecuado para el ciclo superior; sin embargo, no es adecuado como único fluido de trabajo para el ciclo completo, porque a una temperatura de condensador de 32 °C su presión de saturación es de 0.07 Pa. Una central eléctrica no puede operar en este vacío debido a los problemas de filtración de aire. A una presión del condensador aceptable de 7 kPa, la temperatura de saturación del mercurio es de 237 °C, la cual resulta inaceptablemente alta como la temperatura mínima en el ciclo. Por consiguiente, el uso del mercurio como fluido de trabajo se limita a los ciclos de alta tempe-

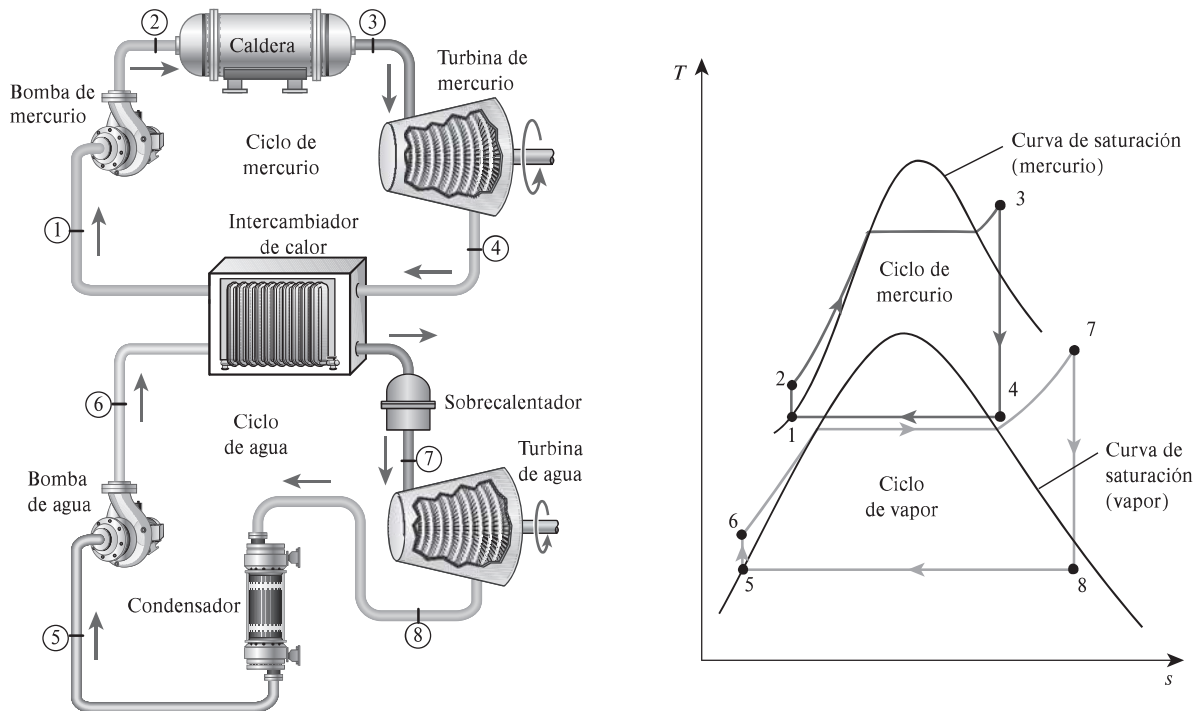


FIGURA 10-28

Ciclo de vapor binario de mercurio y agua.

ratura. Otras desventajas del mercurio son su toxicidad y su elevado costo. El flujo másico del mercurio en ciclos de vapor binarios es varias veces la del agua debido a su baja entalpía de evaporación.

A partir del diagrama T - s en la figura 10-28, es evidente que para los mismos límites de temperatura el ciclo de vapor binario se acerca más al ciclo de Carnot que al de vapor. Por lo tanto, la eficiencia térmica de una central se incrementa al cambiar a ciclos binarios. El uso de los ciclos binarios de agua y mercurio en Estados Unidos data de 1928. Varias centrales se han construido desde entonces en el área de Nueva Inglaterra, donde los costos de combustible son más altos. Una pequeña central eléctrica de mercurio y agua (40 MW), que estuvo en servicio en New Hampshire en 1950, tuvo una eficiencia térmica más alta que la mayor parte de las grandes centrales modernas en uso en esa época.

Algunos estudios muestran que las eficiencias térmicas de 50 por ciento o más son posibles en caso de ciclos de vapor binarios. Sin embargo, este tipo de ciclos no resultan atractivos desde el punto de vista económico debido a su alto costo inicial y a la competencia ofrecida por las centrales combinadas de gas y vapor.

RESUMEN

El *ciclo de Carnot* no es un modelo adecuado para los ciclos de potencia de vapor porque no se puede alcanzar en la práctica. El ciclo modelo para los ciclos de potencia de vapor es el *ciclo Rankine*, el cual se compone de cuatro procesos internamente reversibles: adición de calor a presión constante en una caldera, expansión isentrópica en una turbina, rechazo de calor a presión constante en un condensador y compresión isentrópica en una bomba. El vapor sale del condensador como líquido saturado a la presión del condensador.

La eficiencia térmica del ciclo Rankine se incrementa al elevar la temperatura promedio a la cual se transfiere calor hacia el fluido de trabajo y/o al disminuir la temperatura promedio a la que se rechaza el calor hacia el medio de enfriamiento. La temperatura promedio durante el rechazo de calor puede reducirse disminuyendo la presión de salida de la turbina. Consecuentemente, la presión del condensador de la mayor parte de las centrales eléctricas de vapor está por debajo de la presión atmosférica. La temperatura promedio durante la adición de calor se incrementa elevando la presión de la caldera o sobrecalentando el fluido a altas temperaturas. Sin embargo, hay un límite para el grado de sobrecalentamiento, ya que la temperatura del fluido no permite exceder un valor metalúrgicamente seguro.

El sobrecalentamiento tiene la ventaja adicional de disminuir el contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina. Sin embargo, al disminuir la presión de escape o elevar la presión de la caldera se aumenta el contenido de humedad. Para aprovechar las mejores eficiencias a presiones más altas de la caldera y presiones menores del condensador, el vapor suele *recalentarse* después de que se expande parcialmente en la turbina de alta presión. Esto se lleva a cabo extrayendo el vapor en la turbina de alta presión después de la expansión parcial, enviándolo de regreso a la caldera donde se recalienta a presión constante y regresándolo a la turbina de baja presión para completar la expansión hasta la presión del condensador. La temperatura promedio durante el proceso de recalentamiento, y en consecuencia la efi-

ciencia térmica del ciclo, se pueden incrementar al aumentar el número de etapas de expansión y de recalentamiento. Cuando aumenta el número de etapas, los procesos de expansión y recalentamiento se acercan a un proceso isotérmico a temperatura máxima. El recalentamiento también disminuye el contenido de humedad a la salida de la turbina.

Otra manera de aumentar la eficiencia térmica del ciclo Rankine es la *regeneración*. Durante un proceso de este tipo, el agua líquida (agua de alimentación) que sale de la bomba se calienta, mediante algo de vapor extraído de la turbina a cierta presión intermedia, en dispositivos llamados *calentadores de agua de alimentación*. Los dos flujos se mezclan en calentadores abiertos de agua de alimentación, mientras que la mezcla sale como líquido saturado a la presión del calentador. En calentadores cerrados de agua de alimentación, el calor se transfiere del vapor hacia el agua de alimentación sin que haya mezcla.

La producción de más de una forma útil de energía (como calor de proceso y energía eléctrica) a partir de la misma fuente se llama *cogeneración*. Las plantas de cogeneración producen energía eléctrica al mismo tiempo que cubren los requerimientos de calor en ciertos procesos industriales. De este modo, la mayor parte de la energía transferida al fluido en la caldera se utiliza para un propósito útil. La fracción de la energía que se utiliza ya sea para calor de proceso o para generación de potencia se llama *factor de utilización* de la planta de cogeneración.

La eficiencia térmica total de una central eléctrica puede incrementarse utilizando un *ciclo combinado*. El ciclo combinado más común es el ciclo combinado de gas y vapor, en el que un ciclo de turbina de gas opera en el intervalo de alta temperatura mientras que un ciclo de turbina de vapor opera en el intervalo de baja temperatura. El vapor se calienta mediante los gases de escape de alta temperatura que salen de la turbina de gas. Los ciclos combinados tienen una eficiencia térmica más alta que la de los ciclos de vapor o de turbina de gas cuando éstos operan individualmente.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. R. L. Bannister y G. J. Silvestri. "The Evolution of Central Station Steam Turbines", *Mechanical Engineering*, febrero de 1989, pp. 70-78.
2. R. L. Bannister, G. J. Silvestri, A. Hizume y T. Fujikawa, "High Temperature Supercritical Steam Turbines", *Mechanical Engineering*, febrero de 1987, pp. 60-65.
3. M. M. El-Wakil, *Powerplant Technology*, Nueva York: McGraw-Hill, 1984.
4. K. W. Li y A. P. Priddy, *Power Plant System Design*, Nueva York: John Wiley & Sons, 1985.
5. H. Sorensen, *Energy Conversion Systems*, Nueva York: John Wiley & Sons, 1983.
6. *Steam, Its Generation and Use*, 39a. ed., Nueva York: Babcock and Wilcox Co., 1978.
7. *Turbomachinery* 28, núm. 2 (marzo/abril de 1987), Norwalk Connecticut: Business Journals, Inc.
8. J. Weisman y R. Eckart, *Modern Power Plant Engineering*, Englewood Cliffs, Nueva Jersey: Prentice-Hall, 1985.

PROBLEMAS*

Ciclos de vapor de Carnot*

10-1C ¿Por qué el ciclo de Carnot no es un modelo realista para las centrales eléctricas de vapor?

10-2C ¿Por qué la humedad excesiva es indeseable en turbinas de vapor? ¿Cuál es el contenido máximo de humedad permitido?

10-3 Un ciclo de Carnot de flujo estacionario utiliza agua como fluido de trabajo. El agua cambia de líquido saturado a vapor saturado cuando recibe calor de una fuente a 250 °C. El rechazo de calor ocurre a una presión de 20 kPa. Muestre el ciclo en un diagrama T - s con respecto a las líneas de saturación, y determine *a*) la eficiencia térmica, *b*) la cantidad de calor rechazado, y *c*) la salida de trabajo neto.

10-4 Repita el problema 10-3 para una presión de rechazo de calor de kPa.

10-5 Considere un ciclo de Carnot de flujo estacionario con agua como fluido de trabajo. Las temperaturas máxima y mínima en el ciclo son 350 y 60 °C. La calidad del agua es 0.891 al principio del proceso de rechazo de calor y 0.1 al final. Muestre el ciclo en un diagrama T - s con respecto a las líneas de saturación, y determine *a*) la eficiencia térmica, *b*) la presión a la entrada de la turbina y *c*) la salida de trabajo neto.

Respuestas: *a*) 46.5 por ciento, *b*) 1.40 MPa, *c*) 1 623 kJ/kg

10-6E Entra agua a la caldera de una máquina de Carnot de flujo estacionario como líquido saturado a 300 psia y sale con una calidad de 0.95. El vapor sale de la turbina a una presión de 20 psia. Muestre el ciclo en un diagrama T - s respecto de las líneas de saturación y determine *a*) la eficiencia térmica, *b*) la calidad al final del proceso de rechazo de calor isotérmico y *c*) la salida neta de trabajo.

Respuestas: *a*) 21.6 por ciento, *b*) 0.181, *c*) 166 Btu/lbm

El ciclo Rankine simple

10-7C ¿Cuáles son los cuatro procesos que integran el ciclo Rankine ideal?

10-8C Considere un ciclo Rankine ideal simple con condiciones fijas a la entrada de la turbina. ¿Cuál es el efecto que provoca reducir la presión del condensador en

La entrada de trabajo a la bomba:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, de la bomba: <i>c</i>) permanece igual
La salida de trabajo de la turbina:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, <i>c</i>) permanece igual
El suministro de calor:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, <i>c</i>) permanece igual

El rechazo de calor:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, <i>c</i>) permanece igual
La eficiencia del ciclo:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, <i>c</i>) permanece igual
El contenido de humedad a la salida de la turbina:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, <i>c</i>) permanece igual

10-9C Considere un ciclo Rankine ideal simple con temperatura fija a la entrada de la turbina y presión fija del condensador. ¿Cuál es el efecto de aumentar la presión de la caldera en

La entrada de trabajo a la bomba:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, de la bomba: <i>c</i>) permanece igual
La salida de trabajo de la turbina:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, <i>c</i>) permanece igual
El suministro de calor:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, <i>c</i>) permanece igual
El rechazo de calor:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, <i>c</i>) permanece igual
La eficiencia del ciclo:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, <i>c</i>) permanece igual
El contenido de humedad a la salida de la turbina:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, <i>c</i>) permanece igual


10-10C Considere un ciclo Rankine ideal simple con presiones de la caldera y el condensador fijas. ¿Cuál es el efecto de sobrecalentar el vapor a una temperatura más alta en

La entrada de trabajo a la bomba:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, de la bomba: <i>c</i>) permanece igual
La salida de trabajo de la turbina:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, <i>c</i>) permanece igual
El suministro de calor:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, <i>c</i>) permanece igual
El rechazo de calor:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, <i>c</i>) permanece igual
La eficiencia del ciclo:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, <i>c</i>) permanece igual
El contenido de humedad a la salida de la turbina:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, <i>c</i>) permanece igual

10-11C ¿En qué difieren los ciclos reales de energía de vapor de los idealizados?

10-12C Compare las presiones a la entrada y la salida de la caldera para *a*) ciclos reales y *b*) ideales.

10-13C La entropía del vapor de agua aumenta en las turbinas reales de vapor como resultado de las irreversibilidades. En un

* 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.

esfuerzo por controlar el aumento de entropía, se propone enfriar el vapor de agua en la turbina haciendo circular agua de enfriamiento alrededor de la carcasa de la turbina. Se alega que esto reducirá la entropía y la entalpía del vapor a la salida de la turbina y aumentará por tanto la producción de trabajo. ¿Cómo evaluaría usted esta propuesta?

10-14C ¿Es posible mantener una presión de 10 kPa en un condensador que se enfría mediante agua de río que entra a 20 °C?

10-15A Un ciclo Rankine ideal simple con agua como fluido de trabajo opera entre los límites de presión de 3 MPa en la caldera y 30 kPa en el condensador. Si la calidad a la salida de la turbina no puede ser menor que 85 por ciento, ¿cuál es la eficiencia máxima que este ciclo puede tener?

Respuesta: 29.7 por ciento

10-16 Un ciclo Rankine ideal simple con agua como fluido de trabajo opera entre los límites de presión de 4 MPa en la caldera y 20 kPa en el condensador y una temperatura a la entrada de la turbina de 700 °C. La caldera debe tener el tamaño adecuado para proporcionar un flujo de vapor de 50 kg/s. Determine la potencia producida por la turbina y la consumida por la bomba.

10-17 Un ciclo Rankine ideal simple que utiliza agua como fluido de trabajo opera su condensador a 40 °C y su caldera a 250 °C. Calcule el trabajo producido por la caldera, el calor suministrado en la caldera, y la eficiencia térmica de este ciclo cuando el vapor entra a la turbina sin sobrecalentamiento.

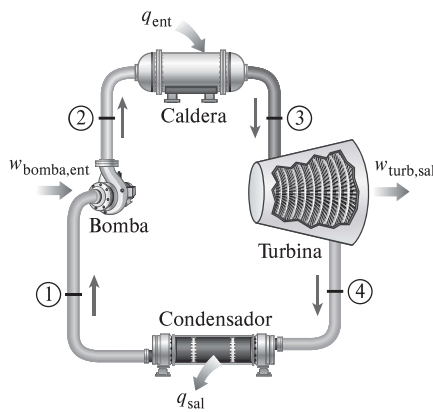


FIGURA P10-17

10-18 Considere una central eléctrica de estaque solar que opera en un ciclo Rankine ideal simple con refrigerante-134a como fluido de trabajo. El refrigerante entra a la turbina como vapor saturado a 1.4 MPa y sale a 0.7 MPa. La tasa de flujo másico del refrigerante es 3 kg/s. Muestre el ciclo en un diagrama T - s con respecto a las líneas de saturación, y determine *a*) la eficiencia térmica del ciclo y *b*) la salida de potencia de esta planta.

10-19 Considere una planta termoeléctrica de vapor de 210-MW que opera en un ciclo Rankine ideal simple. El vapor entra a la turbina a 10 MPa y 500 °C y se enfría en el condensador a una presión de 10 kPa. Muestre el ciclo en un diagrama T - s

con respecto a las líneas de saturación, y determine *a*) la calidad del vapor a la salida de la turbina, *b*) la eficiencia térmica del ciclo, y *c*) la tasa de flujo másico del vapor.

Respuestas: (a) 0.793, (b) 40.2 por ciento, (c) 165 kg/s

10-20 Repita el problema 10-19 suponiendo una eficiencia isentrópica de 85 por ciento tanto para la turbina como para la bomba. *Respuestas:* *a*) 0.874, *b*) 34.1 por ciento, *c*) 194 kg/s

10-21 Un ciclo Rankine ideal simple con agua como fluido de trabajo opera entre los límites de presión de 15 MPa en la caldera y 100 kPa en el condensador. Entra vapor saturado a la turbina. Determine el trabajo producido por la turbina, el calor transferido en la caldera, y la eficiencia térmica del ciclo. *Respuesta:* 699 kJ/kg, 2 178 kJ/kg, 31.4 por ciento

10-22 Reconsidere el problema 10-21. Las Irreversibilidades en la turbina hacen que la calidad del vapor a la salida de la turbina sea de 70 por ciento. Determine la eficiencia isentrópica de la turbina y la eficiencia térmica del ciclo.


Respuestas: 87.7 por ciento, 27.4 por ciento

10-23E Un ciclo Rankine de vapor de agua opera entre los límites de presión de 1 500 psia en la caldera y 2 psia en el condensador. La temperatura a la entrada de la turbina es de 800 °F. La eficiencia isentrópica de la turbina es de 90 por ciento, las pérdidas de la bomba son insignificantes y el ciclo está diseñado para producir 2 500 kW de potencia. Calcule el flujo másico a través de la caldera, la potencia que produce la turbina, la tasa de suministro de calor en la caldera y la eficiencia térmica.

10-24E Reconsidere el problema 10-23E ¿Cuál sería el error en la eficiencia térmica si la potencia requerida por la bomba se ignorara por completo?

10-25 Un ciclo Rankine simple usa agua como fluido de trabajo. La caldera opera a 6 000 kPa y el condensador a 50 kPa. A la entrada de la turbina, la temperatura es 450 °C. La eficiencia isentrópica de la turbina es 94 por ciento, las pérdidas de presión y de la bomba son insignificantes, y el agua que sale del condensador está subenfriada en 6.3 °C. La caldera está diseñada para un flujo másico de 20 kg/s. Determine la tasa de adición de calor en la caldera, la potencia necesaria para operar las bombas, la potencia neta producida por el ciclo, y la eficiencia térmica.

Respuestas: 59 660 kW; 122 kW; 18 050 kW; 30.3 por ciento

10-26  Reconsidere el problema 10-25, y con un software apropiado, determine cuánto cambiaría la eficiencia térmica del ciclo si hubiera una caída de presión de 50 kPa a través de la caldera.

10-27 Se debe calcular y comparar la producción neta de trabajo y la eficiencia térmica de los ciclos Carnot y Rankine ideal simple con vapor como fluido de trabajo. El vapor de agua entra a la turbina en ambos casos a 5 MPa como vapor saturado y la presión del condensador es de 50 kPa. En el ciclo Rankine, el estado de salida del condensador es líquido saturado y en el ciclo Carnot el estado de entrada a la caldera es líquido saturado. Trace diagramas T - s para ambos ciclos.

10-28 Una planta termoeléctrica geotérmica binaria utiliza agua geotérmica a 160 °C como su fuente de calor. El ciclo opera en el ciclo Rankine simple con isobutano como su fluido

de trabajo. Se transfiere calor al ciclo mediante un intercambiador de calor en el cual entra agua líquida a $160\text{ }^{\circ}\text{C}$ a razón de 555.9 kg/s y sale a $90\text{ }^{\circ}\text{C}$. Entra isobutano a la turbina a 3.25 MPa y $147\text{ }^{\circ}\text{C}$ a razón de 305.6 kg/s , y sale a $79.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 410 kPa . El isobutano se condensa en un condensador enfriado por aire y se bombea a la presión del intercambiador de calor. Suponiendo que la bomba tiene una eficiencia isentrópica de 90 por ciento, determine *a*) la eficiencia isentrópica de la turbina, *b*) la potencia neta producida por la planta y *c*) la eficiencia térmica del ciclo.

Las propiedades del isobutano son $h_1 = 273.01\text{ kJ/kg}$, $v_1 = 0.001842\text{ m}^3/\text{kg}$, $h_3 = 761.54\text{ kJ/kg}$, $h_4 = 689.74\text{ kJ/kg}$, $h_{4s} = 670.40\text{ kJ/kg}$. Considere el calor específico del agua geotérmica como $c_p = 4.258\text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$.

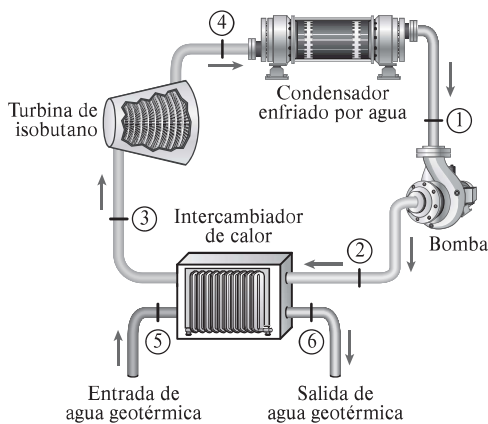


FIGURA P10-28

10-29 Considere una planta termoeléctrica que quema carbón y que produce 175 MW de potencia eléctrica. La planta opera en un ciclo Rankine ideal simple con condiciones de entrada a la turbina de 7 MPa y $550\text{ }^{\circ}\text{C}$, y una presión del condensador de 15 kPa . El carbón tiene un poder calorífico (energía liberada cuando se quema el combustible) de $29\,300\text{ kJ/kg}$. Suponiendo que 85 por ciento de esta energía se transfiere al vapor de agua en la caldera, y que el generador eléctrico tiene una eficiencia de 96 por ciento, determine *a*) la eficiencia total de la planta (la relación entre la producción neta de potencia eléctrica y la entrada de energía como resultado de combustión de combustible) y *b*) la tasa necesaria de suministro de carbón.

Respuestas: *a*) 31.5 por ciento, *b*) 68.3 t/h

Ciclo Rankine con recalentamiento

10-30C Muestre el ciclo Rankine ideal con tres etapas de recalentamiento en un diagrama T - s . Suponga que la temperatura de entrada a la turbina es la misma en todas las etapas. ¿Cómo varía la eficiencia del ciclo en función del número de etapas de recalentamiento?

10-31C ¿Hay una presión óptima para recalentar el vapor de un ciclo Rankine? Explique.

10-32C ¿Cómo cambian las siguientes cantidades cuando un ciclo Rankine simple ideal se modifica con recalentamiento? Suponga que el flujo másico se mantiene igual.

La entrada de trabajo a la bomba:	a) aumenta, b) disminuye, de la bomba: c) permanece igual
La salida de trabajo de la turbina:	a) aumenta, b) disminuye, c) permanece igual
El suministro de calor:	a) aumenta, b) disminuye, c) permanece igual
El rechazo de calor:	a) aumenta, b) disminuye, c) permanece igual
La eficiencia del ciclo:	a) aumenta, b) disminuye, c) permanece igual
El contenido de humedad a la salida de la turbina:	a) aumenta, b) disminuye, c) permanece igual

10-33C Considere un ciclo Rankine ideal simple y un ciclo Rankine con tres etapas de recalentamiento. Ambos ciclos operan entre los mismos límites de presión. La temperatura máxima es $700\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el ciclo simple y $450\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el ciclo con recalentamiento. ¿Cuál ciclo piensa usted que tendrá una eficiencia térmica más alta?

10-34 Considere una planta termoeléctrica de vapor que opera en el ciclo Rankine con recalentamiento. La planta mantiene la caldera a 17.5 MPa , el recalentador a 2 MPa , y el condensador a 50 kPa .

La temperatura es $550\text{ }^{\circ}\text{C}$ a la entrada de la turbina de alta presión, y $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ a la entrada de la turbina de baja presión. Determine la eficiencia térmica de este sistema.

10-35 Reconsidere el problema 10-34. ¿Cuánto cambia la eficiencia del ciclo cuando la temperatura a la entrada de la turbina de baja presión se incrementa a $550\text{ }^{\circ}\text{C}$?


10-36 Un ciclo Rankine ideal con recalentamiento con agua como fluido de trabajo opera la caldera a $15\,000\text{ kPa}$, el recalentador a $2\,000\text{ kPa}$, y el condensador a 100 kPa . La temperatura es $450\text{ }^{\circ}\text{C}$ a la entrada de las turbinas de alta y baja presión. La tasa de flujo másico a través del ciclo es 1.74 kg/s . Determine la potencia consumida por las bombas, la potencia producida por el ciclo, la tasa de transferencia de calor en el recalentador, y la eficiencia térmica de este sistema.

10-37E Entra vapor por la turbina de alta presión de una planta termoeléctrica de vapor que opera en el ciclo Rankine ideal con recalentamiento a 800 psia y $900\text{ }^{\circ}\text{F}$ y sale como vapor saturado. Después el vapor se recalienta a $800\text{ }^{\circ}\text{F}$ antes de que se expanda a una presión de 1 psia . El calor se transfiere al vapor en la caldera una razón de $6 \times 10^4\text{ Btu/s}$. El vapor se enfría en el condensador mediante agua refrigerante de un río cercano, que entra al condensador a $45\text{ }^{\circ}\text{F}$. Muestre el ciclo en un diagrama T - s con respecto a las líneas de saturación, y determine *a*) la presión a la cual ocurre el recalentamiento, *b*) la potencia neta generada y la eficiencia térmica, y *c*) el flujo másico mínimo de agua refrigerante requerida.

10-38 Un ciclo Rankine ideal con recalentamiento con agua como fluido de trabajo opera a la entrada de la turbina de alta presión a 800 kPa y $450\text{ }^{\circ}\text{C}$, a la entrada de la turbina de baja

presión a 500 kPa y 500 °C y en el condensador a 10 kPa. Determine la tasa de flujo másico a través de la caldera necesaria para que este sistema produzca 5 000 kW netos de potencia y la eficiencia térmica del ciclo.

10-39 Una planta termoeléctrica de vapor de agua opera en un ciclo Rankine ideal con recalentamiento entre los límites de presión de 15 MPa y 10 kPa. El flujo másico de vapor a través del ciclo es 12 kg/s. El vapor entra a ambas etapas de la turbina a 500 °C. Si el contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina de baja presión no debe exceder 10 por ciento, determine *a*) la presión a la que tiene lugar el recalentamiento, *b*) la tasa total de entrada de calor a la caldera y *c*) la eficiencia térmica del ciclo. También muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación.

10-40  Una planta termoeléctrica de vapor de agua opera en el ciclo Rankine con recalentamiento. El vapor entra a la turbina de alta presión a 12.5 MPa y 550 °C, a razón de 7.7 kg/s y sale a 2 MPa. El vapor luego se recalienta a presión constante a 450°C antes de expandirse en la turbina de baja presión. Las eficiencias isentrópicas de la turbina y la bomba son 85 y 90 por ciento, respectivamente. El vapor sale del condensador como líquido saturado. Si el contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina no debe exceder 5 por ciento, determine *a*) la presión de condensador, *b*) la producción neta de potencia y *c*) la eficiencia térmica.

Respuestas: *a*) 9.73 kPa, *b*) 10.2 MW, *c*) 36.9 por ciento

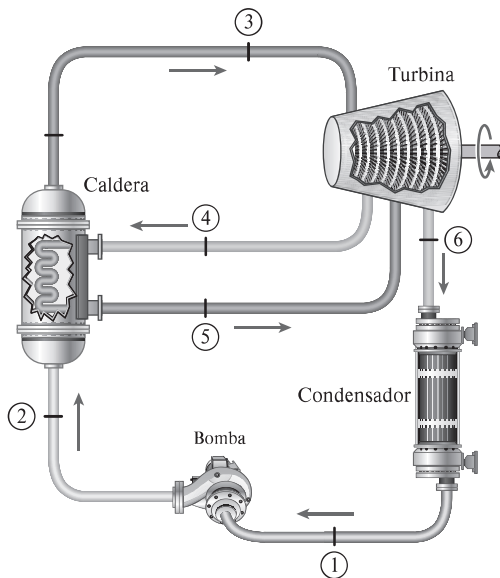


FIGURA P10-40

10-41 ¿En qué se distinguen los calentadores abiertos de agua de Considera una planta termoeléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine con recalentamiento y produce una potencia neta de 80 MW. El vapor entra a la turbina de alta presión a 10 MPa y 500 °C y a la turbina de baja presión a 1 MPa y 500 °C. El vapor sale del condensador como líquido saturado a una presión de 10 kPa. La eficiencia isentrópica de la turbina es de 80 por ciento, y la de la bomba es de 95 por ciento. Muestre

el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación y determine *a*) la calidad (o temperatura, si es sobrecalentado) del vapor a la salida de la turbina, *b*) la eficiencia térmica del ciclo y *c*) el flujo másico del vapor.

Respuestas: *a*) 88.1 °C, *b*) 34.1 por ciento, *c*) 62.7 kg/s

10-42 Repita el problema 10-41 suponiendo que la bomba y la turbina son isentrópicas.

Respuestas: *a*) 0.949, *b*) 41.3 por ciento, *c*) 50.0 kg/s

Ciclo Rankine regenerativo

10-43C Diseñe un ciclo Rankine ideal regenerativo que tenga la misma eficiencia que el ciclo de Carnot. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s*.

10-44C Durante un proceso de regeneración se extrae algo de vapor de agua de la turbina y se usa para calentar el agua líquida que sale de la bomba. Esto no parece muy inteligente, pues el vapor extraído podría producir algo más de trabajo en la turbina. ¿Cómo justifica esta acción?

10-45C Considere un ciclo Rankine ideal simple y un ciclo ideal Rankine regenerativo con un calentador abierto de agua de alimentación. Los dos ciclos son muy parecidos, salvo que el agua de alimentación en el ciclo regenerativo se calienta extrayendo algo de vapor justo antes de que entre a la turbina. ¿Cómo compararía las eficiencias de estos ciclos?

10-46C ¿En qué se distinguen los calentadores abiertos de agua de alimentación de los calentadores cerrados de agua de alimentación?

10-47C ¿Cómo cambian las siguientes cantidades cuando el ciclo Rankine ideal simple se modifica con regeneración? Suponga que el flujo másico a través de la caldera es el mismo.

La entrada de trabajo a la bomba:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, de la bomba: <i>c</i>) permanece igual
La salida de trabajo de la turbina:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, <i>c</i>) permanece igual
El suministro de calor:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, <i>c</i>) permanece igual
El rechazo de calor:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, <i>c</i>) permanece igual
La eficiencia del ciclo:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, <i>c</i>) permanece igual
El contenido de humedad a la salida de la turbina:	<i>a</i>) aumenta, <i>b</i>) disminuye, <i>c</i>) permanece igual

10-48 Entra agua fría de alimentación a 200-kPa al calentador abierto de un ciclo Rankine regenerativo a 70 °C a razón de 10 kg/s. Se dispone de vapor purgado de la turbina a 200 kPa y 160 °C. ¿A qué tasa debe suministrarse el vapor purgado al calentador de agua de alimentación abierto para que el agua de alimentación salga de esta unidad como líquido saturado?

10-49E Considere una planta termoeléctrica de vapor de agua que opera en el ciclo ideal Rankine regenerativo con un calen-

tador cerrado de agua de alimentación como se muestra en la figura. La planta mantiene la entrada a la turbina a 3 000 kPa y 350 °C, y opera el condensador a 20 kPa. Se extrae vapor a 1 000 kPa para servicio del calentador cerrado de agua de alimentación, que se descarga en un condensador después de estrangularse a la presión del condensador. Calcule el trabajo que produce la turbina, el trabajo que consume la bomba y el suministro de calor en la caldera para este ciclo, por unidad de flujo en la caldera.

Respuestas: 741 kJ/kg, 3.0 kJ/kg, 2 353 kJ/kg

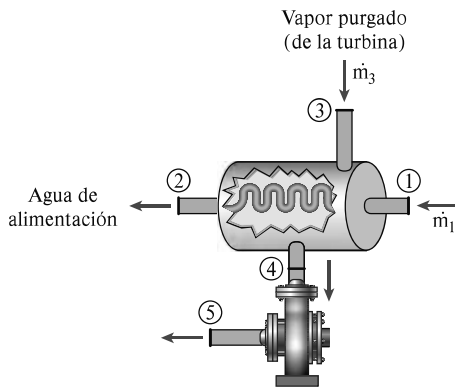


FIGURA P10-49E

10-50 Determine la eficiencia térmica del ciclo Rankine regenerativo. Una planta termoeléctrica de vapor opera en un ciclo Rankine regenerativo ideal. El vapor entra a la turbina a 6 MPa y 450 °C y se condensa en el condensador a 20 kPa. Se extrae de la turbina vapor a 0.4 MPa para calentar el agua de alimentación en un calentador de agua de alimentación abierto. El agua sale del calentador de agua de alimentación como líquido saturado. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* y determine *a*) el trabajo neto realizado por kilogramo de vapor que fluye por la caldera y *b*) la eficiencia térmica del ciclo.

Respuestas: *a*) 1 017 kJ/kg, *b*) 37.8 por ciento

10-51 Repita el problema 10-50 reemplazando el calentador de agua de alimentación abierto por un calentador de agua de alimentación cerrado. Suponga que el agua de alimentación sale del calentador a la temperatura de condensación del vapor extraído y que el vapor extraído sale del calentador como líquido saturado y es bombeado a la línea por la que fluye el agua de alimentación.

10-52 Una planta eléctrica de vapor opera en un ciclo ideal regenerativo Rankine con dos calentadores abiertos de agua de alimentación. El vapor entra a la turbina a 8 MPa y 550 °C y escapa al condensador a 10 kPa. El vapor se extrae de la turbina a 0.6 y 0.2 MPa. El agua sale de ambos calentadores de agua de alimentación como líquido saturado. El flujo másico del vapor a través de la caldera es 24 kg/s. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* y determine *a*) la producción neta de potencia de la planta eléctrica y *b*) la eficiencia térmica del ciclo.

Respuestas: *a*) 28.8 MW, *b*) 42.2 por ciento

10-53 Considere un ciclo Rankine regenerativo ideal de vapor con dos calentadores de agua de alimentación, uno cerrado y uno abierto. El vapor entra a la turbina a 10 MPa and 600 °C y

escapa hacia el condensador a 10 kPa. Se extrae vapor de la turbina a 1.2 MPa para el calentador de agua de alimentación cerrado y a 0.6 MPa para el abierto. El agua de alimentación se calienta a la temperatura de condensación del vapor extraído en el calentador de agua de alimentación cerrado. El vapor extraído sale del calentador cerrado como líquido saturado, que posteriormente se estrangula hacia el calentador abierto. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación y determine *a*) la tasa de flujo másico del vapor a través de la caldera para una producción neta de potencia de 400 MW y *b*) la eficiencia térmica del ciclo.

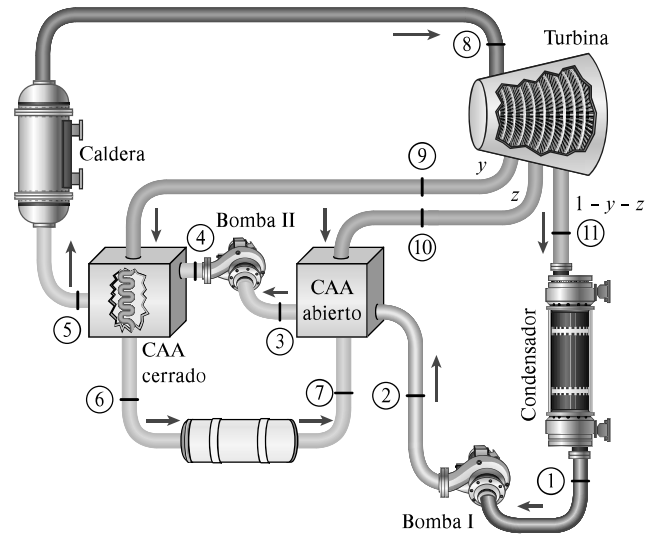


FIGURA P10-53

10-54 Reconsidere el problema 10-53, y con un software apropiado, investigue los efectos de las eficiencias de la turbina y la bomba al variar de 70 a 100 por ciento en la tasa de flujo másico y en la eficiencia térmica. Trace la tasa de flujo másico y la eficiencia térmica en función de la eficiencia de la turbina para eficiencias de la bomba de 70, 85 y 100 por ciento, y explique los resultados. También trace el diagrama *T-s* para eficiencias de la turbina y la bomba de 85 por ciento.

10-55 Considere una planta termoeléctrica de vapor que opera en el ciclo Rankine regenerativo ideal con un calentador de agua de alimentación cerrado como se muestra en la figura. La planta mantiene la entrada de la turbina a 3 000 kPa y 350 °C y opera el condensador a 20 kPa. Se extrae vapor a 1 000 kPa para abastecer el calentador de agua de alimentación cerrado, el cual se descarga en el condensador luego de ser estrangulado a la presión del condensador. Calcule el trabajo producido por la turbina, el trabajo consumido por la bomba, y el suministro de calor en la caldera para este ciclo por unidad de flujo másico en la caldera.

Respuesta: 741 kJ/kg, 3.0 kJ/kg, 2 353 kJ/kg

10-56 Reconsidere el problema 10-55, y con un software apropiado, determine la presión de purga óptima para el calentador de agua de alimentación cerrado que maximice la eficiencia térmica del ciclo. Respuesta: 220 kPa

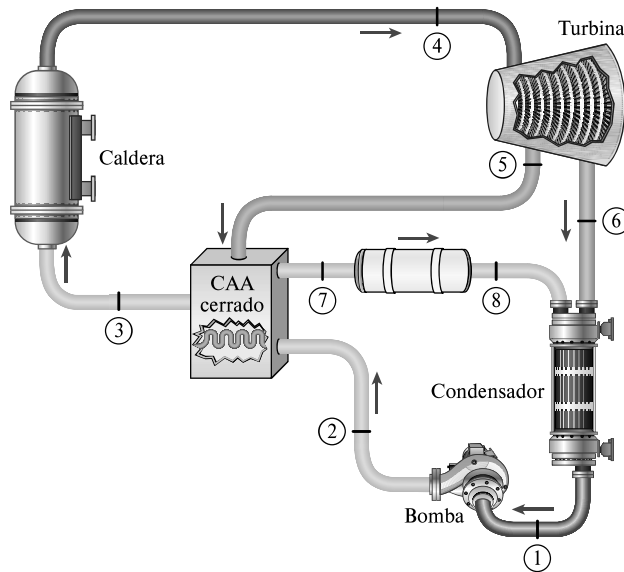



FIGURA P10-55

10-57 Reconsidere el problema 10-55. Determine la eficiencia térmica del ciclo Rankine regenerativo cuando la eficiencia isentrópica de la turbina es 90 por ciento antes y después del punto de extracción del vapor.

10-58 Reconsidere el problema 10-55. Determine la eficiencia térmica del ciclo Rankine regenerativo cuando la eficiencia isentrópica de la turbina antes y después del punto de extracción es 90 por ciento y el condensado en el condensador se subenfria en $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

10-59  Reconsidere el problema 10-55, y con un software apropiado, determine cuanto calor adicional debe suministrarse a la caldera cuando la eficiencia isentrópica de la caldera antes y después del punto de extracción es 90 ciento y hay una caída de presión de 10 kPa a través de la caldera.

10-60 Una planta termoeléctrica a vapor opera en un ciclo de Rankine regenerativo con recalentamiento y genera una potencia neta de 80 MW . El vapor entra a la turbina de alta presión a 10 MPa y $550\text{ }^{\circ}\text{C}$ y sale de ella a 0.8 MPa . Una parte del vapor se extrae a esta presión para calentar el agua de alimentación en un calentador de agua de alimentación abierto. El resto del vapor se recalienta a $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ y se expande en la turbina de baja presión a la presión del condensador de 10 kPa . Muestre el ciclo en un diagrama T - s con respecto a las líneas de saturación, y determine *a*) el flujo másico del vapor a través de la caldera y *b*) la eficiencia térmica del ciclo.

Respuestas: *a*) 54.5 kg/s , *b*) 44.4 por ciento

10-61 Repita el problema 10-60, pero reemplace el calentador de agua de alimentación con uno cerrado. Suponga que el agua de alimentación sale del calentador a la temperatura de condensación del vapor extraído y que éste sale del calentador como líquido saturado y se bombea a la línea que conduce el agua de alimentación.

10-62E Una planta termoeléctrica de vapor opera en un ciclo Rankine regenerativo ideal con un recalentador y dos calentadores de agua de alimentación abiertos. El vapor entra a la tur-

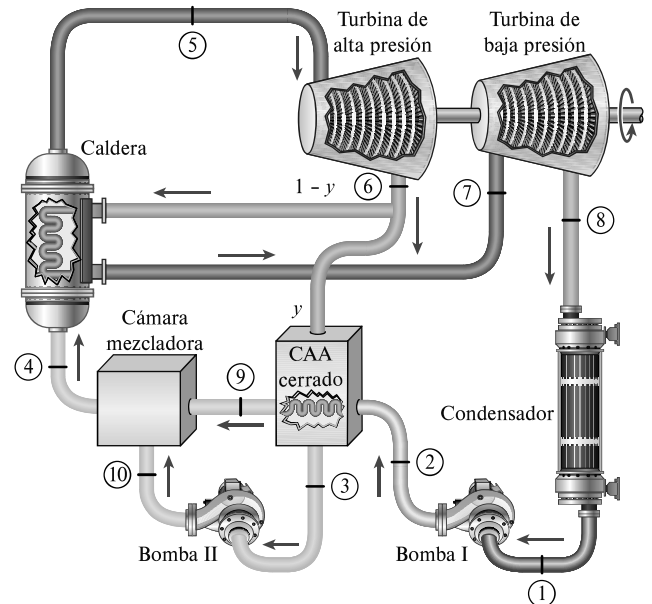


FIGURA P10-61

bina de alta presión a $1\text{ }500\text{ psia}$ y $1\text{ }100\text{ }^{\circ}\text{F}$ y sale de la turbina de baja presión a 1 psia . Se extrae vapor de la turbina a 250 y 40 psia , y se recalienta a $1\text{ }000\text{ }^{\circ}\text{F}$ a una presión de 140 psia . El agua sale de ambos calentadores como líquido saturado. Se transfiere calor al vapor en la caldera a razón de $4 \times 10^5\text{ Btu/s}$. Muestre el ciclo en un diagrama T - s con respecto a las líneas de saturación, y determine *a*) la tasa de flujo másico del vapor a través de la caldera, *b*) la producción neta de potencia de la planta, y *c*) la eficiencia térmica del ciclo.

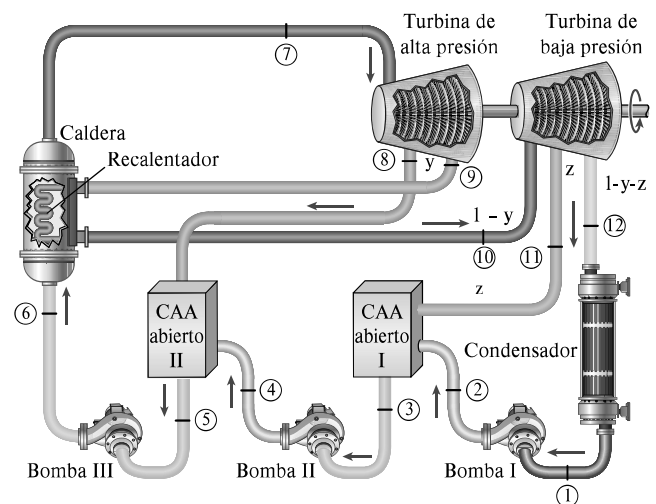


FIGURA P10-62E

Análisis de ciclos de potencia de vapor según la segunda ley

10-63 Un ciclo Rankine ideal simple con agua como fluido de trabajo opera entre los límites de presión de 4 MPa en la caldera y 20 kPa en el condensador y a una temperatura de

entrada a la turbina de $700\text{ }^{\circ}\text{C}$. Calcule la destrucción de exergía en cada uno de los componentes del ciclo cuando se está rechazando calor hacia el aire atmosférico a $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ y se suministra calor desde un depósito de energía a $750\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Respuestas: 928 kJ/kg (caldera), 307 kJ/kg (condensador)

10-64 Considere una planta termoeléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine ideal simple. El vapor entra a la turbina a 10 MPa y $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ y se enfría en el condensador a una presión de 10 kPa. Determine la destrucción de exergía asociada con cada uno de los procesos del ciclo suponiendo una temperatura de la fuente de 1 500 K y una temperatura del sumidero de 290 K.

10-65 Un ciclo Rankine ideal con recalentamiento que utiliza agua como fluido de trabajo opera la entrada de la turbina de alta presión a 800 kPa y $450\text{ }^{\circ}\text{C}$, la entrada de la turbina de baja presión a 500 kPa y $500\text{ }^{\circ}\text{C}$, y el condensador a 10 kPa. ¿Cuál componente del ciclo ofrece la mayor oportunidad de recuperar el potencial de potencia perdido? El sumidero está a $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ y la fuente a $600\text{ }^{\circ}\text{C}$.

10-66 Considere una planta eléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine con recalentamiento. El vapor entra a la turbina de alta presión a 10 MPa y $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ y a la turbina de baja presión a 1 MPa y $500\text{ }^{\circ}\text{C}$. La eficiencia isentrópica de la turbina es de 80 por ciento, y la de la bomba 95 por ciento. Determine la destrucción de exergía asociada con el proceso de adición de calor y el proceso de expansión. Suponga una temperatura de la fuente de 600 K y una temperatura del sumidero de 285 K. También, determine la exergía del vapor a la salida de la caldera. Considere $P_0 = 100\text{ kPa}$.

Respuestas: 1 289 kJ/kg, 247.9 kJ/kg, 1 495 kJ/kg

10-67 Una planta termoeléctrica opera en un ciclo Rankine regenerativo ideal. El vapor entra a la turbina a 6 MPa y $450\text{ }^{\circ}\text{C}$ y se condensa en el condensador a 20 kPa. Se extrae vapor de la turbina a 0.4 MPa para calentar el agua de alimentación en un calentador abierto. El agua sale del calentador como líquido saturado. Determine la destrucción de exergía asociada con el ciclo. Suponga una temperatura de la fuente de 1 350 K y una temperatura del sumidero de 290 K. *Respuesta:* 1 097 kJ/kg

10-68 Una planta termoeléctrica opera en un ciclo Rankine regenerativo ideal con recalentamiento. El vapor entra a la turbina de alta presión a 10 MPa y $550\text{ }^{\circ}\text{C}$ y sale a 0.8 MPa. Se extrae vapor a esta presión para la calentar el agua de alimentación en un calentador abierto. El resto del vapor se recalienta a $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ y se expande en la turbina de baja presión a la presión del condensador de 10 kPa. Determine la destrucción de exergía asociada con los procesos de recalentamiento y regeneración. Suponga una temperatura de la fuente de 1 800 K y una temperatura del sumidero de 290 K.

10-69 En la figura P10-69 aparece un esquema de una planta eléctrica geotérmica de evaporación parcial única con sus estados numerados. El recurso geotérmico existe como líquido saturado a $230\text{ }^{\circ}\text{C}$. El líquido geotérmico se saca del pozo de producción a razón de 230 kg/s y se evapora de manera parcial a una presión de 500 kPa mediante un proceso de evaporación parcial esencialmente isentrópico donde el vapor resultante se separa del líquido en un separador y se envía a la turbina. El vapor sale de la turbina a 10 kPa con un contenido de humedad

de 5 por ciento y entra al condensador donde se condensa; y se envía a un pozo de reinyección junto con el líquido que sale del separador. Determine *a*) la salida de potencia de la turbina y la eficiencia térmica de la planta *b*) la exergía del líquido geotérmico a la salida de la cámara de evaporación parcial, y las destrucciones de exergía y las eficiencias según la segunda ley para *c*) la turbina y *d*) toda la planta.

Respuestas: *a*) 10.8 MW, 5.3 por ciento, *b*) 17.3 MW, *c*) 10.9 MW, 50.0 por ciento, *d*) 39.0 MW, 21.8 por ciento

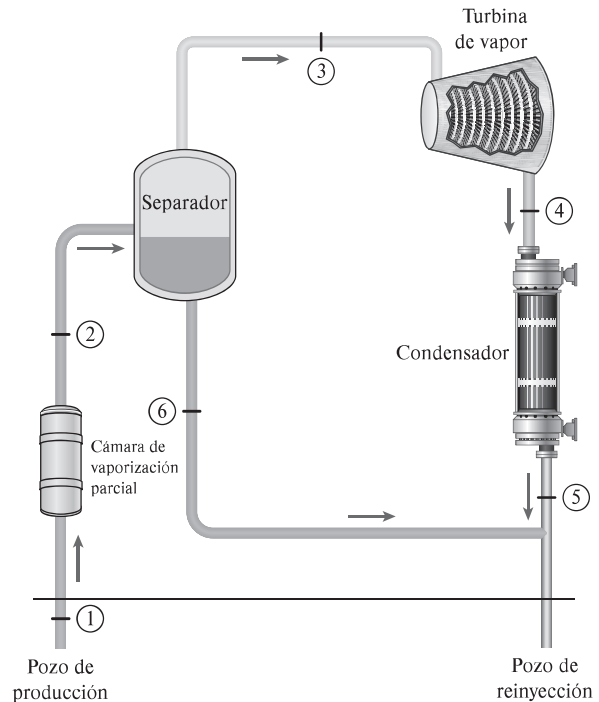


FIGURA P10-69

10-70C ¿Cuál es la diferencia entre cogeneración y regeneración?

10-71C ¿Cómo se define el factor de utilización ϵ_u para plantas de cogeneración? ¿Podría ϵ_u ser igual a 1 para una planta de cogeneración que no produce potencia?

10-72C Considere una planta de cogeneración para la que el factor de utilización es 1. ¿La irreversibilidad asociada con este ciclo es necesariamente cero? Explique.

10-73C Considere una planta de cogeneración para la cual el factor de utilización es 0.5. ¿La destrucción de exergía asociada con esta planta puede ser cero? Si es que sí, ¿en cuáles condiciones?

10-74E Se genera vapor en la caldera de una planta de cogeneración a 600 psia y $650\text{ }^{\circ}\text{F}$ a razón de 32 lbm/s. La planta debe producir potencia al mismo tiempo que satisface los requerimientos de vapor del proceso de una cierta aplicación industrial. Un tercio del vapor que sale de la caldera se estrangula a una presión de 120 psia y se envía al calentador del proceso. El resto del vapor se expande en una turbina isentrópica hasta una presión de 120 psia y también se envía al calentador del proceso. El

vapor sale del calentador del proceso a 240 °F. Ignorando el trabajo de la bomba, determine *a)* la potencia neta producida, *b)* la tasa de suministro de calor al proceso y *c)* el factor de utilización de esta planta.

10-75E Una gran planta de procesamiento de alimentos necesita 1.5 lbm/s de vapor saturado de agua o ligeramente sobrecalentado a 140 psia, que se extrae de la turbina de una planta de cogeneración. La caldera genera vapor a 800 psia y 1 000 °F a razón de 10 lbm/s, y la presión del condensador es de 2 psia. El vapor sale del calentador del proceso como líquido saturado. Luego se mezcla con el agua de alimentación a la misma presión, y esta mezcla se bombea a la presión de la caldera. Suponiendo que tanto ambas bombas como la turbina tienen eficiencias isentrópicas de 91 por ciento, determine *a)* la tasa de transferencia de calor a la caldera y *b)* la producción de potencia de la planta de cogeneración.

Respuestas: *a)* 13 810 Btu/s, *b)* 4 698 kW

10-76 Una planta de vapor de cogeneración ideal debe generar potencia y 8 600 kJ/kg de calor de proceso. El vapor entra a la turbina desde la caldera a 7 MPa y 500 °C. Un cuarto del vapor se extrae de la turbina a una presión de 600 kPa para calentar el proceso. El resto del vapor continúa expandiéndose y escapa hacia el condensador a 10 kPa. El vapor extraído para el calentador del proceso se condensa en el calentador y se mezcla con el agua de alimentación a 600 kPa. La mezcla se bombea a la presión de la caldera de 7 MPa. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación, y determine *a)* la tasa de flujo másico del vapor que la caldera debe suministrar, *b)* la potencia neta producida por la planta, y *c)* el factor de utilización.

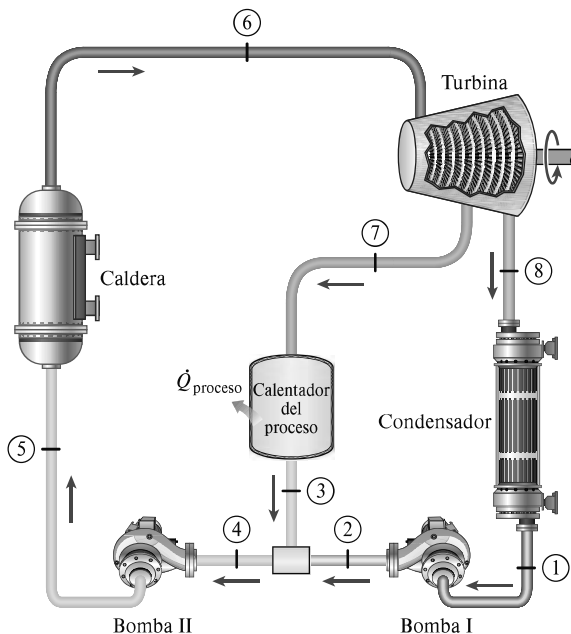


FIGURA P10-69

10-77 Se genera vapor de agua en la caldera de una planta de cogeneración a 10 MPa y 450 °C a un flujo estacionario de 5 kg/s. En operación normal, el vapor se expande en una turbina a una

presión de 0.5 MPa, y luego se envía al calentador de proceso, donde suministra el calor de proceso. El vapor sale del calentador de proceso como líquido saturado y se bombea a la presión de la caldera. En este modo operativo, no pasa vapor por el condensador, que opera a 20 kPa.

- Determine la potencia producida y la tasa de suministro de calor de proceso en este modo de operación.
- Determine la potencia producida y la tasa de suministro de calor de proceso si sólo 60 por ciento del vapor se envía al calentador de proceso y el resto se expande a la presión del condensador.

10-78 Considere una planta eléctrica de cogeneración modificada con regeneración. El vapor de agua entra a la turbina a 9 MPa y 400 °C, y se expande a una presión de 1.6 MPa. A esta presión, 35 por ciento del vapor se extrae de la turbina, y el resto se expande a 10 kPa. Una parte del vapor extraído se usa para calentar el agua de alimentación en un calentador abierto de agua de alimentación. El resto del vapor extraído se usa para calentamiento del proceso y sale del calentador de proceso como líquido saturado a 1.6 MPa. Luego se mezcla con el agua de alimentación que sale del calentador de agua de alimentación, y la mezcla se bombea a la presión de la caldera. Suponiendo que las turbinas y las bombas son isentrópicas, muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación, y determine el flujo másico de vapor a través de la caldera para una producción neta de potencia de 25 MW. Respuesta: 29.1 kg/s

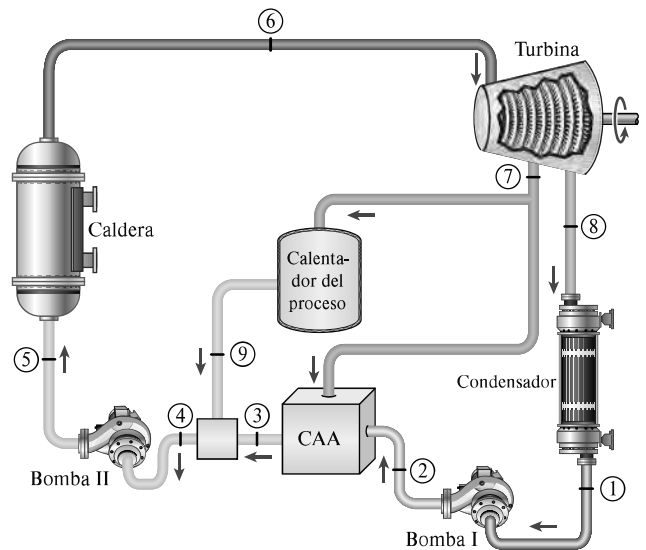


FIGURA P10-78

10-79 Reconsidere el problema 10-78, y con un software apropiado, investigue el efecto de la presión de extracción para sacar vapor de la turbina que se debe utilizar para el calentador del proceso y el calentador de agua de alimentación abierta con la tasa de flujo másico requerida. Trace la tasa de flujo másico a través de la caldera en función de la presión de extracción, y explique los resultados.

Ciclos de potencia combinados de gas-vapor

10-80C En los ciclos combinados de gas-vapor, ¿cuál es la fuente de energía para el vapor?

10-81C ¿Por qué el ciclo combinado de gas-vapor es más eficiente que cualquiera de los ciclos operados por sí solos?

10-82 La turbina de gas de una planta termoeléctrica de gas-vapor de agua tiene una relación de presiones de 16. El aire entra por el compresor a 300 K a razón de 14 kg/s y se calienta a 1 500 K en la cámara de combustión. Los gases de combustión que salen de la turbina de gas se utilizan para calentar el vapor a 400 °C y 10 MPa en el intercambiador de calor. Los gases de combustión salen del intercambiador de calor a 420 K. El vapor que sale de la turbina se condensa a 15 kPa. Suponiendo que todos los procesos de compresión y expansión son isentrópicos, determine *a*) el flujo másico del vapor, *b*) la potencia neta producida y *c*) la eficiencia térmica del ciclo combinado. Para el aire, considere calores específicos constantes a temperatura ambiente.

Respuestas: *a*) 1.275 kg/s, *b*) 7 819 kW, *c*) 66.4 por ciento.

10-83 Un ciclo de potencia combinado de gas-vapor utiliza una turbina de gas simple para el ciclo de gas y un ciclo Rankine para el ciclo de vapor. Entra aire atmosférico a la turbina de gas a 101 kPa y 20 °C, y la temperatura máxima del ciclo de gas es 1 100 °C. La relación de presiones del compresor es 8; la eficiencia isentrópica del compresor es 85 por ciento; y la eficiencia isentrópica de la turbina de gas es 90 por ciento. El flujo de gas sale del intercambiador de calor a la temperatura de saturación del vapor que fluye a través del intercambiador de calor. El vapor fluye a través de éste a una presión de 6 000 kPa y sale a 320 °C. El condensador del ciclo de vapor opera a 20 kPa, y la eficiencia isentrópica de la turbina de vapor es 90 por ciento. Determine la tasa de flujo másico del aire a través del compresor de aire requerido para que este sistema produzca 100 MW de potencia. Use calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente. *Respuesta:* 279 kg/s


Problemas


10-84 Reconsidere el problema 10-83. Se agrega un regenerador ideal a la parte del ciclo de gas del ciclo combinado. ¿Cuánto cambio esto la eficiencia de este ciclo combinado?

10-85 Reconsidere el problema 10-83. Determine cuales componentes del ciclo combinado desperdician más potencial de trabajo.

10-86 Considere una planta eléctrica de ciclo combinado de gas-vapor que tiene una producción neta de potencia de 280 MW. La relación de presiones del ciclo de turbina de gas es 11. El aire entra al compresor a 300 K y a la turbina a 1 100 K. Los gases de combustión que salen de la turbina de gas se usan para calentar el vapor a 5 MPa a 350 °C en un intercambiador de calor. Los gases de combustión salen del intercambiador de calor a 420 K. Un calentador abierto de agua de alimentación incorporado al ciclo de vapor opera a una presión de 0.8 MPa. La presión del condensador es de 10 kPa. Suponiendo eficiencias isentrópicas de 100 por ciento para la bomba, 82 por ciento para el compresor y 86 por ciento para las turbinas de gas y de vapor, determine *a*) la relación de flujos másicos de aire a

vapor, *b*) la tasa necesaria de entrada de calor en la cámara de combustión y *c*) la eficiencia térmica del ciclo combinado.

10-87  Reconsidere el problema 1086, y con un software apropiado, estudie los efectos de la relación de presiones del ciclo de gas al variar de 10 a 20 en la relación de flujo de gas a flujo de vapor, y en la eficiencia térmica del ciclo. Grafique sus resultados como funciones de la relación de presiones del ciclo de gas, y explique los resultados.

10-88  Considere un ciclo combinado de potencia de gas-vapor. El ciclo de gas es un ciclo Brayton simple que tiene una relación de presiones de 7. El aire entra al compresor a 15 °C a razón de 40 kg/s, y a la turbina de gas a 950 °C. El ciclo de vapor es un ciclo Rankine con recalentamiento entre los límites de presión de 6 MPa y 10 kPa. El vapor de agua se calienta en el intercambiador de calor a razón de 4.6 kg/s con los gases de escape que salen de la turbina de gas, y los gases de escape salen del intercambiador de calor a 200 °C. El vapor sale de la turbina de alta presión a 1.0 MPa y se recalienta a 400 °C en el intercambiador de calor antes de que se expanda en la turbina de baja presión. Suponiendo una eficiencia isentrópica de 80 por ciento para todas las bombas, y turbinas, determine *a*) el contenido de humedad a la salida de la turbina de baja presión, *b*) la temperatura del vapor a la entrada de la turbina de alta presión y *c*) la producción neta de potencia y la eficiencia térmica de la planta combinada. Este problema se resuelve con un software apropiado.

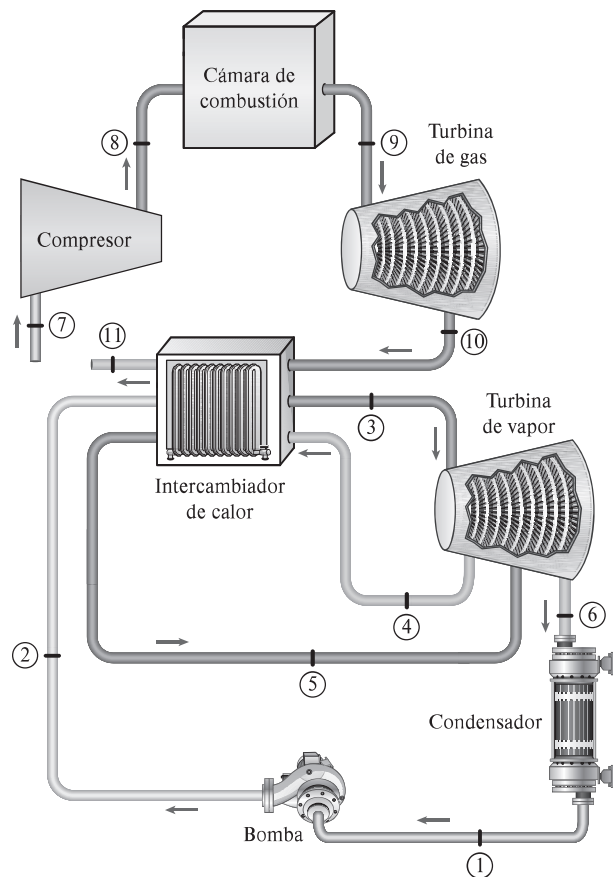


FIGURA P10-88

Tema especial: ciclos de vapor binarios

10-89C ¿Qué es un ciclo binario de potencia? ¿Cuál es su propósito?

10-90C ¿Cuál es la diferencia entre el ciclo binario de potencia de vapor y el ciclo combinado de potencia de gas-vapor?

10-91C ¿Por qué el mercurio es un fluido adecuado de trabajo para el ciclo “de arriba” de un ciclo binario de vapor, pero no para el ciclo “de abajo”?

10-92C ¿Por qué el vapor de agua no es un fluido ideal de trabajo para los ciclos de potencia de vapor?

10-93 Escribiendo un balance de energía para el intercambiador de calor de un ciclo binario de potencia de vapor, obtenga una expresión para la relación de flujos másicos de dos fluidos en términos de sus entalpías.

Problemas de repaso

10-94 Se calienta agua de alimentación a 4 000 kPa a razón de 6 kg/s de 200 °C a 245 °C en un calentador de agua de alimentación cerrado de un ciclo Rankine regenerativo. El vapor extraído entra a esta unidad a 3 000 kPa con una calidad de 90 ciento y sale como líquido saturado. Calcule la tasa a la cual se requiere el vapor extraído.

10-95 Entra vapor a la turbina de una planta termoeléctrica de vapor que opera en un ciclo de Rankine ideal simple a una presión de 6 MPa, y sale de él como vapor saturado a 7.5 kPa. El calor se transfiere al vapor de la caldera a razón de 40 000 kJ/s. El vapor se enfría en el condensador con el agua refrigerante de un río cercano, que entra al condensador a 15 °C. Muestre el ciclo en un diagrama T - s con respecto a las líneas de saturación y determine *a*) la temperatura a la entrada de la turbina, *b*) la potencia neta producida y *c*) el flujo másico mínimo requerido para el agua de refrigeración.

10-96 Considere una planta termoeléctrica de vapor que opera en el ciclo Rankine ideal entre los límites de presión de 30 MPa y 10 kPa con una temperatura máxima del ciclo de 700 °C y un contenido de humedad de 5 por ciento a la salida de la turbina. Para una temperatura de recalentamiento de 700 °C, determine las presiones de recalentamiento del ciclo en los casos recalentamiento *a*) simple, *b*) doble.

10-97 Una planta termoeléctrica de vapor de agua opera en un ciclo Rankine ideal con dos etapas de recalentamiento y tiene una producción neta de potencia de 75 MW. El vapor entra a las tres etapas de la turbina a 550 °C. La presión máxima en el ciclo es 10 MPa, y la presión mínima es 30 kPa. El vapor se recalienta a 4 MPa la primera vez y a 2 MPa la segunda vez. Muestre el ciclo en un diagrama T - s con respecto a las líneas de saturación, y determine *a*) la eficiencia térmica del ciclo y *b*) el flujo másico del vapor.

Respuestas: *a*) 40.5 por ciento, *b*) 48.5 kg/s.

10-98 Considere una planta termoeléctrica de vapor de agua que opera en un ciclo Rankine regenerativo y que tiene una producción neta de potencia de 150 MW. El vapor entra a la turbina a 10 MPa y 500 °C y al condensador a 10 kPa. La eficiencia isentrópica de la turbina es de 80 por ciento, y la de las bombas es de 95 por ciento. Se extrae vapor de la turbina a 0.5

MPa para calentar el agua de alimentación en un calentador abierto. El agua sale del calentador como líquido saturado. Muestre el ciclo en un diagrama T - s y determine *a*) el flujo másico de vapor a través de la caldera y *b*) la eficiencia térmica del ciclo. También determine la destrucción de exergía asociada con el proceso de regeneración. Suponga una temperatura de la fuente de 1300 K y una temperatura del sumidero de 303 K.

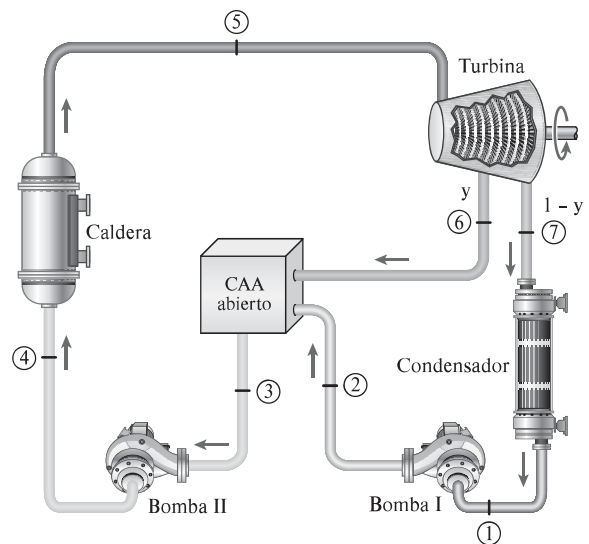


FIGURA P10-98

10-99 Repita el problema 10-98 suponiendo que tanto la bomba como la turbina son isentrópicas.

10-100 Considere un ciclo Rankine ideal con recalentamiento y regeneración, con un calentador abierto de agua de alimentación. La presión de la caldera es de 10 MPa, la presión del condensador es de 15 kPa, la presión del recalentador es de 1 MPa y la presión del agua de alimentación es de 0.6 MPa. El vapor entra tanto a la turbina de alta presión como a la de baja presión a 500 °C. Muestre el ciclo en un diagrama T - s con respecto a las líneas de saturación, y determine *a*) la fracción de vapor que se extrae para la regeneración y *b*) la eficiencia térmica del ciclo. *Respuestas:* *a*) 0.144, *b*) 42.1 por ciento

10-101 Repita el problema 10-100 suponiendo una eficiencia isentrópica de 84 por ciento para las turbinas y 89 por ciento para las bombas.

10-102 Una planta textil necesita 4 kg/s de vapor de agua saturado a 2 MPa, que se extrae de la turbina de una planta de cogeneración. El vapor entra a la turbina a 8 MPa y 500 °C a razón de 11 kg/s, y sale a 20 kPa. El vapor extraído sale del calentador de proceso como líquido saturado, y se mezcla con el agua de alimentación a presión constante. La mezcla se bombea a la presión de la caldera. Suponiendo una eficiencia isentrópica de 88 por ciento tanto para la turbina como para las bombas, determine *a*) la tasa de suministro de calor de proceso, *b*) la producción neta de potencia y *c*) el factor de utilización de la planta.

Respuestas: *a*) 8.56 MW, *b*) 8.60 MW, *c*) 53.8 por ciento

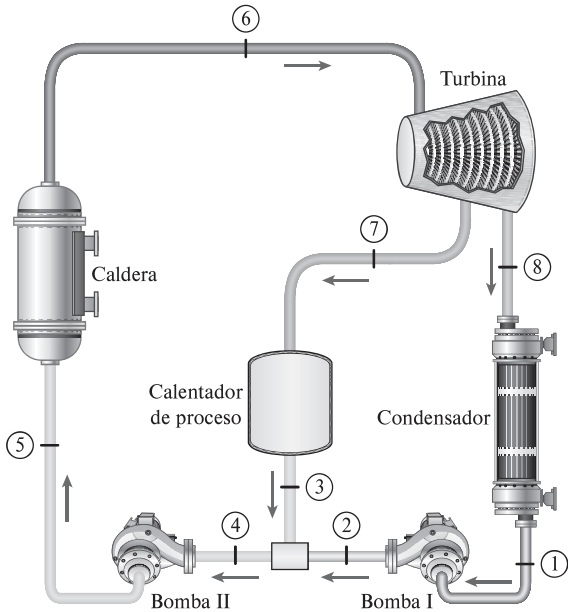


FIGURA P10-102

10-103 Considere una planta termoeléctrica de cogeneración modificada con recalentamiento y que produce 3 MW de potencia y suministra 7 MW de calentamiento de proceso. El vapor entra a la turbina de alta presión a 8 MPa y 500 °C y se expande a una presión de 1 MPa. A esta presión una parte del vapor se extrae de la turbina y se envía al calentador de proceso, mientras que el resto se recalienta a 500 °C y se expande en la turbina de baja presión a la presión del condensador de 15 kPa. El condensado del condensador se bombea a 1 MPa y se mezcla con el vapor extraído, que sale del calentador de proceso como líquido

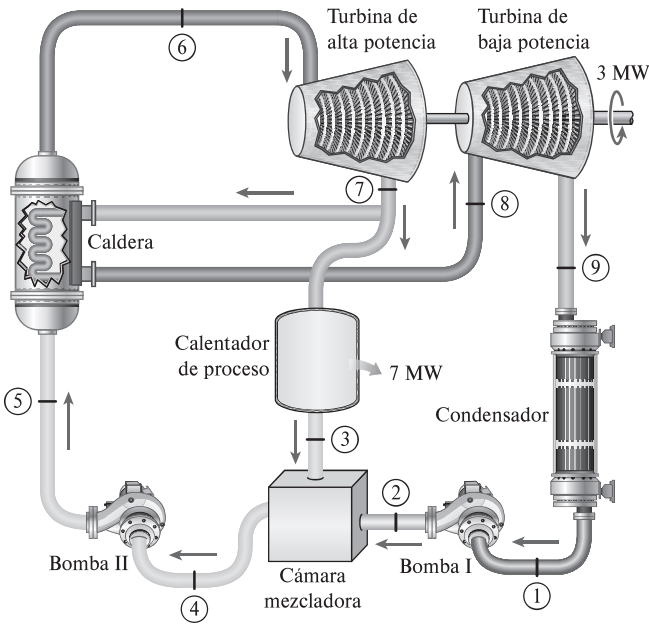


FIGURA P10-103

comprimido a 120 °C. Después la mezcla se bombea a la presión de la caldera. Suponiendo que la turbina es isentrópica, muestre el ciclo en un diagrama $T-s$ con respecto a las líneas de saturación e, ignorando el trabajo de bombeo, determine a) la tasa de entrada de calor en la caldera y b) la fracción de vapor extraído del calentador de proceso.

10-104 Se va a suministrar vapor de agua de una caldera a una turbina de alta presión cuya eficiencia isentrópica es de 85 por ciento en condiciones que se deben determinar. El vapor debe salir de la turbina de alta presión como vapor saturado a 1.4 MPa, y la turbina debe producir 5.5 MW de potencia. El vapor a la salida de la turbina se extrae a razón de 1 000 kg/min y se envía a un calentador de proceso, mientras el resto del vapor se alimenta a una turbina de baja presión cuya eficiencia isentrópica es 80 por ciento. La turbina de baja presión permite que el vapor se expanda a una presión de 10 kPa y produce 1.5 MW de potencia. Determine la temperatura, la presión y el flujo de vapor a la entrada de la turbina de alta presión.

10-105E Entra aire atmosférico, a 14.7 psia y 80 °F, al compresor de aire de un sistema de generación eléctrica de ciclo combinado de gas-vapor. La relación de compresión del compresor de aire es 10; la temperatura máxima del ciclo de gas es 2 100 °F, y el compresor de aire y la turbina tienen una eficiencia isentrópica de 90 por ciento. El gas sale del intercambiador de calor a 50 °F más caliente que la temperatura de saturación del vapor de agua en el intercambiador de calor. La presión del vapor en el intercambiador de calor es de 800 psia, y el vapor sale del intercambiador de calor a 600 °F. La presión del condensador de vapor es de 5 psia y la eficiencia isentrópica de la turbina de vapor es de 95 por ciento. Determine la eficiencia térmica total de este ciclo combinado. Para el aire, use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

Respuesta: 46.4 por ciento

10-106E Reconsidere el problema 10-105E. Se ha sugerido que el vapor de agua que pasa por el condensador del ciclo combinado se dirija a los edificios durante el invierno para calentarlos. Cuando se hace esto, la presión en el sistema de calentamiento donde ahora se condensa el vapor tendrá que aumentarse a 10 psia. ¿Cómo cambia esto la eficiencia térmica total del ciclo combinado?

10-107E Reconsidere el problema 10-106E. Durante el invierno, el sistema debe suministrar 2×10^6 Btu/h de calor a los edificios. ¿Cuál es flujo másico de aire por el compresor de aire y la producción total de potencia eléctrica del sistema en el invierno? *Respuestas:* 27 340 lbm/h, 1 286 kW

10-108 El ciclo de turbina de gas de una planta eléctrica de ciclo combinado de gas-vapor tiene una relación de presiones de 12. El aire entra al compresor a 310 K y a la turbina a 1 400 K. Los gases de combustión que salen de la turbina de gas se usan para calentar el vapor a 12.5 MPa a 500 °C en un intercambiador de calor. Los gases de combustión salen del intercambiador de calor a 247 °C. El vapor se expande en una turbina de alta presión a una presión de 2.5 MPa, y se recalienta en la cámara de combustión a 550 °C antes de que se expanda en la turbina de baja presión a 10 kPa. El flujo másico de vapor es 12 kg/s. Suponiendo que todos los procesos de compresión y expansión son isentrópicos, determine a) el flujo másico del aire en el ciclo

de turbina de gas, b) la tasa de adición total de calor y c) la eficiencia térmica del ciclo combinado.

Respuestas: a) 154 kg/s, b) 1.44×10^5 kJ/s, c) 59.1 por ciento

10-109 Repita el problema 10-108 suponiendo eficiencias isentrópicas de 100 por ciento para la bomba, 85 por ciento para el compresor y 90 por ciento para las turbinas de gas y de vapor.

10-110 Una planta termoeléctrica de vapor opera en un ciclo Rankine regenerativo ideal con un recalentador y dos calentadores de agua de alimentación, uno abierto y otro cerrado. El vapor entra a la turbina de alta presión a 15 MPa y 600 °C y a la turbina de baja presión a 1 MPa y 500 °C. La presión del condensador es de 5 kPa. El vapor se extrae de la turbina a 0.6 MPa para el calentador cerrado y a 0.2 MPa para el calentador abierto. En el calentador cerrado, el agua de alimentación es caliente a la temperatura de condensación del vapor extraído. El vapor extraído sale del calentador cerrado como líquido saturado, que después se estrangula y va al calentador abierto. Muestre el ciclo en un diagrama T - s con respecto a las líneas de saturación. Determine a) la fracción de vapor extraído de la turbina hacia el calentador abierto, b) la eficiencia térmica del ciclo y c) la potencia neta producida para un flujo másico de 42 kg/s a través de la caldera.

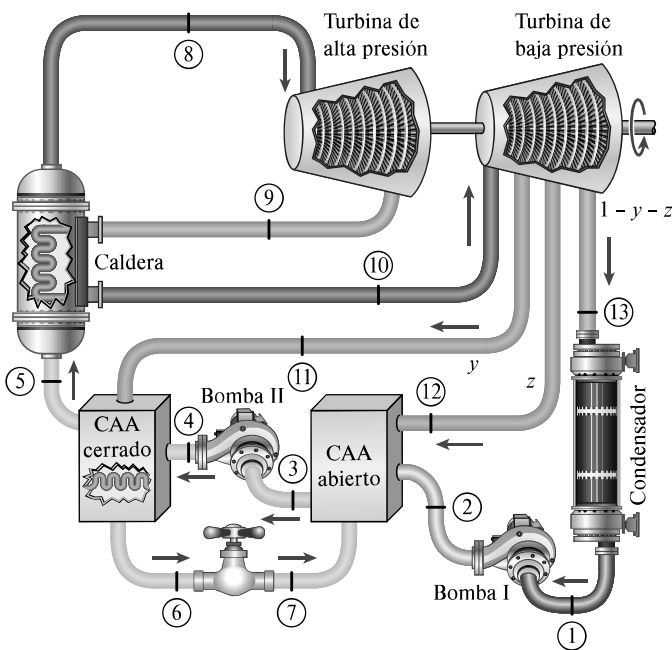


FIGURA P10-110

10-111 En seguida se muestra un ciclo Rankine ideal modificado para recalentamiento de un calentador de agua de alimentación cerrado y otro abierto. La turbina de alta presión recibe 100 kg/s de vapor de la caldera. Los estados de salida de los calentadores de agua para la caldera y el vapor condensado son los estados ideales que normalmente se suponen. En la tabla siguiente se dan los datos de saturación para las presiones y datos para h y s en estados seleccionados. a) Trace el diagrama T - s para el ciclo ideal. b) Determine la salida de potencia neta del ciclo, en MW. c) Si se dispone de agua de enfriamiento a 25 °C, ¿cuál

es la tasa de flujo másico mínima del agua de enfriamiento para el ciclo ideal en kg/s? Considere $c_{p,agua} = 4.18$ kJ/kg·K.

Estados de proceso y datos seleccionados				
Estado	P , kPa	T , °C	h , kJ/kg	s , kJ/kg·K
1	20			
2	1400			
3	1400			
4	1400			
5	5000			
6	1400	700	3891	7.504
7	1200		3400	7.504
8	1200		3349	7.504
9	1200	600	3692	7.938
10	245		3154	7.938
11	20		2620	7.938

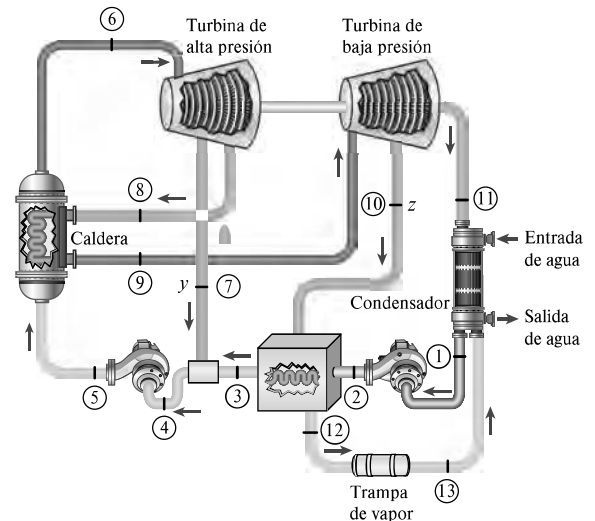


FIGURA P10-111

10-112 A continuación se muestra un ciclo de vapor Rankine modificado para recalentamiento y tres calentadores de agua de alimentación cerrados. La turbina de alta presión recibe 100 kg/s de vapor de la caldera. Los estados de salida de los calentadores para el agua de alimentación de la caldera y del vapor condensado son los que normalmente se suponen. Las tablas siguientes dan los datos de saturación para las presiones y datos de h y s en estados seleccionados. a) Trace el diagrama T - s del ciclo ideal. b) Determine la salida de potencia neta del ciclo en MW. c) Si el agua de enfriamiento está limitada a una elevación de temperatura de 10 °C, ¿cuál es la tasa de flujo del agua de enfriamiento requerida para el ciclo ideal, en kg/s? Considere $c_{p,agua} = 4.18$ kJ/kg·K.

Estados de proceso y datos seleccionados				
Estado	P , kPa	T , °C	h , kJ/kg	s , kJ/kg·K
1	10			
2	5000			

Estado	P , kPa	T , °C	h , kJ/kg	s , kJ/kg · K
3	5 000			
4	5 000			
5	5 000			
6	5 000			
7	5 000	700	3 900	7.5136
8	2 500		3 615	7.5136
9	2 500	600	3 687	7.5979
10	925		3 330	7.5979
11	300		3 011	7.5979
12	70		2 716	7.5979
13	10		2 408	7.5979

Datos de saturación

P , kPa	T , °C	v_f , m ³ /kg	h_f , kJ/kg	s_g , kJ/kg · K
1	20			
2	1 400			
3	1 400			
4	1 400			
5	5 000			
6	1 400	700	3 891	7.504

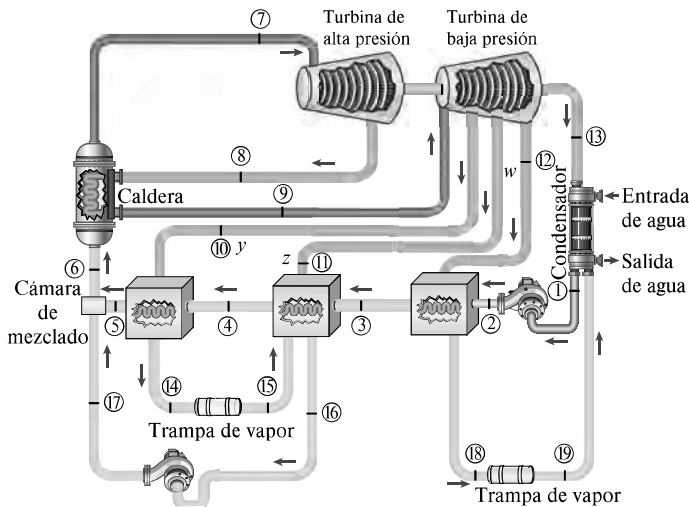


FIGURA P10-112

10-113 Con un software apropiado, investigue el efecto de la presión de la caldera en el desempeño de un ciclo Rankine ideal simple. El vapor entra a la turbina a 500 °C y sale a 10 kPa. La presión de la caldera varía de 0.5 a 20 MPa. Determine la eficiencia térmica del ciclo y trácela contra la presión de la caldera, y explique los resultados.

10-114 Con un software apropiado, investigue el efecto de la presión del condensador en el desempeño de un ciclo Rankine ideal simple. Las condiciones del vapor a la entrada de la turbina se mantienen constantes a 10 MPa y 550 °C, mientras que la presión del condensador varía de 5 a 100 kPa. Determine la eficiencia térmica del ciclo y trácela contra la presión del condensador, y explique los resultados.

10-115 Con un software apropiado, investigue el efecto del sobrecalentamiento del vapor en el desempeño de un ciclo Rankine ideal simple. El vapor entra a la turbina a 3 MPa y sale a 10 kPa. La temperatura a la entrada de la turbina varía de 250 a 1 100 °C. Determine la eficiencia térmica del ciclo y trácela contra la temperatura de entrada a la turbina, y explique los resultados.

10-116 Con un software apropiado, investigue el efecto de la presión de recalentamiento en el desempeño de un ciclo Rankine ideal simple. Las presiones máxima y mínima en el ciclo son 15 MPa y 10 kPa, respectivamente, y el vapor entra a las dos etapas de la turbina a 500 °C. La presión de recalentamiento varía de 12.5 a 0.5 MPa. Determine la eficiencia térmica del ciclo y trácela contra la presión de recalentamiento, y explique los resultados.

10-117 Demuestre que la eficiencia térmica de una planta eléctrica de ciclo combinado de gas vapor η_{cc} se puede expresar como

$$\eta_{cc} = \eta_g + \eta_s - \eta_g \eta_s$$

donde $\eta_g = W_g/Q_{ent}$ y $\eta_s = W_s/Q_{g,sal}$ son las eficiencias térmicas de los ciclos de gas y vapor, respectivamente. Usando esta expresión, determine la eficiencia térmica de un ciclo combinado de potencia que consiste en un ciclo de turbina de gas con una eficiencia de 40 por ciento y un ciclo de turbina de vapor con una eficiencia de 30 por ciento.

10-118 Considere un ciclo Rankine ideal simple con presiones fijas de la caldera y del condensador. Si el ciclo se modifica con recalentamiento,

$$\eta_{cc} = \eta_g + \eta_s - \eta_g \eta_s$$

Compruebe que el valor de η_{cc} es mayor que el de η_g o η_s . Es decir, el ciclo combinado es más eficiente que cualquiera de los dos ciclos, de turbina de gas o de turbina de vapor.

10-119 Un sistema de captación solar suministra calor a una planta eléctrica. Es bien sabido que la eficiencia de captación térmica η_{sc} de un captador solar disminuye cuando se incrementa la temperatura de salida de captación solar T_H , o $\eta_{sc} = A - BT_H$ donde A y B son constantes conocidas. La eficiencia térmica de la planta eléctrica η_{ter} es una fracción fija de la eficiencia térmica de Carnot, de modo que $\eta_{ter} = F(1 - T_L/T_H)$, donde F es una constante conocida considerada aquí independiente de las temperaturas y T_L es la temperatura del condensador, también constante para este problema. Aquí la temperatura de captación solar T_H también se considera como la temperatura de la fuente para la planta eléctrica.

- ¿A qué temperatura T_H el captador solar debe operar para obtener la máxima eficiencia del sistema en general?
- Desarrolle una expresión para la máxima eficiencia del sistema en general.

10-120 Comenzando con la ecuación 10-20, demuestre que la destrucción de exergía asociada con un ciclo Rankine ideal simple se puede expresar como $x_{dest} = q_{ent}(\eta_{ter,Carnot} - \eta_{ter})$, donde η_{ter} es la eficiencia del ciclo Rankine y $\eta_{ter,Carnot}$ es la eficiencia del ciclo de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

10-121 Considere un ciclo Rankine ideal simple con presiones fijas de la caldera y del condensador. Si el vapor se sobrecalienta a una temperatura más alta,

- a) la producción de trabajo por la turbina disminuirá.
- b) la cantidad de calor rechazado disminuirá.
- c) la eficiencia del ciclo disminuirá.
- d) el contenido de humedad a la salida de la turbina disminuirá.
- e) la cantidad de entrada de calor disminuirá.

10-122 Considere un ciclo Rankine ideal simple. Si la presión del condensador disminuye y el estado a la entrada de la turbina se mantiene igual,

- a) la producción de trabajo de la turbina disminuirá.
- b) la cantidad de trabajo rechazado disminuirá.
- c) la eficiencia del ciclo disminuirá.
- d) el contenido de humedad a la salida de la turbina disminuirá.
- e) el consumo de trabajo de la bomba disminuirá.

10-123 Considere un ciclo Rankine ideal simple con presiones fijas de la caldera y del condensador. Si el ciclo se modifica con recalentamiento,

- a) la producción de trabajo por la turbina disminuirá.
- b) la cantidad de calor rechazado disminuirá.
- c) la eficiencia del ciclo disminuirá.
- d) el contenido de humedad a la salida de la turbina disminuirá.
- e) la cantidad de entrada de calor disminuirá.

10-124 Considere un ciclo Rankine ideal simple con presiones fijas de la caldera y del condensador. Si el ciclo se modifica con regeneración que implica un calentador de agua de alimentación abierto (seleccione la expresión correcta por una de masa del vapor que fluye por la caldera),

- a) la producción de trabajo por la turbina disminuirá.
- b) la cantidad de calor rechazado disminuirá.
- c) la eficiencia del ciclo disminuirá.
- d) el contenido de humedad a la salida de la turbina disminuirá.
- e) la cantidad de entrada de calor disminuirá.

10-125 Considere un ciclo de Carnot de flujo estacionario con agua como fluido de trabajo, ejecutado bajo el domo de saturación, entre los límites de presión de 1 MPa y 10 kPa. El agua cambia de líquido saturado a vapor saturado durante el proceso de adición de calor. La producción neta de trabajo de este ciclo es

- a) 596 kJ/kg b) 666 kJ/kg c) 708 kJ/kg
- d) 822 kJ/kg e) 1 500 kJ/kg

10-126 Un ciclo Rankine ideal simple opera entre los límites de presión de 10 kPa y 5 MPa, con una temperatura de entrada a la turbina de 600 °C. La fracción de masa del vapor de agua que se condensa a la salida de la turbina es

- a) 6 por ciento b) 9 por ciento
- c) 12 por ciento d) 15 por ciento
- e) 18 por ciento

10-127 Una planta termoeléctrica de vapor de agua opera en el ciclo Rankine ideal simple, entre los límites de presión de 10 kPa y 5 MPa, con una temperatura de entrada a la turbina de 600 °C. La tasa de transferencia de calor en la caldera es 450 kJ/s. Ignorando el trabajo de la bomba, la producción de trabajo de esta planta es

- a) 118 kW b) 140 kW c) 177 kW
- d) 286 kW e) 450 kW

10-128 Un ciclo Rankine ideal simple opera entre los límites de presión de 10 kPa y 3 MPa, con una temperatura de entrada a la turbina de 600 °C. Ignorando el trabajo de la bomba, la eficiencia del ciclo es

- a) 24 por ciento b) 37 por ciento
- c) 52 por ciento d) 63 por ciento
- e) 71 por ciento

10-129 Un ciclo Rankine ideal con recalentamiento opera entre los límites de presión de 10 kPa y 8 MPa, con recalentamiento que se lleva a cabo a 4 MPa. La temperatura del vapor de agua a las entradas de ambas turbinas es 500 °C, y la entalpía del vapor es 3 185 kJ/kg a la salida de la turbina de alta presión, y de 2 247 kJ/kg a la salida de la turbina de baja presión. Ignorando el trabajo de la bomba, la eficiencia del ciclo es

- a) 29 por ciento b) 32 por ciento
- c) 36 por ciento d) 41 por ciento
- e) 49 por ciento

10-130 El agua de alimentación presurizada en una planta termoeléctrica de vapor de agua se va a calentar en un calentador ideal abierto de agua de alimentación, que opera a una presión de 2 MPa con vapor extraído de la turbina. Si la entalpía del agua de alimentación es 252 kJ/kg y la entalpía del vapor extraído es 2 810 kJ/kg, la fracción másica de vapor extraído de la turbina es

- a) 10 por ciento b) 14 por ciento
- c) 26 por ciento d) 36 por ciento
- e) 50 por ciento

10-131 Considere una planta termoeléctrica de vapor de agua que opera en el ciclo Rankine regenerativo con un calentador abierto de agua de alimentación. La entalpía del vapor es 3 374 kJ/kg a la entrada de la turbina, y de 2 797 kJ/kg en la ubicación de la purga y de 2 346 kJ/kg a la salida de la turbina. La producción neta de potencia de la planta es de 120 MW, y la fracción de vapor purgado de la turbina para regeneración es 0.172. Si el trabajo de la bomba es insignificante, el flujo másico de vapor a la entrada de la turbina es

- a) 117 kg/s b) 126 kg/s c) 219 kg/s
- d) 268 kg/s e) 679 kg/s

10-132 Considere una planta eléctrica de ciclo combinado de gas-vapor. El agua para el ciclo de vapor se calienta en un intercambiador de calor bien aislado, con los gases de escape que

entran a 800 K a razón de 60 kg/s, y sale a 400 K. El agua entra al intercambiador de calor a 200 °C y 8 MPa y sale a 350 °C y 8 MPa. Si los gases de escape se consideran como aire, con calores específicos constantes a temperatura ambiente, el flujo másico de agua por el intercambiador de calor será

- a) 11 kg/s b) 24 kg/s c) 46 kg/s
d) 53 kg/s e) 60 kg/s

10-133E Considere una planta eléctrica de cogeneración modificada con regeneración. El vapor de agua entra a la turbina a 6 MPa y 450 °C a razón de 20 kg/s, y se expande a una presión de 0.4 MPa. A esta presión, el 60 por ciento del vapor de agua se extrae de la turbina, y el resto se expande a una presión de 10 kPa. Una parte del vapor extraído se usa para calentar el agua de alimentación en un calentador abierto. El resto del vapor extraído se usa para calentamiento de proceso, y sale del calentador de proceso como líquido saturado a 0.4 MPa. Luego se mezcla con el agua de alimentación que sale del calentador, y la mezcla se bombea a la presión de la caldera. El vapor en el condensador se enfría y se condensa por el agua de enfriamiento de un río cercano, que entra al condensador adiabático a razón de 463 kg/s.

- La producción total de potencia por la turbina es
a) 17.0 MW b) 8.4 MW c) 12.2 MW
d) 20.0 MW e) 3.4 MW
- La elevación de temperatura del agua de enfriamiento del río en el condensador es
a) 8.0 °C b) 5.2 °C c) 9.6 °C
d) 12.9 °C e) 16.2 °C
- El flujo másico de vapor a través del calentador de proceso es
a) 1.6 kg/s b) 3.8 kg/s c) 5.2 kg/s
d) 7.6 kg/s e) 10.4 kg/s
- La tasa de calor proporcionado por el calentador de proceso por unidad de masa del vapor que pasa por él es

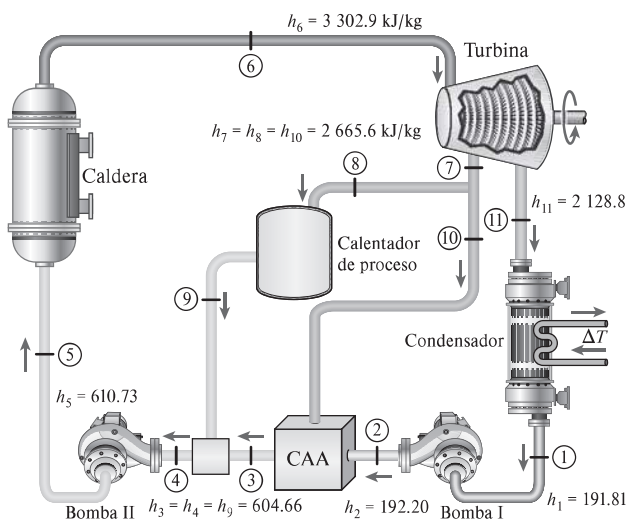


FIGURA P10-133

- a) 246 kJ/kg b) 893 kJ/kg c) 1 344 kJ/kg
d) 1 891 kJ/kg e) 2 060 kJ/kg
5. La tasa de transferencia de calor al vapor en la caldera es
a) 26.0 MJ/s b) 53.8 MJ/s c) 39.5 MJ/s
d) 62.8 MJ/s e) 125.4 MJ/s

Problemas de diseño y ensayo

10-134 Los gases que escapan por la chimenea de las plantas eléctricas están a aproximadamente a 150 °C. Diseñe un ciclo Rankine básico que utilice agua, refrigerante 134a, o amoníaco como fluido de trabajo y que produzca la cantidad máxima de trabajo con esta fuente de energía mientras rechaza calor hacia el aire ambiente a 40 °C. Debe utilizar una turbina con eficiencia de 92 por ciento y con calidad de salida no menor que 85 por ciento.

10-135 Diseñe un ciclo de potencia de vapor que pueda alcanzar una eficiencia térmica del ciclo de por lo menos 40 por ciento bajo las condiciones de que todas las turbinas tengan eficiencias isentrópicas de 85 por ciento y todas las bombas de 60 por ciento. Prepare un informe de ingeniería que describa su diseño. Este documento debe incluir, pero no limitarse a lo siguiente:

- Un análisis de los diferentes ciclos intentados para alcanzar el objetivo, así como los aspectos positivos y negativos de su diseño.
- Las figuras del sistema y los diagramas T - s con los estados indicados, así como la información de temperatura, presión, entalpía y entropía para su diseño.
- Cálculos de muestra.

10-136 Un horno alimentado con gas natural en una planta textil se emplea para proporcionar vapor a 130 °C. En momentos de alta demanda el horno suministra calor al vapor a una tasa de 30 MJ/s. La planta también consume hasta 6 MW de potencia eléctrica que se compra a una empresa eléctrica local. La administración de la planta tiene planes para convertir la planta de proceso existente en una central de cogeneración para cubrir sus necesidades tanto de calor de proceso como de electricidad. Su trabajo es proponer algunos diseños. Debe considerar diseños basados en una turbina de gas o en una turbina de vapor. Decida primero si un sistema basado en alguna de estas dos turbinas servirá mejor para alcanzar el objetivo, considerando el costo y la complejidad. Después proponga su diseño para la central de cogeneración completa con presiones y temperaturas, así como con relaciones de flujo másico. Demuestre que el diseño propuesto cubre los requerimientos de potencia y de calor de proceso de la central.

10-137 Diseñe el condensador de una central eléctrica de vapor que tiene una eficiencia térmica de 40 por ciento y que genera 10 MW de potencia eléctrica neta. El vapor entra al condensador como vapor saturado a 10 kPa y se debe condensar en el exterior de unos tubos horizontales a través de los cuales fluye agua de enfriamiento proveniente de un río cercano. El aumento de temperatura del agua de enfriamiento se limita a 8 °C y la velocidad del agua de enfriamiento en las tuberías se limita a 6 m/s para conservar la caída de presión a un nivel aceptable. Según una experiencia previa, el flujo de calor pro-

medio basado en la superficie externa de la tubería puede considerarse que es de $12\,000\text{ W/m}^2$. Especifique el diámetro de la tubería, su longitud total y la disposición de los tubos para minimizar el volumen del condensador.

10-138 En Estados Unidos varias plantas eléctricas geotérmicas están en operación. La fuente de calor de una planta geotérmica es agua geotérmica caliente, la cual es “energía gratuita”. Se está considerando establecer una planta eléctrica de 8 MW en un lugar donde hay agua geotérmica a $160\text{ }^\circ\text{C}$. El agua geotérmica servirá como fuente de calor para un ciclo de potencia Rankine cerrado con refrigerante 134a como fluido de trabajo. Especifique las temperaturas y presiones idóneas para el ciclo y determine la eficiencia térmica del ciclo. Justifique sus selecciones.

10-139 Se está considerando una planta eléctrica geotérmica de 10 MW en su sitio donde hay agua geotérmica a $230\text{ }^\circ\text{C}$. El agua geotérmica se va a someter a evaporación parcial en una cámara a baja presión donde una parte del agua se evapora. El líquido se regresa al suelo mientras que el vapor se utiliza para operar la turbina de vapor. Las presiones a la entrada y a la salida de la turbina deben permanecer por encima de 200 kPa y 8 kPa, respectivamente. Las cámaras de evaporación parcial de alta presión producen una pequeña cantidad de vapor de alta exergía mientras que las cámaras de evaporación parcial de baja presión producen una cantidad de vapor considerablemente mayor de vapor pero con menor exergía. Probando varias presiones, determine la presión óptima de la cámara de evaporación parcial para maximizar la producción de potencia por unidad de masa de agua geotérmica extraída. También determine, la eficiencia térmica en cada caso suponiendo que un 10 por ciento de la potencia producida se usa para operar las bombas y otro equipo auxiliar.

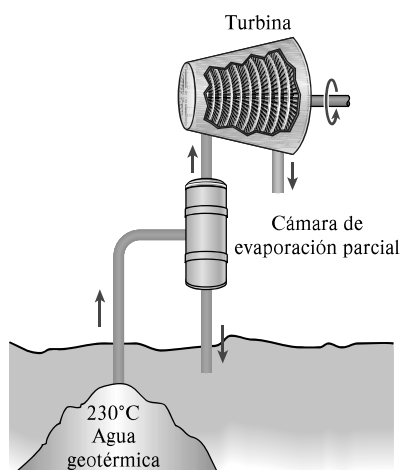


FIGURA P10-139

10-140 Un fabricante de equipo fotográfico utiliza un flujo de vapor de $64\,500\text{ lbm/h}$ en su proceso de manufactura. En la actualidad el vapor desechado a 3.8 psia y $224\text{ }^\circ\text{F}$ se descarga a la atmósfera. Realice el diseño preliminar de un sistema para usar económicamente la energía del vapor de desecho. Si se produjera electricidad, se podrían generar aproximadamente $8\,000\text{ h/año}$ y su valor sería de $\$0.08/\text{kWh}$, pero sólo se pueden usar cerca de $3\,000\text{ h/año}$ (sólo durante el “periodo de calefacción”). Si el vapor se condensa y el agua líquida se recicla durante el proceso, su valor será de $\$0.70/100\text{ gal}$. Formule todas las suposiciones tan realísticamente como sea posible. Bosqueje el sistema que proponga. Haga una lista separada de los componentes requeridos y sus especificadores (capacidad, eficiencia, etc.). El resultado final será el valor en dólares anual del plan de uso de energía (en realidad un ahorro porque reemplazará la electricidad o el calor y/o el agua que de otra manera se tendrían que comprar).

10-141 Comuníquese con la empresa que le proporciona el servicio eléctrico y obtenga información acerca de los aspectos termodinámicos de la central que la empresa haya construido más recientemente. Si se trata de una central convencional investigue por qué se prefirió así en lugar de una central de ciclo combinado altamente eficiente.