

CICLOS DE POTENCIA DE GAS

Los áreas importantes de aplicación de la termodinámica son la generación de potencia y la refrigeración. Ambos objetivos usualmente se realizan mediante sistemas que operan en un ciclo termodinámico. Los ciclos termodinámicos se pueden dividir en dos categorías generales: los *ciclos de potencia*, que se explican en este capítulo y el capítulo 10, y los *ciclos de refrigeración*, que se explican en el capítulo 11.

Los dispositivos o sistemas que se usan para producir una salida neta de potencia se llaman a menudo *motores o máquinas térmicas*, y los ciclos termodinámicos en los que operan se llaman *ciclos de potencia*. Los dispositivos o sistemas que se usan para producir un efecto de refrigeración se llaman *refrigeradores, acondicionadores de aire o bombas térmicas*, y los ciclos en los que operan se llaman *ciclos de refrigeración*.

Los ciclos termodinámicos también se pueden clasificar como *ciclos de gas* y *ciclos de vapor*, dependiendo de la *fase* del fluido de trabajo. En los ciclos de gas, el fluido de trabajo permanece en la fase gaseosa durante todo el ciclo, mientras que en los ciclos de vapor, el fluido de trabajo existe en fase de vapor durante una parte del ciclo y en fase líquida durante otra parte.

Los ciclos termodinámicos se pueden clasificar todavía de otra manera: *ciclos cerrados* y *abiertos*. En los ciclos cerrados, el fluido de trabajo vuelve al estado inicial al final del ciclo y se recircula. En los ciclos abiertos, el fluido de trabajo se renueva al final de cada ciclo en vez de recircularse. En los motores de automóvil, los gases de combustión escapan y se reemplazan con nueva mezcla aire-combustible al final de cada ciclo. El motor opera en un ciclo mecánico, pero el fluido de trabajo no recorre un ciclo termodinámico completo.

Las máquinas térmicas se clasifican como *las de combustión interna* y *las de combustión externa*, dependiendo de cómo se suministra calor al fluido de trabajo. En las máquinas de combustión externa (como son las plantas termoeléctricas que usan vapor de agua), el calor se suministra al fluido de trabajo desde una fuente externa como un horno, un pozo geotérmico, un reactor nuclear o incluso el Sol. En las máquinas de combustión interna (como los motores de automóvil), esto se hace quemando el combustible dentro de los límites del sistema. En este capítulo se analizan varios ciclos de potencia bajo algunas suposiciones de simplificación.

■■■■■■■■

OBJETIVOS

En el capítulo 9, los objetivos son:

- Evaluar el desempeño de los ciclos de potencia de gas para los que el fluido de trabajo permanece como gas durante todo el ciclo.
- Desarrollar suposiciones de simplificación aplicables a ciclos de potencia de gas.
- Revisar la operación de los motores recíprocos.
- Analizar ciclos de potencia de gas tanto cerrados como abiertos.
- Resolver problemas basados en los ciclos Otto, Diésel, Stirling y Ericsson.
- Resolver problemas basados en el ciclo Brayton; el ciclo Brayton con regeneración, y el ciclo Brayton con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración.
- Analizar ciclos de motores de propulsión por reacción.
- Realizar análisis de ciclos de potencia de gas con base en la segunda ley de la termodinámica.

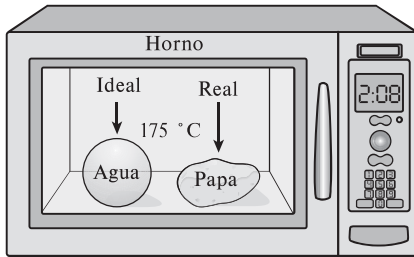


FIGURA 9-1

La modelación es una herramienta poderosa de la ingeniería que proporciona gran perspicacia y simplicidad a expensas de un poco menos de precisión.

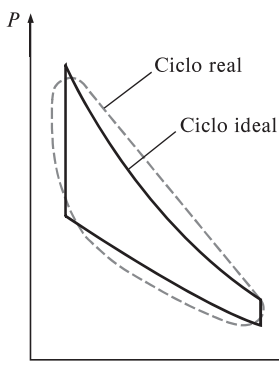


FIGURA 9-2

El análisis de muchos procesos complejos puede ser reducido a un nivel manejable utilizando algunas idealizaciones.

9-1 ■ CONSIDERACIONES BÁSICAS PARA EL ANÁLISIS DE LOS CICLOS DE POTENCIA

La mayor parte de los dispositivos que producen potencia operan en ciclos, y el estudio de los ciclos de potencia es una parte interesante e importante de la termodinámica. Los ciclos que se llevan a cabo en los dispositivos reales son difíciles de analizar debido a la presencia de efectos complicados, como la fricción y la falta de tiempo suficiente para establecer las condiciones de equilibrio durante el ciclo. Para que sea factible el estudio analítico de un ciclo es necesario mantener estas complejidades en un nivel manejable y utilizar algunas idealizaciones (Fig. 9-1). Cuando al ciclo real se le eliminan todas las irreversibilidades y complejidades internas, se consigue finalmente un ciclo que se parece en gran medida al real pero que está formado en su totalidad de procesos internamente reversibles. Tal ciclo es llamado un **ciclo ideal** (Fig. 9-2).

Un modelo idealizado simple permite a los ingenieros estudiar los efectos de los principales parámetros que gobiernan el ciclo, sin detenerse en los detalles. Los ciclos estudiados en este capítulo se encuentran un poco idealizados, pero mantienen las características generales de los reales a los cuales representan. Frecuentemente las conclusiones del análisis de ciclos ideales son aplicables a los reales, por ejemplo la eficiencia térmica del ciclo de Otto, el ciclo ideal para los motores de automóvil de encendido por chispa, aumenta con la relación de compresión. Éste es también el caso para los motores de automóvil reales. Sin embargo, los valores numéricos obtenidos del análisis de un ciclo ideal no son necesariamente representativos de los ciclos reales y debe tenerse cuidado en su interpretación. El análisis simplificado presentado en este capítulo para diferentes ciclos de potencia de interés práctico también puede servir como punto de partida para un estudio más profundo.

Las máquinas térmicas se diseñan con el propósito de convertir energía térmica en trabajo y su desempeño se expresa en términos de la **eficiencia térmica** $\eta_{\text{tér}}$, que es la relación entre el trabajo neto producido por la máquina y la entrada de calor total:

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_{\text{entrada}}} \quad \text{o} \quad \eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} \quad (9-1)$$

Recuerde que las máquinas térmicas operadas en un ciclo totalmente reversible, como el ciclo de Carnot, tienen la eficiencia térmica más alta de todas las máquinas térmicas que operan entre los mismos niveles de temperatura. Es decir, nadie puede desarrollar un ciclo más eficiente que el *ciclo de Carnot*. Entonces la siguiente pregunta surge inevitablemente: si el ciclo de Carnot es el mejor ciclo posible, ¿por qué no emplearlo como el ciclo modelo en todas las máquinas térmicas, en vez de ocuparse de los ciclos denominados *ideales*? La respuesta a esta pregunta está relacionada con las máquinas reales. La mayor parte de los ciclos encontrados en la práctica difieren significativamente del de Carnot, de ahí que sea inadecuado como un modelo realista. Cada ciclo ideal estudiado en este capítulo se relaciona con un dispositivo que produce trabajo específico y es una versión *idealizada* del ciclo real.

Los ciclos ideales son internamente reversibles, pero, a diferencia del ciclo de Carnot, no son de manera necesaria externamente reversibles. Esto es, pueden incluir irreversibilidades externas al sistema como la transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura. Entonces, la eficiencia térmica de un ciclo ideal, en general, es menor que la de un ciclo totalmente reversible que opera entre los mismos límites de temperatura. Sin embargo, incluso es considerablemente

**FIGURA 9-3**

Un motor de automóvil con la cámara de combustión expuesta.

© Idealink Photography/Alamy RF

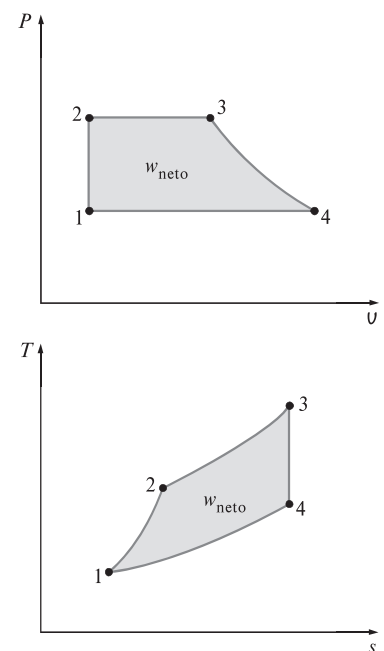
más alta que la eficiencia térmica de un ciclo real debido a las idealizaciones utilizadas (Fig. 9-3).

Las idealizaciones y simplificaciones empleadas comúnmente en el análisis de los ciclos de potencia, pueden resumirse del siguiente modo:

1. El ciclo no implica ninguna *fricción*. Por lo tanto, el fluido de trabajo no experimenta ninguna caída de presión cuando fluye en tuberías o dispositivos como los intercambiadores de calor.
2. Todos los procesos de expansión y compresión ocurren en la forma de *cuasiequilibrio*.
3. Las tuberías que conectan a los diferentes componentes de un sistema están muy bien aisladas y la *transferencia de calor* a través de ellas es insignificante.

Ignorar los cambios en las *energías cinética y potencial* del fluido de trabajo es otra simplificación comúnmente empleada en el análisis de ciclos de potencia. Ésta es una suposición posible de relacionar porque en dispositivos que incluyen trabajo de eje, como turbinas, compresores y bombas, los términos de las energías cinética y potencial son usualmente muy pequeños respecto de los otros términos en la ecuación de la energía. Las velocidades de fluido encontradas en dispositivos como condensadores, calderas y cámaras de mezclado por lo general son bajas, y los flujos de fluido experimentan poco cambio en sus velocidades, lo que también vuelve insignificantes los cambios en la energía cinética. Los únicos dispositivos donde los cambios en la energía cinética son significativos son las toberas aceleradoras y los difusores, los cuales se diseñan para crear grandes cambios en la velocidad.

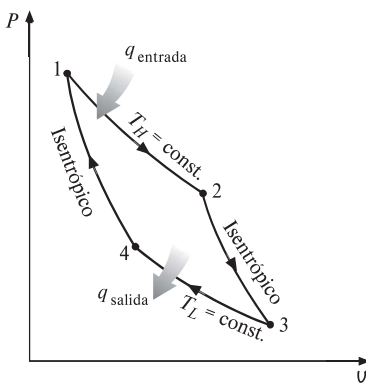
En capítulos anteriores los *diagramas de propiedades* como los $P-U$ y $T-s$ han servido como auxiliares valiosos en el análisis de procesos termodinámicos. Tanto en los diagramas $P-U$ como en los $T-s$, el área encerrada por las curvas del proceso de un ciclo representa el trabajo neto producido durante el ciclo (Fig. 9-4), lo cual también es equivalente a la transferencia de calor neta en ese ciclo. El diagrama $T-s$ es particularmente útil como ayuda visual en el análisis de ciclos de potencia ideales. Estos ciclos no implican cualquier irreversibilidad interna, por lo tanto el único efecto que puede cambiar la entropía del fluido de trabajo durante un proceso es la transferencia de calor.

**FIGURA 9-4**

Tanto en el diagrama $P-U$ como en el $T-s$, el área encerrada por la curva del proceso representa el trabajo neto del ciclo.

En un diagrama T - s un proceso de *adición de calor* avanza en la dirección de entropía creciente, uno de *rechazo de calor* avanza en la dirección de entropía decreciente y uno *isentrópico* (internamente reversible, adiabático) avanza a entropía constante. El área bajo la curva del proceso sobre un diagrama T - s representa la transferencia de calor para ese proceso. El área bajo el proceso de adición de calor sobre un diagrama T - s es una medida geométrica del calor total suministrado durante el ciclo q_{entrada} , y el área bajo el proceso de rechazo de calor es una medida del calor total rechazado q_{salida} . La diferencia entre estos dos (el área encerrada por la curva cíclica) es la transferencia neta de calor, la cual también es el trabajo neto producido durante el ciclo. Por lo tanto, sobre un diagrama T - s , la relación entre el área encerrada por la curva cíclica y el área bajo la curva del proceso de adición de calor representan la eficiencia térmica del ciclo. *Cualquier modificación que incremente la relación entre estas dos áreas mejorará también la eficiencia térmica del ciclo.*

Aunque el fluido de trabajo en un ciclo ideal de potencia opera en un circuito cerrado, el tipo de procesos individuales que componen el ciclo dependen de los dispositivos individuales utilizados para ejecutar el ciclo. En el ciclo Rankine, el cual es el ciclo ideal para las centrales termoeléctricas que operan con vapor, el fluido de trabajo circula por una serie de dispositivos de flujo estacionario, como la turbina y el condensador; mientras en el ciclo de Otto, que es el ciclo ideal del motor de automóvil de encendido por chispa, el fluido de trabajo se expande y comprime alternativamente en un dispositivo de cilindro-émbolo. En consecuencia, las ecuaciones correspondientes a los sistemas de flujo estacionario deben utilizarse en el análisis del ciclo Rankine, mientras que las ecuaciones relativas a sistemas cerrados deben emplearse en el análisis del ciclo de Otto.



9-2 ■ EL CICLO DE CARNOT Y SU VALOR EN INGENIERÍA

El ciclo de Carnot se compone de cuatro procesos totalmente reversibles: adición de calor isotérmica, expansión isentrópica, rechazo de calor isotérmico y compresión isentrópica. Los diagramas P - v y T - s de un ciclo de Carnot se vuelven a graficar en la figura 9-5. El ciclo de Carnot puede ser ejecutado en un sistema cerrado (un dispositivo de cilindro-émbolo) o en un sistema de flujo estacionario (usando dos turbinas y dos compresores, como se muestra en la figura 9-6), y puede emplearse gas o vapor como el fluido de trabajo. El ciclo de Carnot es el ciclo más eficiente que puede ejecutarse entre una fuente de energía térmica a temperatura T_H y un sumidero a temperatura T_L , y su eficiencia térmica se expresa como

$$\eta_{\text{tér,Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (9-2)$$

La transferencia de calor isotérmica reversible es muy difícil de lograr en la práctica porque requeriría intercambiadores de calor muy grandes y necesitaría mucho tiempo (un ciclo de potencia en una máquina común se completa en una fracción de segundo). Por lo tanto, no es práctico construir una máquina que opere en un ciclo que se aproxima en gran medida al de Carnot.

El verdadero valor del ciclo de Carnot reside en que es el estándar contra el cual pueden compararse ciclos reales o ideales. La eficiencia térmica de un ciclo de Carnot es una función de las temperaturas del sumidero y de la fuente, y la relación de la eficiencia térmica para este ciclo (Ec. 9-2) transmite un impor-

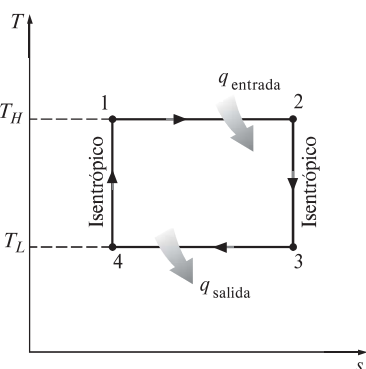


FIGURA 9-5

Diagramas P - v y T - s de un ciclo de Carnot.

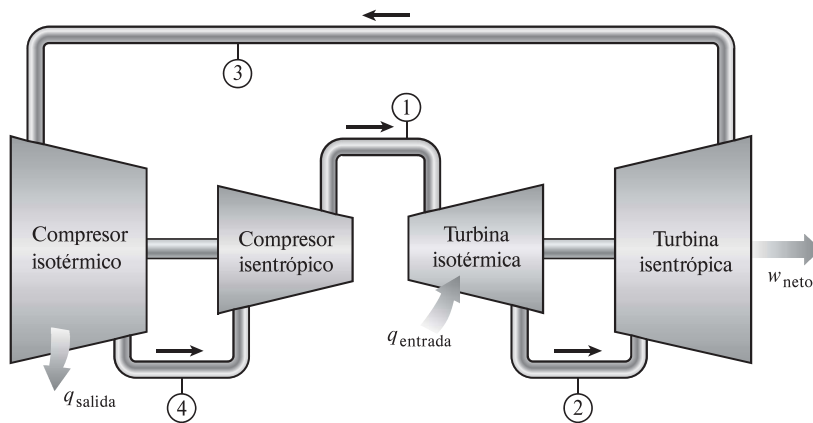


FIGURA 9-6
Una máquina de Carnot de flujo estacionario.

tante mensaje que es igualmente aplicable a ciclos ideales reales: *la eficiencia térmica aumenta con un incremento en la temperatura promedio a la cual se suministra calor hacia el sistema o con una disminución en la temperatura promedio a la cual el calor se rechaza del sistema.*

Sin embargo, las temperaturas de la fuente y el sumidero que pueden emplearse en la práctica tienen límites. La temperatura más alta en el ciclo es limitada por la temperatura máxima que pueden soportar los componentes de la máquina térmica, como el émbolo o los álabes de la turbina. La temperatura más baja está limitada por la temperatura del medio de enfriamiento utilizado en el ciclo, como un lago, un río o el aire atmosférico.

EJEMPLO 9-1 Dedución de la eficiencia del ciclo de Carnot

Demuestre que la eficiencia térmica de un ciclo de Carnot que opera entre los límites de temperatura de T_H y T_L es una función exclusiva de estas dos temperaturas y que está dada por la ecuación 9-2.

SOLUCIÓN Se demostrará que la eficiencia de un ciclo de Carnot depende solamente de las temperaturas de la fuente y el sumidero.

Análisis El diagrama T - s de un ciclo de Carnot se vuelve a trazar en la figura 9-7. Los cuatro procesos que componen este ciclo son reversibles y por lo tanto el área bajo cada curva del proceso representa la transferencia de calor para ese proceso. El calor se transfiere al sistema durante los procesos 1-2 y se rechaza durante los procesos 3-4. Por consiguiente, las cantidades de entrada y salida de calor para el ciclo pueden ser expresadas como

$$q_{\text{entrada}} = T_H(s_2 - s_1) \quad \text{y} \quad q_{\text{salida}} = T_L(s_3 - s_4) = T_L(s_2 - s_1)$$

dado que los procesos 2-3 y 4-1 son isentrópicos y, por lo tanto, $s_2 = s_3$ y $s_4 = s_1$. Sustituyendo éstos en la ecuación 9-1, la eficiencia térmica de un ciclo de Carnot es

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{T_L(s_2 - s_1)}{T_H(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Comentario Observe que la eficiencia térmica de un ciclo de Carnot es independiente del tipo de fluido de trabajo utilizado (un gas ideal, vapor, etc.) o de si el ciclo es ejecutado en un sistema cerrado o en un sistema de flujo estacionario.

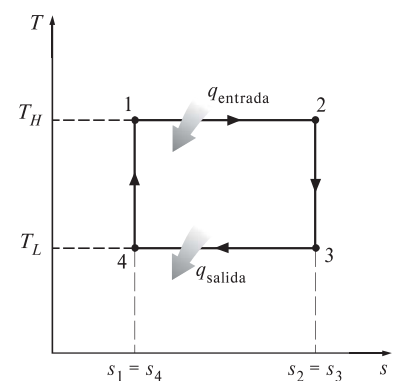


FIGURA 9-7
Diagrama T - s para el ejemplo 9-1.

9-3 ■ SUPOSICIONES DE AIRE ESTÁNDAR

En los ciclos de potencia de gas, el fluido de trabajo permanece como gas durante todo el ciclo. Los motores de encendido por chispa, los motores diésel y las turbinas de gas convencionales son ejemplos comunes de dispositivos que operan en un ciclo de gas. En todas estas máquinas la energía se suministra al quemar un combustible dentro de las fronteras del sistema, es decir, son *máquinas de combustión interna*. Debido a este proceso de combustión la composición del fluido de trabajo cambia durante el curso del ciclo de aire y combustible a productos de la combustión. Sin embargo, si se considera que en el aire predomina el nitrógeno, el cual difícilmente participa en reacciones químicas en la cámara de combustión, todo el tiempo el fluido de trabajo se parece mucho al aire.

Aunque las máquinas de combustión interna operan en un ciclo mecánico (el émbolo regresa a su posición de inicio cuando finaliza cada revolución), el fluido de trabajo no se somete a un ciclo termodinámico completo; es lanzado (como gases de escape) fuera de la máquina en algún momento del ciclo en lugar de regresarlo al estado inicial. Trabajar en un ciclo abierto es la característica de todas las máquinas de combustión interna.

Los ciclos de potencia de gases reales son bastante complejos. Para reducir el análisis a un nivel manejable, se utilizan las siguientes aproximaciones, conocidas comúnmente como **suposiciones de aire estándar**:

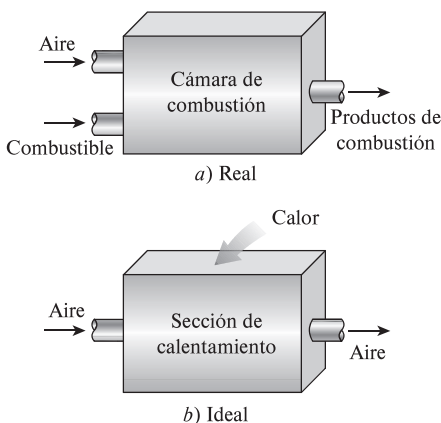


FIGURA 9-8

En ciclos ideales, el proceso de combustión se sustituye por otro de adición de calor.

1. El fluido de trabajo es aire que circula de modo continuo en un circuito cerrado y siempre se comporta como un gas ideal.
2. Todos los procesos que integran el ciclo son internamente reversibles.
3. El proceso de combustión es sustituido por un proceso de adición de calor desde una fuente externa (Fig. 9-8).
4. El proceso de escape es sustituido por un proceso de rechazo de calor que regresa al fluido de trabajo a su estado inicial.

Para simplificar aún más el análisis, con frecuencia se emplea la suposición de que el aire tiene calores específicos constantes cuyos valores se determinan a *temperatura ambiente* (25 °C o 77 °F). Cuando se utiliza esta suposición, las del aire estándar son llamadas **suposiciones de aire estándar frío**. Un ciclo para el cual las suposiciones de aire estándar son aplicables se conoce como un **ciclo de aire estándar**.

Las suposiciones de aire estándar previamente establecidas permiten simplificar de modo considerable el análisis sin apartarse de manera significativa de los ciclos reales. Este modelo simplificado permite estudiar de manera cualitativa la influencia de los parámetros principales en el desempeño de las máquinas reales.

EJEMPLO 9-2 Un ciclo de aire estándar

Un ciclo de aire estándar se efectúa en un sistema cerrado y está integrado por los siguientes procesos:

- 1-2 Compresión isentrópica desde 100 kPa y 27 °C hasta 1 MPa
- 2-3 $P =$ adición de calor *constante* en la cantidad de 2 800 kJ/kg
- 3-4 $v =$ rechazo de calor *constante* a 100 kPa
- 4-1 $P =$ rechazo de calor *constante* hasta el estado inicial

- a) Muestre el ciclo en los diagramas P - v y T - s .
- b) Calcule la temperatura máxima en el ciclo.
- c) Determine la eficiencia térmica.

Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente.

SOLUCIÓN Se describen los cuatro procesos de un ciclo de aire estándar. El ciclo se mostrará en los diagramas P - v y T - s , y se determinará la temperatura máxima en el ciclo y la eficiencia térmica.

Suposiciones 1 Las suposiciones de aire estándar son aplicables. 2 Los cambios de las energías cinética y potencial son insignificantes. 3 El aire es un gas ideal con calores específicos constantes.

Propiedades Las propiedades del aire a temperatura ambiente son $c_p = 1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$, $c_v = 0.718 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ y $k = 1.4$ (Tabla 4-2a).

Análisis a) El ciclo se muestra en los diagramas P - v y T - s en la figura 9-9. b) De las relaciones de gas ideal isentrópico y el balance de energía

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} = (300 \text{ K}) \left(\frac{1000 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} \right)^{0.4/1.4} = 579.2 \text{ K}$$

$$q_{\text{ent}} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$$

$$2800 \text{ kJ/kg} = (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(T_3 - 579.2) \rightarrow T_{\text{máx}} = T_3 = 3360 \text{ K}$$

c) La temperatura en el estado 4 se determina con la relación de gas ideal para una masa fija,

$$\frac{P_3 v_3}{T_3} = \frac{P_4 v_4}{T_4} \rightarrow T_4 = \frac{P_4}{P_3} T_3 = \frac{100 \text{ kPa}}{1000 \text{ kPa}} (3360 \text{ K}) = 336 \text{ K}$$

La cantidad total de calor rechazado en el ciclo es

$$\begin{aligned} q_{\text{sal}} &= q_{34,\text{sal}} + q_{41,\text{sal}} = (u_3 - u_4) + (h_4 + h_1) \\ &= c_v(T_3 - T_4) + c_p(T_4 - T_1) \\ &= (0.718 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(3360 - 336) \text{K} + (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(336 - 300) \text{K} \\ &= 2212 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Entonces, la eficiencia térmica determinada con base en su definición es

$$\eta_{\text{ter}} = 1 - \frac{q_{\text{sal}}}{q_{\text{ent}}} = 1 - \frac{2212 \text{ kJ/kg}}{2800 \text{ kJ/kg}} = 0.210 \text{ o } 21.0\%$$

Comentario La suposición de calores específicos constantes a temperatura ambiente no es realista en este caso porque los cambios de temperatura involucrados son demasiado grandes.

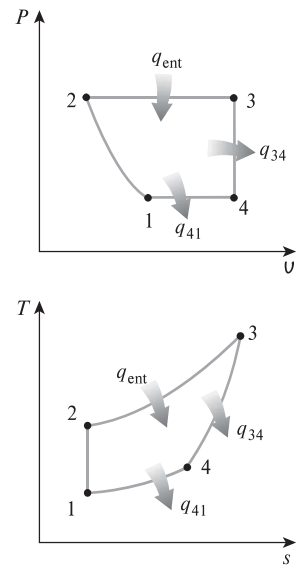


FIGURA 9-9
Esquema para el ejemplo 9-2.

9-4 ■ BREVE PANORAMA DE LAS MÁQUINAS RECIPROCANES

A pesar de su simplicidad, la máquina recíproca (básicamente un dispositivo de cilindro-émbolo) es una de esas raras invenciones que ha probado ser muy versátil y abarcar un amplio rango de aplicaciones. Es la fuente de poder de la vasta mayoría de los automóviles, camiones, pequeños aviones, barcos y generadores de energía eléctrica, así como de muchos otros dispositivos.

Los componentes básicos de una máquina recíproca se muestran en la figura 9-10. El émbolo recíproca en el cilindro se alterna entre dos posiciones fijas llamadas **punto muerto superior (PMS)** —la posición del émbolo cuando se forma el menor volumen en el cilindro— y **punto muerto inferior (PMI)** —la posición del émbolo cuando se forma el volumen más grande en el cilindro—. La distancia entre el PMS y el PMI es la más larga que el émbolo puede recorrer en una dirección y recibe el nombre de **carrera** del motor. El diámetro del pistón se llama **calibre**. El aire o una mezcla de aire y combustible se introducen al cilindro por la **válvula de admisión**, y los productos de combustión se expelen del cilindro por la **válvula de escape**.

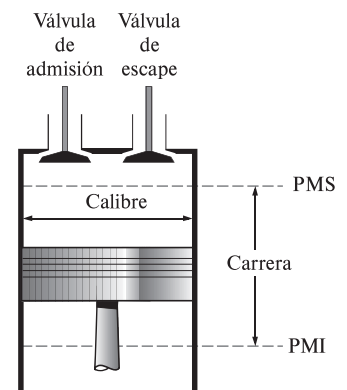
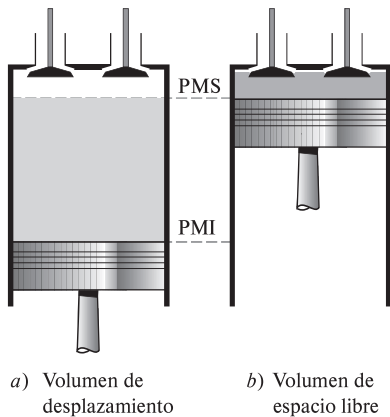


FIGURA 9-10
Nomenclatura para motores recíprocos.



a) Volumen de desplazamiento

b) Volumen de espacio libre

FIGURA 9-11

Volúmenes de desplazamiento y de espacio libre de un motor recíprocante.

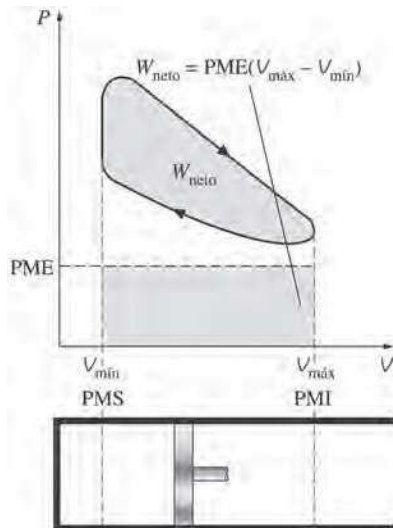


FIGURA 9-12

La salida neta de trabajo de un ciclo es equivalente al producto de la presión media efectiva por el volumen de desplazamiento.

El volumen mínimo formado en el cilindro cuando el émbolo está en el PMS se denomina **volumen de espacio libre** (Fig. 9-11). El volumen desplazado por el émbolo cuando se mueve entre el PMS y el PMI se llama **volumen de desplazamiento**. La relación entre el máximo volumen formado en el cilindro y el volumen mínimo (espacio libre) recibe el nombre de **relación de compresión r** del motor:

$$r = \frac{V_{\text{máx}}}{V_{\text{mín}}} = \frac{V_{\text{PMI}}}{V_{\text{PMS}}} \quad (9-3)$$

Observe que la relación de compresión es una *relación de volumen* y no debe confundirse con la relación de presión.

Otro término empleado en las máquinas recíprocantes es la **presión media efectiva (PME)**, una presión ficticia que, si actuara sobre el émbolo durante toda la carrera de potencia, produciría la misma cantidad de trabajo neto que el producido durante el ciclo real (Fig. 9-12). Es decir,

$$W_{\text{neto}} = \text{PME} \times \text{área del émbolo} \times \text{carrera} = \text{PME} \times \text{volumen de desplazamiento}$$

o

$$\text{PME} = \frac{W_{\text{neto}}}{V_{\text{máx}} - V_{\text{mín}}} = \frac{w_{\text{neto}}}{v_{\text{máx}} - v_{\text{mín}}} \quad (\text{kPa}) \quad (9-4)$$

La presión media efectiva puede ser usada como parámetro para comparar el desempeño de máquinas recíprocantes de igual tamaño. La máquina que tiene un valor mayor de PME entregará más trabajo neto por ciclo y por lo tanto se desempeñará mejor.

Las máquinas recíprocantes se clasifican como **máquinas de encendido (ignición) por chispa (ECH)** o **máquinas de encendido (ignición) por compresión (ECOM)**, según como se inicie el proceso de combustión en el cilindro. En las máquinas ECH, la combustión de la mezcla de aire y combustible se inicia con una chispa en la bujía, mientras que en las ECOM la mezcla de aire y combustible se autoenciende como resultado de comprimirla arriba de su temperatura de autoencendido. En las siguientes dos secciones se estudian los *ciclos de Otto* y *Diésel*, los cuales son los ciclos ideales para las máquinas recíprocantes ECH y ECOM, respectivamente.

9-5 ■ CICLO DE OTTO: EL CICLO IDEAL PARA LAS MÁQUINAS DE ENCENDIDO POR CHISPA



El ciclo de Otto es el ciclo ideal para las máquinas recíprocantes de encendido por chispa. Recibe ese nombre en honor a Nikolaus A. Otto, quien en 1876, en Alemania, construyó una exitosa máquina de cuatro tiempos utilizando el ciclo propuesto por el francés Beau de Rochas en 1862. En la mayoría de las máquinas de encendido por chispa el émbolo ejecuta cuatro tiempos completos (dos ciclos mecánicos) dentro del cilindro, y el cigüeñal completa dos revoluciones por cada ciclo termodinámico. Estas máquinas son llamadas máquinas de **combustión interna de cuatro tiempos**. Un diagrama esquemático de cada tiempo, así como el diagrama P - V para una máquina real de encendido por chispa de cuatro tiempos se presenta en la figura 9-13a).

Inicialmente, tanto la válvula de admisión como la de escape están cerradas y el émbolo se encuentra en su posición más baja (PMI). Durante la *carrera de compresión*, el émbolo se mueve hacia arriba y comprime la mezcla de aire y combustible. Un poco antes de que el émbolo alcance su posición más alta (PMS), la bujía produce una chispa y la mezcla se enciende, con lo cual aumenta la presión y la

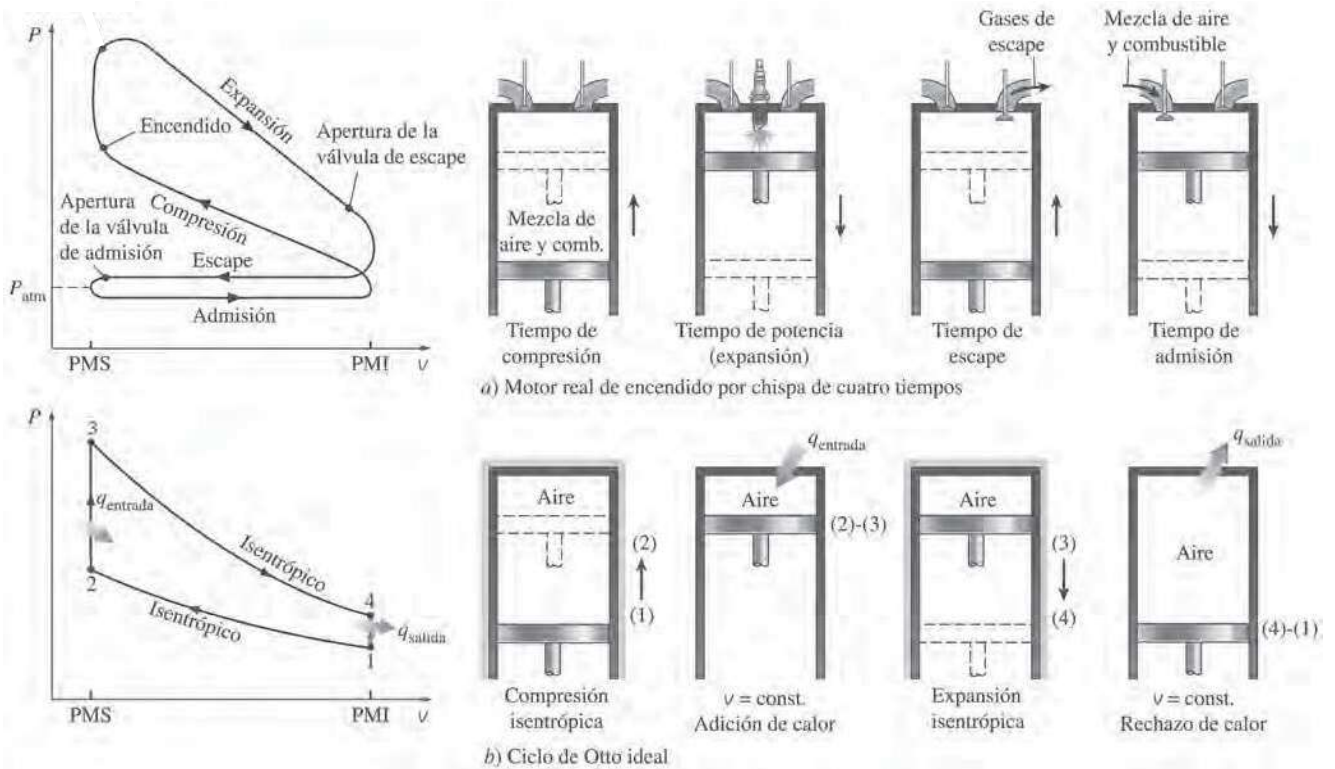


FIGURA 9-13

Ciclos real e ideal en motores de encendido por chispa y sus diagramas $P-U$.

temperatura del sistema. Los gases de alta presión impulsan al émbolo hacia abajo, el cual a su vez obliga a rotar al cigüeñal, lo que produce una salida de trabajo útil durante la *carrera de expansión* o *carrera de potencia*. Hacia el final de la carrera de expansión, la válvula de escape se abre y los gases de combustión que están por encima de la presión atmosférica salen expulsados del cilindro por la válvula de escape abierta. Este proceso se conoce como **purga de escape**, y la mayoría de los gases de combustión salen del cilindro para cuando el pistón alcanza su posición más baja. El cilindro sigue llenándose con gases producto de la combustión a una presión inferior y en su posición más baja. Después el émbolo se mueve hacia arriba una vez más y evacúa los gases de escape por la válvula de escape (*carrera de escape*), para descender por segunda vez succionado una mezcla fresca de aire y combustible a través de la válvula de admisión (*carrera de admisión*). Observe que la presión en el cilindro está un poco arriba del valor atmosférico durante la carrera de escape y un poco abajo durante la carrera de admisión.

En las **máquinas de dos tiempos**, las cuatro funciones descritas anteriormente se ejecutan sólo en dos tiempos: el de potencia y el de compresión. En estas máquinas el cárter se sella y el movimiento hacia fuera del émbolo se emplea para presurizar ligeramente la mezcla de aire y combustible en el cárter, como se muestra en la figura 9-14. Además, las válvulas de admisión y de escape se sustituyen por aberturas en la porción inferior de la pared del cilindro. Durante la última parte de la carrera de potencia, el émbolo descubre primero el puerto de escape permitiendo que los gases de escape sean parcialmente expelidos, entonces se abre el puerto de admisión permitiendo que la mezcla fresca de aire y combustible se precipite en el interior e impulse la mayor parte de los gases de escape restantes hacia fuera del cilindro. Esta mezcla es entonces comprimida cuando el émbolo se mueve hacia arriba durante la carrera de compresión y se enciende subsecuentemente mediante una bujía.

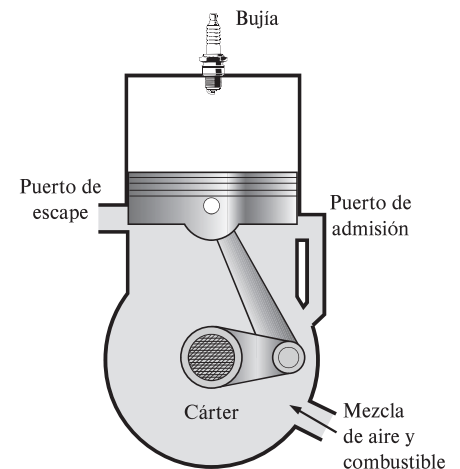


FIGURA 9-14

Diagrama esquemático de un motor reciprocante de dos tiempos.



FIGURA 9-15

Las máquinas de dos tiempos son comúnmente usadas en las motocicletas y máquinas podadoras.

© Fineart1/Shutterstock RF

Las máquinas de dos tiempos son generalmente menos eficientes que sus contrapartes de cuatro tiempos, debido a la expulsión incompleta de los gases de escape y la expulsión parcial de la mezcla fresca de aire y combustible con los gases de escape. Sin embargo, son más sencillas y económicas y tienen altas relaciones entre potencia y peso así como entre potencia y volumen, lo cual las hace más adecuadas en aplicaciones que requieren tamaño y peso pequeños como motocicletas, sierras de cadena y podadoras de pasto (Fig. 9-15).

Los avances en varias tecnologías —como la inyección directa de combustible, la combustión de carga estratificada y los controles electrónicos— han renovado el interés en las máquinas de dos tiempos porque ofrecen un alto rendimiento y mayor economía de combustible, al mismo tiempo que pueden satisfacer los futuros y más estrictos requerimientos sobre emisiones contaminantes. Para determinados peso y desplazamiento, un motor de dos tiempos bien diseñado puede brindar significativamente más potencia que su contraparte de cuatro tiempos porque produce potencia en cada revolución de la máquina en lugar de producirla en una si y en otra no. En los nuevos motores de dos tiempos, el rocío de combustible altamente atomizado que se inyecta dentro de la cámara de combustión al final de la carrera de compresión permite que el combustible se quemara de manera mucho más completa. Este combustible se rocía después de que la válvula de escape se cierra, lo que evita que el combustible no quemado sea emitido a la atmósfera. Con la combustión estratificada, la flama que se inicia al encender una pequeña cantidad de una rica mezcla de combustible y aire cerca de la bujía, se propaga por la cámara de combustión llena con una mezcla escasa de combustible, lo cual origina una combustión mucho más limpia. Asimismo, el avance en la electrónica hace posible asegurar la operación óptima bajo condiciones variables de carga y velocidad del motor. Las principales compañías de automóviles realizan programas de investigación para motores de dos tiempos que se espera vuelvan a aparecer en el futuro cercano.

El análisis termodinámico de los ciclos reales de cuatro y dos tiempos antes descritos no es una tarea simple. Sin embargo, el análisis puede simplificarse de manera significativa si se utilizan las suposiciones de aire estándar, ya que el ciclo que resulta y que es parecido a las condiciones de operación reales es el **ciclo de Otto** ideal, el cual se compone de cuatro procesos reversibles internamente:

- 1-2 Compresión isentrópica
- 2-3 Adición de calor a volumen constante
- 3-4 Expansión isentrópica
- 4-1 Rechazo de calor a volumen constante

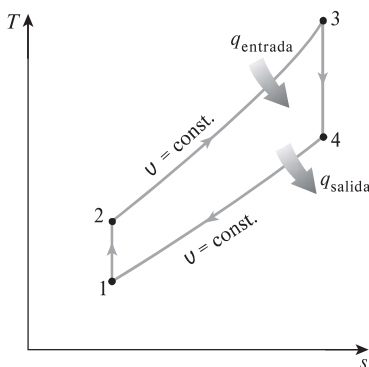


FIGURA 9-16

Diagrama T - s para el ciclo de Otto.

La ejecución del ciclo de Otto en un dispositivo de émbolo y cilindro junto a un diagrama P - U se ilustra en la figura. El diagrama T - s del ciclo de Otto se presenta en la figura 9-16.

El ciclo de Otto ideal mostrado en la figura 9-13b) tiene una desventaja. Este ciclo ideal consta de dos tiempos equivalentes a un ciclo mecánico o a una rotación de cigüeñal. Por otra parte, la operación de un motor real mostrada en la figura 9-13a) implica cuatro tiempos equivalentes a dos ciclos mecánicos o dos rotaciones de cigüeñal. Esto se puede corregir incluyendo carreras de admisión y escape en el ciclo de Otto ideal, como se muestra en la figura 9-17. En este ciclo modificado, una mezcla de aire-combustible (aproximada como el aire debido a los supuestos de aire estándar) entra al cilindro a través de la válvula abierta de admisión a una presión atmosférica P_0 durante el proceso 0-1 mientras el pistón se mueve del PMS al PMI. La válvula de admisión se cierra en el estado 1 y el aire se comprime isentrópicamente para dar paso al estado 2. El calor se transfiere a un volumen constante (proceso 2-3); se expande isentrópicamente al estado

4; y el calor se cede a un volumen constante (proceso 4-1). Los gases producidos durante la combustión (nuevamente aproximados al aire) son expulsados a través de la válvula de escape abierta (proceso 1-0) mientras la presión permanece constante a P_0 .

El ciclo de Otto modificado mostrado en la figura 9-17 se ejecuta en un sistema abierto durante los procesos de admisión y escape, y en un sistema cerrado durante los cuatro procesos restantes. Debemos señalar que el proceso de adición de calor a volumen constante (2-3) en el ciclo de Otto ideal reemplaza al proceso de combustión de la operación del motor real, mientras que el proceso de cesión de calor a volumen constante (4-1) reemplaza a la purga de escape.

Las interacciones de trabajo durante los procesos de admisión a presión constante (0-1) y de expulsión a presión constante (1-0) pueden expresarse como

$$W_{\text{salida},0-1} = P_0(u_1 - u_0)$$

$$W_{\text{entrada},1-0} = P_0(u_1 - u_0)$$

Estos dos procesos se anulan entre sí, pues el trabajo producido durante la admisión es igual al trabajo de entrada durante el escape. Entonces, el ciclo se reduce al de la figura 9-13b). Por lo tanto, la inclusión de los procesos de admisión y escape no tiene efecto en la producción neta de trabajo en el ciclo. No obstante, cuando se calcula la potencia producida por ciclo durante un análisis del ciclo de Otto ideal, debemos considerar el hecho de que dicho ciclo tiene cuatro tiempos tal como un motor de cuatro tiempos de combustión interna. Esto se ilustra en la última parte del ejemplo 9-3.

El ciclo de Otto se ejecuta en un sistema cerrado, y sin tomar en cuenta los cambios en las energías cinética y potencial, el balance de energía para cualquiera de los procesos se expresa, por unidad de masa, como

$$(q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}) + (w_{\text{entrada}} - w_{\text{salida}}) = \Delta u \quad (\text{kJ/kg}) \quad (9-5)$$

No hay trabajo involucrado durante los dos procesos de transferencia de calor porque ambos toman lugar a volumen constante. Por lo tanto, la transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo puede expresarse como

$$q_{\text{entrada}} = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2) \quad (9-6a)$$

y

$$q_{\text{salida}} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) \quad (9-6b)$$

Entonces, la eficiencia térmica del ciclo de Otto ideal supuesto para el aire estándar frío es

$$\eta_{\text{tér, Otto}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos, y $u_2 = u_3$ y $u_4 = u_1$. Por lo tanto,

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3} \quad (9-7)$$

Sustituyendo estas ecuaciones en la relación de la eficiencia térmica y simplificando, se obtiene

$$\eta_{\text{tér, Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad (9-8)$$

donde

$$r = \frac{V_{\text{máx}}}{V_{\text{mín}}} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_1}{v_2} \quad (9-9)$$

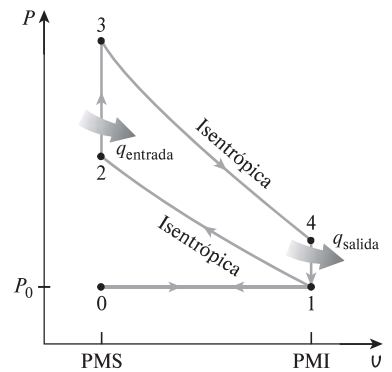


FIGURA 9-17

Diagrama P - v del ciclo de Otto ideal que incluye carreras de entrada y salida.

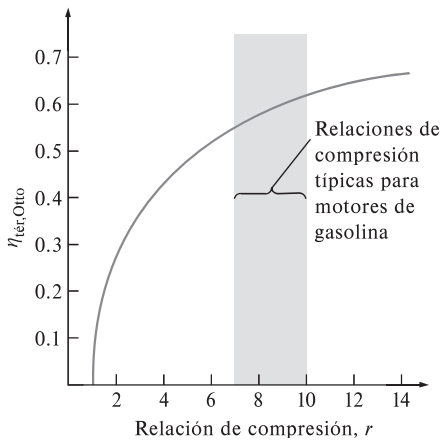


FIGURA 9-18

La eficiencia térmica de un ciclo de Otto ideal como una función de la relación de compresión ($k = 1.4$).

que es la relación de compresión, y k es la relación de calores específicos c_p/c_v .

En la ecuación 9-8 se muestra que bajo las suposiciones de aire estándar frío, la eficiencia térmica de un ciclo de Otto ideal depende de la relación de compresión de la máquina y de la relación de calores específicos del fluido de trabajo. La eficiencia térmica del ciclo de Otto ideal aumenta tanto con la relación de compresión como con la relación de calores específicos. Esto también es cierto para las máquinas de combustión interna reales de encendido por chispa. Una gráfica de la eficiencia térmica contra la relación de compresión se presenta en la figura 9-18 para $k = 1.4$, el cual es el valor de la relación de calores específicos del aire a temperatura ambiente. Para una relación de compresión dada, la eficiencia térmica de una máquina real de encendido por chispa será menor que la de un ciclo de Otto ideal debido a irreversibilidades como la fricción y a otros factores, como la combustión incompleta.

En la figura 9-18 es posible ver que la curva de la eficiencia térmica está más inclinada a relaciones de compresión bajas, pero se nivela a partir de un valor de relación de compresión aproximadamente de 8. Por consiguiente, el aumento en la eficiencia térmica con la relación de compresión no es tan pronunciado en relaciones de compresión elevadas. Asimismo, cuando se emplean altas relaciones de compresión, la temperatura de la mezcla de aire y combustible se eleva por encima de la temperatura de autoencendido del combustible (temperatura a la que el combustible se enciende sin la ayuda de una chispa) durante el proceso de combustión, con lo que causa un temprano y rápido quemado del combustible en algún punto o puntos delanteros de la frente de la flama, seguido por una combustión casi instantánea del gas remanente. Este encendido prematuro del combustible, denominado **autoencendido**, produce un ruido audible que recibe el nombre de **golpeteo del motor** o **cascabeleo**. El autoencendido en las máquinas de encendido por chispa no puede tolerarse debido a que perjudica el desempeño y puede dañar la máquina. El requerimiento de que el autoencendido no deba permitirse impone un límite superior en las relaciones de compresión que pueden usarse en las máquinas de combustión interna de encendido por chispa.

Las mejoras en la eficiencia térmica de máquinas de gasolina mediante el uso de relaciones de compresión más altas (hasta aproximadamente 12) sin que se enfrenten problemas de autoencendido, ha sido posible usando mezclas de gasolina que tienen buenas características de antidetonante, como la gasolina mezclada con tetraetilo de plomo. El tetraetilo de plomo se ha agregado a la gasolina desde 1920 debido a que es el método más económico para elevar el *índice de octano* u *octanaje*, que es una medida de la resistencia de un combustible al golpeteo del motor. Sin embargo, la gasolina con plomo tiene un efecto colateral muy indeseable: forma compuestos durante el proceso de combustión que contaminan el ambiente y son muy peligrosos para la salud. En un esfuerzo por combatir la contaminación del aire, a mediados de la década de 1970, el gobierno de Estados Unidos adoptó una política que originó la discontinuación eventual de la gasolina con plomo. Imposibilitadas de emplear plomo, las refinadoras desarrollaron técnicas más elaboradas para mejorar las características antidetonantes de la gasolina. La mayor parte de los automóviles fabricados a partir de 1975 se han diseñado para usar gasolina sin plomo, y las relaciones de compresión se han reducido a fin de evitar el golpeteo del motor. La disponibilidad de combustibles de alto octano hizo posible elevar nuevamente las proporciones de compresión en los años recientes. También, gracias a mejoras en otras áreas (reducción en el peso total del automóvil, diseño aerodinámico mejorado mediante el uso de sistemas de enlaces múltiples para obtener relaciones de compresión variables, motores híbridos que recuperan la potencia perdida durante el frenado, válvulas de admisión y escape individualmente controladas, etc.) los automóviles actuales ofrecen una mejor economía de combustible y en consecuencia permiten recorrer más kilómetros

por litro de combustible. Esto es un ejemplo de cómo las decisiones de ingeniería implican compromisos, y la eficiencia es únicamente una de las consideraciones en el diseño final.

El segundo parámetro que afecta la eficiencia térmica de un ciclo de Otto ideal es la relación de calores específicos k . Para una relación de compresión dada, un ciclo de Otto ideal que emplea un gas monoatómico (como argón o helio, $k = 1.667$) como fluido de trabajo tendrá la eficiencia térmica más alta. La relación de calores específicos k , y por lo tanto la eficiencia térmica de un ciclo de Otto ideal, disminuye cuando las moléculas del fluido de trabajo son más grandes (Fig. 9-19). A temperatura ambiente, este valor es de 1.4 para el aire, de 1.3 para el dióxido de carbono y de 1.2 para el etano. El fluido de trabajo en máquinas reales contiene moléculas más grandes, como dióxido de carbono, y la relación de calores específicos disminuye con la temperatura, la cual es una de las razones por las que los ciclos reales tienen eficiencias térmicas más bajas que el ciclo de Otto ideal. La eficiencia térmica de máquinas reales de encendido por chispa varía de aproximadamente 25 a 30 por ciento.

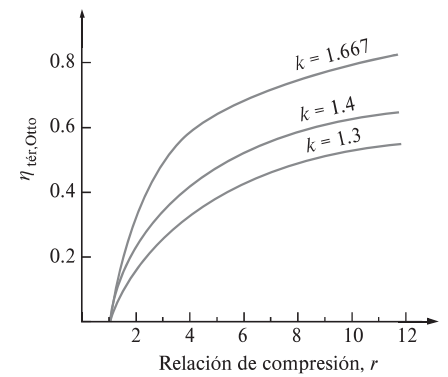


FIGURA 9-19

La eficiencia térmica del ciclo de Otto aumenta con la relación de calores específicos k del fluido de trabajo.

EJEMPLO 9-3 El ciclo de Otto ideal

Un ciclo de Otto ideal tiene una relación de compresión de 8. Al inicio del proceso de compresión el aire está a 100 kPa y 17 °C, y 800 kJ/kg de calor se transfieren a volumen constante hacia el aire durante el proceso de adición de calor. Tome en cuenta la variación de los calores específicos del aire con la temperatura y determine *a*) la temperatura y presión máximas que ocurren durante el ciclo, *b*) la salida de trabajo neto, *c*) la eficiencia térmica y *d*) la presión media efectiva en el ciclo. *e*) También, determine la potencia producida en el ciclo, en kW, para una velocidad de motor de 4 000 rpm (rev/min). Suponga que este ciclo es operado en un motor de 4 cilindros con un volumen de desplazamiento total de 1.6 L.

SOLUCIÓN Se considera un ciclo de Otto ideal. Se determinarán la temperatura y presión máximas, la salida de trabajo neto, la eficiencia térmica y la presión media efectiva en el ciclo.

Suposiciones 1 Las suposiciones de aire estándar son aplicables. 2 Los cambios de energías cinética y potencial son insignificantes. 3 Será considerada la variación de los calores específicos debido a la temperatura.

Análisis El diagrama P - U para el ciclo de Otto ideal descrito se muestra en la figura 9-20. Se observa que el aire contenido en el cilindro forma un sistema cerrado.

a) La temperatura y presión máximas en un ciclo de Otto ocurren al final del proceso de adición de calor a volumen constante (estado 3). Pero primero necesitamos determinar la temperatura y presión del aire al final del proceso isentrópico de compresión (estado 2), usando los datos de la tabla A-17:

$$T_1 = 290 \text{ K} \rightarrow u_1 = 206.91 \text{ kJ/kg}$$

$$u_{r1} = 676.1$$

Proceso 1-2 (compresión isentrópica de un gas ideal):

$$\frac{u_{r2}}{u_{r1}} = \frac{u_2}{u_1} = \frac{1}{r} \rightarrow u_{r2} = \frac{u_{r1}}{r} = \frac{676.1}{8} = 84.51 \rightarrow T_2 = 652.4 \text{ K}$$

$$u_2 = 475.11 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{P_2 u_2}{T_2} = \frac{P_1 u_1}{T_1} \rightarrow P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right) \left(\frac{u_1}{u_2} \right)$$

$$= (100 \text{ kPa}) \left(\frac{652.4 \text{ K}}{290 \text{ K}} \right) (8) = 1\,799.7 \text{ kPa}$$

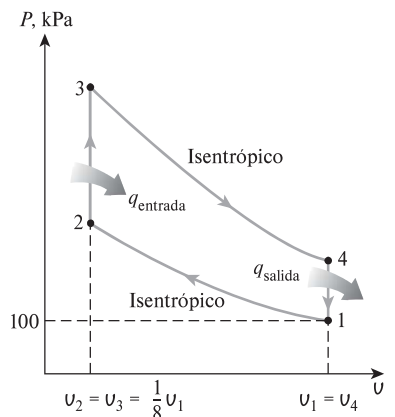


FIGURA 9-20

Diagrama P - U para el ciclo de Otto estudiado en el ejemplo 9-3.

Proceso 2-3 (adición de calor a volumen constante):

$$\begin{aligned} q_{\text{entrada}} &= u_3 - u_2 \\ 800 \text{ kJ/kg} &= u_3 - 475.11 \text{ kJ/kg} \\ u_3 &= 1275.11 \text{ kJ/kg} \rightarrow T_3 = 1575.1 \text{ K} \\ v_{r3} &= 6.108 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{P_3 v_3}{T_3} &= \frac{P_2 v_2}{T_2} \rightarrow P_3 = P_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right) \left(\frac{v_2}{v_3} \right) \\ &= (1.7997 \text{ MPa}) \left(\frac{1575.1 \text{ K}}{652.4 \text{ K}} \right) (1) = 4.345 \text{ MPa} \end{aligned}$$

b) La salida de trabajo neto para el ciclo se determina al encontrar mediante integración cada trabajo de frontera ($P dV$) implicado en cada proceso y sumándolos, o al encontrar la transferencia neta de calor que es equivalente al trabajo neto realizado durante el ciclo. Aquí se considera el último planteamiento. De cualquier modo, primero se necesita encontrar la energía interna del aire en el estado 4:

Proceso 3-4 (expansión isentrópica de un gas ideal):

$$\begin{aligned} \frac{v_{r4}}{v_{r3}} &= \frac{v_4}{v_3} = r \rightarrow v_{r4} = v_{r4} = v_{r3} = (8)(6.108) = 48.864 \rightarrow T_4 = 795.6 \text{ K} \\ u_4 &= 588.74 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Proceso 4-1 (rechazo de calor a volumen constante):

$$\begin{aligned} -q_{\text{salida}} &= u_1 - u_4 \rightarrow q_{\text{salida}} = u_4 - u_1 \\ q_{\text{salida}} &= 588.74 - 206.91 = 381.83 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Por lo tanto,

$$w_{\text{neto}} = q_{\text{neto}} = q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}} = 800 - 381.83 = 418.17 \text{ kJ/kg}$$

c) La eficiencia térmica del ciclo es determinada a partir de su definición:

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{418.17 \text{ kJ/kg}}{800 \text{ kJ/kg}} = 0.523 \text{ o } 52.3\%$$

Bajo las suposiciones de aire estándar frío (valores de calores específicos constantes a temperatura ambiente), la eficiencia térmica sería (Ec. 9-8)

$$\eta_{\text{tér, Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} = 1 - r^{1-k} = 1 - (8)^{1-1.4} = 0.565 \text{ o } 56.5\%$$

la cual es considerablemente diferente del valor obtenido antes. Por lo tanto, debe tenerse cuidado al utilizar las suposiciones de aire estándar frío.

d) La presión media efectiva se determina por su definición, a partir de la ecuación 9-4:

$$\text{PME} = \frac{w_{\text{neto}}}{v_1 - v_2} = \frac{w_{\text{neto}}}{v_1 - v_1/r} = \frac{w_{\text{neto}}}{v_1(1 - 1/r)}$$

donde

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(290 \text{ K})}{100 \text{ kPa}} = 0.832 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Por lo tanto,

$$\text{PME} = \frac{418.17 \text{ kJ/kg}}{(0.832 \text{ m}^3/\text{kg})(1 - \frac{1}{8})} \left(\frac{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3}{1 \text{ kJ}} \right) = 574 \text{ kPa}$$

e) La masa de aire total que entra por los 4 cilindros cuando están cargados es

$$m = \frac{V_d}{v_1} = \frac{0.0016 \text{ m}^3}{0.8323 \text{ m}^3/\text{kg}} = 0.001922 \text{ kg}$$

La producción neta de trabajo por el ciclo es

$$W_{\text{neto}} = m w_{\text{neto}} = (0.001922 \text{ kg})(418.17 \text{ kJ/kg}) = 0.8037 \text{ kJ}$$

Es decir, la producción neta de trabajo por ciclo termodinámico es 0.8037 kJ/ciclo. Observe que hay dos revoluciones por ciclo termodinámico ($n_{\text{rev}} = 2 \text{ rev/ciclo}$) en un motor de cuatro tiempos (o en el ciclo de Otto ideal incluidas las carreras de admisión y escape), la potencia producida por el motor está determinada por

$$\dot{W}_{\text{neto}} = \frac{W_{\text{neto}} \dot{n}}{n_{\text{rev}}} = \frac{(0.8037 \text{ kJ/ciclo})(4000 \text{ rev/min}) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right)}{2 \text{ rev/ciclo}} = 26.8 \text{ kW}$$

Análisis Si analizáramos la operación de un motor de dos tiempos en un ciclo de Otto ideal con los mismos valores, la potencia producida se calcularía como

$$\dot{W}_{\text{neto}} = \frac{W_{\text{neto}} \dot{n}}{n_{\text{rev}}} = \frac{(0.8037 \text{ kJ/ciclo})(4000 \text{ rev/min}) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right)}{1 \text{ rev/ciclo}} = 53.6 \text{ kW}$$

Observe que hay una revolución en un ciclo termodinámico en un motor de dos tiempos.

9-6 ■ CICLO DIÉSEL: EL CICLO IDEAL PARA LAS MÁQUINAS DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

El ciclo Diésel es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes ECOM. El motor ECOM, por primera vez propuesto por Rudolph Diésel en la década de 1890, es muy similar al motor ECH estudiado en la última sección; la diferencia principal está en el método de inicio de la combustión. En los motores de encendido por chispa (conocidos también como *motores de gasolina*), la mezcla de aire y combustible se comprime hasta una temperatura inferior a la temperatura de autoencendido del combustible y el proceso de combustión se inicia al encender una bujía. En los motores ECOM (también conocidos como *motores diésel*) el aire se comprime hasta una temperatura que es superior a la temperatura de autoencendido del combustible, y la combustión inicia al contacto, cuando el combustible se inyecta dentro de este aire caliente. Por lo tanto, en los motores diésel la bujía es sustituida por un inyector de combustible (Fig. 9-21).

En los motores de gasolina, una mezcla de aire y combustible se comprime durante la carrera de compresión, mientras que las relaciones de compresión están limitadas por el comienzo del autoencendido o el golpeteo del motor. En los diésel, solamente el aire se comprime durante la carrera de compresión, eliminando la posibilidad de autoencendido. Por lo tanto, los motores diésel pueden ser diseñados para operar a relaciones de compresión mucho más altas, generalmente entre 12 y 24. No tener el problema del autoencendido conlleva otro beneficio: muchos de los exigentes requerimientos impuestos a la gasolina pueden ser eliminados, de manera que los combustibles menos refinados (y por lo tanto menos costosos) pueden utilizarse en los motores diésel.

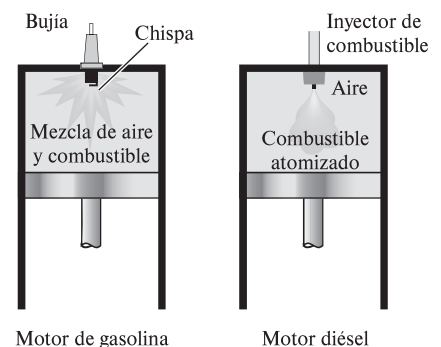
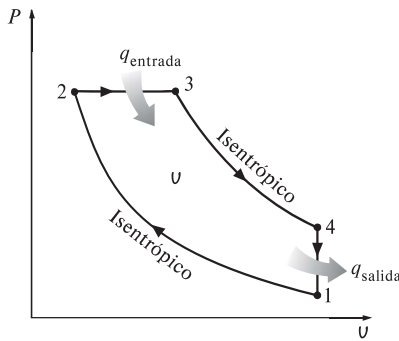
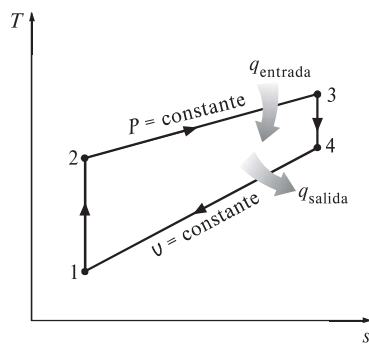


FIGURA 9-21

En los motores diésel la bujía se reemplaza por un inyector de combustible, y sólo se comprime el aire durante el proceso de compresión.



a) Diagrama P-U



b) Diagrama T-s

FIGURA 9-22

Diagramas T-s y P-U para el ciclo Diésel ideal.

El proceso de inyección de combustible en los motores diésel empieza cuando el émbolo se aproxima al PMS y continúa durante la primera parte de la carrera de potencia. Por lo tanto, en estos motores el proceso de combustión sucede durante un periodo más largo. Debido a esta mayor duración, el proceso de combustión en el ciclo Diésel ideal se obtiene como un proceso de adición de calor a presión constante. De hecho, éste es el único proceso donde los ciclos de Otto y Diésel difieren. Los tres procesos restantes son los mismos para ambos ciclos ideales. Es decir, el proceso 1-2 es una compresión isentrópica, el 2-3 adición de calor a presión constante, el 3-4 una expansión isentrópica y el 4-1 un rechazo de calor a volumen constante. La similitud entre los dos ciclos es también evidente en los diagramas P-U y T-s del ciclo Diésel, mostrados en la figura 9-22.

Si se observa que el ciclo Diésel se ejecuta en un dispositivo de émbolo y cilindro, que forma un sistema cerrado, la cantidad de calor añadida al fluido de trabajo a presión constante y rechazada por éste a volumen constante puede expresarse como

$$q_{\text{entrada}} - w_{b,\text{salida}} = u_3 - u_2 \rightarrow q_{\text{entrada}} = P_2(u_3 - u_2) + (u_3 - u_2) = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \tag{9-10a}$$

y

$$-q_{\text{salida}} = u_1 - u_4 \rightarrow q_{\text{salida}} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) \tag{9-10b}$$

Entonces, la eficiencia térmica de un ciclo Diésel ideal bajo las suposiciones de aire estándar frío se vuelve

$$\eta_{\text{tér,Diésel}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{kT_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Ahora se define una nueva cantidad, la **relación de corte de admisión** r_c , como la relación de los volúmenes del cilindro antes y después del proceso de combustión:

$$r_c = \frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2} \tag{9-11}$$

Al usar esta definición y las relaciones de gas ideal isentrópicas para los procesos 1-2 y 3-4, la relación de la eficiencia térmica se reduce a

$$\eta_{\text{tér,Diésel}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right] \tag{9-12}$$

donde r es la relación de compresión definida por la ecuación 9-9. Si se observa cuidadosamente la ecuación 9-12, se notará que bajo las suposiciones de aire estándar frío la eficiencia de un ciclo Diésel difiere de la de un ciclo de Otto por la cantidad que está entre paréntesis, la cual siempre es mayor que 1. Por lo tanto,

$$\eta_{\text{tér,Otto}} > \eta_{\text{tér,Diésel}} \tag{9-13}$$

cuando ambos ciclos operan a la misma relación de compresión. Asimismo, cuando la relación de corte de admisión disminuye, la eficiencia del ciclo diésel aumenta (Fig. 9-23). Para el caso límite de $r_c = 1$, la cantidad entre paréntesis se vuelve la unidad (¿puede usted demostrarlo?), y las eficiencias de los ciclos de Otto y Diésel se vuelven idénticas. Recuerde, sin embargo, que los motores diésel operan con relaciones de compresión mucho más altas, por lo que suelen ser más eficientes que los de encendido por chispa (gasolina). Los motores diésel también queman el combustible de manera más completa, ya que usualmente operan a menores revoluciones por minuto y la relación de masa de aire y combustible es mucho mayor que en los motores de encendido por chispa. Las eficiencias térmicas de los motores diésel varían

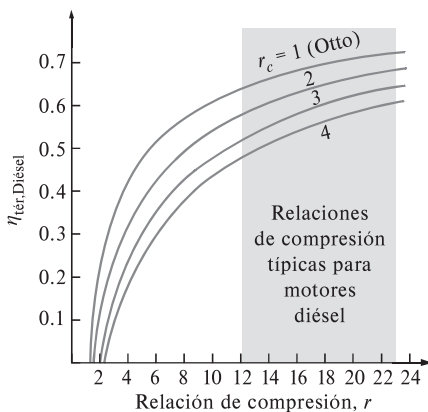


FIGURA 9-23

Eficiencia térmica del ciclo Diésel ideal como una función de las relaciones de compresión y de cierre de admisión ($k = 1.4$).

aproximadamente entre 35 y 40 por ciento. Algunos motores ECH, muy grandes, de baja velocidad tienen eficiencias térmicas de más de 50 por ciento.

La mayor eficiencia y el menor costo de combustible de los motores diésel los convierte en la opción más indicada para aplicaciones que requieren cantidades relativamente grandes de potencia, como los motores de locomotoras, las unidades de generación de electricidad de emergencia, grandes barcos y pesados camiones. Un ejemplo de qué tan grande puede ser un motor diésel es el de 12 cilindros construido en 1964 por la corporación italiana Fiat, el cual tenía una salida de potencia normal de 25 200 hp (18.8 MW) a 122 rpm, un diámetro del cilindro de 90 cm y una carrera de 91 cm.

En los motores de ignición por compresión de alta velocidad, se inyecta combustible en la cámara de combustión con una rapidez mucho mayor en comparación con los primeros motores diésel. El combustible inicia su ignición en una etapa avanzada del ciclo de compresión y, en consecuencia, parte de la combustión tiene lugar casi a volumen constante. La inyección de combustible continúa hasta que el pistón alcanza el centro muerto superior, y la combustión del combustible mantiene alta la presión hasta bien entrado el ciclo de expansión. Así, el proceso completo de combustión se puede modelar mejor como la combinación de procesos a volumen constante y a presión constante. El ciclo ideal basado en este concepto recibe el nombre de **ciclo dual** y su diagrama P - V se presenta en la figura 9-24. Las cantidades relativas de calor transferido durante cada proceso pueden ajustarse para asemejar al ciclo real con mayor exactitud. Observe que tanto el ciclo de Otto como es el Diésel pueden obtenerse como casos especiales del ciclo dual. El ciclo dual es un modelo más realista que el ciclo Diésel para representar motores modernos de alta velocidad encendidos por compresión.

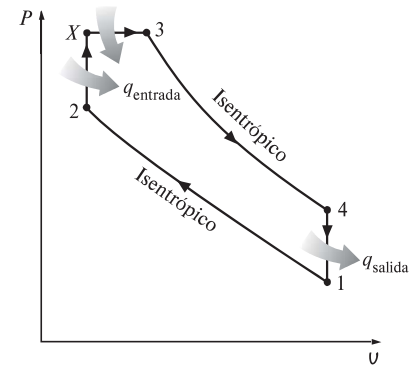


FIGURA 9-24
Diagrama P - V para el ciclo dual ideal.

EJEMPLO 9-4 El ciclo Diésel ideal

Un ciclo Diésel ideal con aire como fluido de trabajo tiene una relación de compresión de 18 y una relación de corte de admisión de 2. Al principio del proceso de compresión el fluido de trabajo está a 14.7 psia, 80 °F y 117 pulg³. Utilice las suposiciones de aire estándar frío y determine a) la temperatura y presión del aire al final de cada proceso, b) la salida de trabajo neto y la eficiencia térmica y c) la presión media efectiva.

SOLUCIÓN Se tiene un ciclo Diésel ideal. Se determinará la temperatura y la presión al final de cada proceso, la salida de trabajo neto y la eficiencia térmica, así como la presión media efectiva.

Suposiciones 1 Las suposiciones de aire estándar frío son aplicables, por lo tanto puede suponerse que el aire tiene calores específicos constantes a temperatura ambiente. 2 Los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes.

Propiedades La constante del aire es $R = 0.3704 \text{ psia} \cdot \text{pie}^3/\text{lbm} \cdot \text{R}$, mientras que sus otras propiedades a temperatura ambiente son $c_p = 0.240 \text{ Btu}/\text{lbm} \cdot \text{R}$, $c_v = 0.171 \text{ Btu}/\text{lbm} \cdot \text{R}$ y $k = 1.4$ (Tabla A-2Ea).

Análisis El diagrama P - V del ciclo Diésel ideal se muestra en la figura 9-25. Observe que el aire contenido en el cilindro forma un sistema cerrado.

a) Los valores de la temperatura y la presión al final de cada proceso pueden determinarse si se utilizan las relaciones isentrópicas de gas ideal para los procesos 1-2 y 3-4. Pero primero determine los volúmenes al final de cada proceso a partir de las definiciones de la relación de compresión y de la relación de corte de admisión:

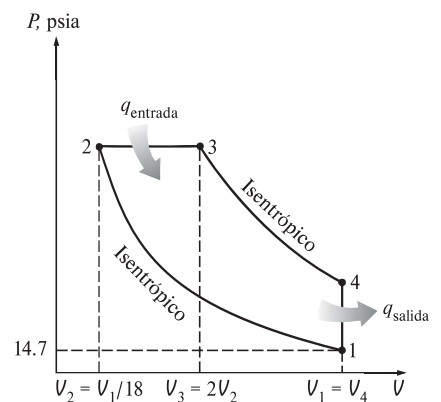


FIGURA 9-25
Diagrama P - V para el ciclo Diésel ideal analizado en el ejemplo 9-4.

$$V_2 = \frac{V_1}{r} = \frac{117 \text{ pulg}^3}{18} = 6.5 \text{ pulg}^3$$

$$V_3 = r_c V_2 = (2)(6.5 \text{ pulg}^3) = 13 \text{ pulg}^3$$

$$V_4 = V_1 = 117 \text{ pulg}^3$$

Proceso 1-2 (compresión isentrópica de un gas ideal, calores específicos constantes):

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = (540 \text{ R})(18)^{1.4-1} = 1716 \text{ R}$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = (14.7 \text{ psia})(18)^{1.4} = 841 \text{ psia}$$

Proceso 2-3 (adición de calor a un gas ideal a presión constante):

$$P_3 = P_2 = 841 \text{ psia}$$

$$\frac{P_2 V_2}{T_2} = \frac{P_3 V_3}{T_3} \rightarrow T_3 = T_2 \left(\frac{V_3}{V_2} \right) = (1716 \text{ R})(2) = 3432 \text{ R}$$

Proceso 3-4 (expansión isentrópica de un gas ideal, calores específicos constantes):

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = (3432 \text{ R}) \left(\frac{13 \text{ pulg}^3}{117 \text{ pulg}^3} \right)^{1.4-1} = 1425 \text{ R}$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^k = (841 \text{ psia}) \left(\frac{13 \text{ pulg}^3}{117 \text{ pulg}^3} \right)^{1.4} = 38.8 \text{ psia}$$

b) El trabajo neto para un ciclo es equivalente a la transferencia de calor neta. Pero primero es necesario calcular la masa del aire:

$$m = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{(14.7 \text{ psia})(117 \text{ pulg}^3)}{(0.3704 \text{ psia} \cdot \text{pie}^3/\text{lbm} \cdot \text{R})(540 \text{ R})} \left(\frac{1 \text{ pie}^3}{1728 \text{ pulg}^3} \right) = 0.00498 \text{ lbm}$$

El proceso 2-3 es de adición de calor a presión constante, para el cual el trabajo de frontera y Δu pueden combinarse para formar Δh . Por lo tanto,

$$\begin{aligned} Q_{\text{entrada}} &= m(h_3 - h_2) = mc_p(T_3 - T_2) \\ &= (0.00498 \text{ lbm})(0.240 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R})(3432 - 1716) \text{ R} \\ &= 2.051 \text{ Btu} \end{aligned}$$

El proceso 4-1 es de rechazo de calor a volumen constante (no incluye interacciones de trabajo) y la cantidad de calor rechazado es

$$\begin{aligned} Q_{\text{salida}} &= m(u_4 - u_1) = mc_v(T_4 - T_1) \\ &= (0.00498 \text{ lbm})(0.171 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R})(1425 - 540) \text{ R} \\ &= 0.754 \text{ Btu} \end{aligned}$$

Por lo tanto,

$$W_{\text{neto}} = Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}} = 2.051 - 0.754 = 1.297 \text{ Btu}$$

Entonces, la eficiencia térmica es

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_{\text{entrada}}} = \frac{1.297 \text{ Btu}}{2.051 \text{ Btu}} = 0.632 \text{ o } 63.2\%$$

La eficiencia térmica de este ciclo Diésel bajo las suposiciones de aire estándar frío podría determinarse también de la ecuación 9-12.

c) La presión media efectiva se determina a partir de su definición, de la ecuación 9-4:

$$\begin{aligned} \text{PME} &= \frac{W_{\text{neto}}}{V_{\text{máx}} - V_{\text{min}}} = \frac{W_{\text{neto}}}{V_1 - V_2} = \frac{1.297 \text{ Btu}}{(117 - 6.5) \text{ pulg}^3} \left(\frac{778.17 \text{ lbf} \cdot \text{pie}}{1 \text{ Btu}} \right) \left(\frac{12 \text{ pulg}}{1 \text{ pie}} \right) \\ &= 110 \text{ psia} \end{aligned}$$

Comentario Observe que una presión constante de 110 psia durante la carrera de potencia produciría la misma salida de trabajo neto que el ciclo Diésel completo.

9-7 ■ CICLOS STIRLING Y ERICSSON

Los ciclos ideales de Otto y Diésel ya analizados se componen por completo de procesos internamente reversibles, por lo que son ciclos internamente reversibles. Sin embargo, estos ciclos no son totalmente reversibles, dado que incluyen transferencia de calor debido a una diferencia finita de temperatura durante los procesos no isotérmicos de adición y rechazo de calor, los cuales son irreversibles. Por consiguiente, la eficiencia térmica de un motor de Otto o Diésel será menor que la de un motor de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura.

Considere una máquina térmica que opera entre una fuente de calor T_H y un sumidero a T_L . Para que el ciclo de la máquina térmica sea totalmente reversible, la diferencia de temperatura entre el fluido de trabajo y la fuente (o sumidero) nunca debe exceder una cantidad diferencial dT durante cualquier proceso de transferencia de calor. Es decir, los procesos de adición y de rechazo de calor durante el ciclo deben suceder de modo isotérmico, uno a cierta temperatura de T_H y el otro a una temperatura de T_L . Esto es precisamente lo que sucede en un ciclo de Carnot.

Existen otros dos ciclos que implican un proceso de adición de calor isotérmico a T_H y un proceso de rechazo de calor isotérmico a T_L : el *ciclo Stirling* y el *ciclo Ericsson*. Éstos difieren del ciclo de Carnot en que los dos procesos isentrópicos son sustituidos por dos de regeneración a volumen constante en el ciclo Stirling, y por dos de regeneración a presión constante en el ciclo Ericsson. Ambos ciclos utilizan **regeneración**, un proceso en el que se transfiere calor hacia un dispositivo de almacenamiento de energía térmica (llamado *regenerador*) durante una parte del ciclo y se transfiere de nuevo hacia el fluido de trabajo durante otra (Fig. 9-26).

En la figura 9-27b) se muestran los diagramas T - s y P - U del **ciclo Stirling**, el cual está integrado por cuatro procesos totalmente reversibles:

- 1-2 expansión a $T = \text{constante}$ (adición de calor de una fuente externa)
- 2-3 regeneración a $U = \text{constante}$ (transferencia de calor interna desde el fluido de trabajo hacia el regenerador)
- 3-4 compresión a $T = \text{constante}$ (rechazo de calor a un sumidero externo)
- 4-1 regeneración a $U = \text{constante}$ (nuevamente, transferencia de calor interna desde un regenerador hacia el fluido de trabajo)

La ejecución del ciclo Stirling requiere equipos de tecnología avanzada. Los motores Stirling reales, incluso el patentado originalmente por Robert Stirling, son muy pesados y complicados. Para evitar al lector complejidades, la ejecución del ciclo Stirling en un sistema cerrado se explica con la ayuda del motor hipotético mostrado en la figura 9-28.

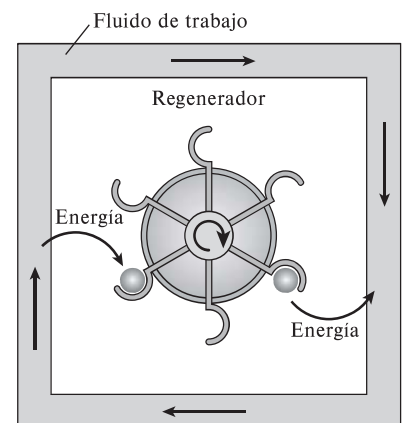


FIGURA 9-26

El regenerador es un dispositivo que pide prestada la energía al fluido de trabajo durante una parte del ciclo y que se la paga (sin intereses) durante otra parte.

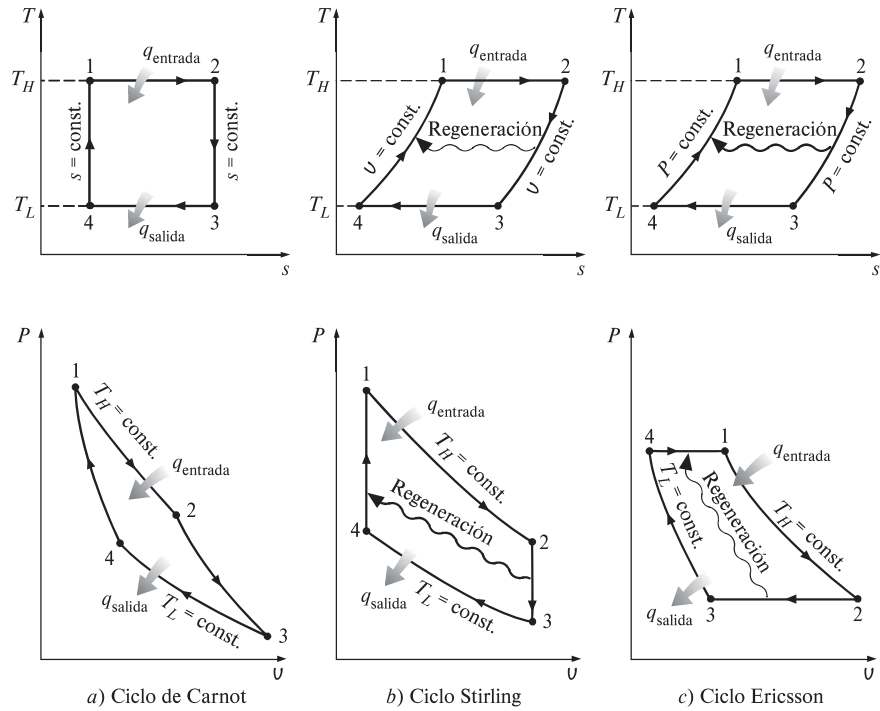


FIGURA 9-27

Diagramas T - s y P - U de los ciclos de Carnot, Stirling y Ericsson.

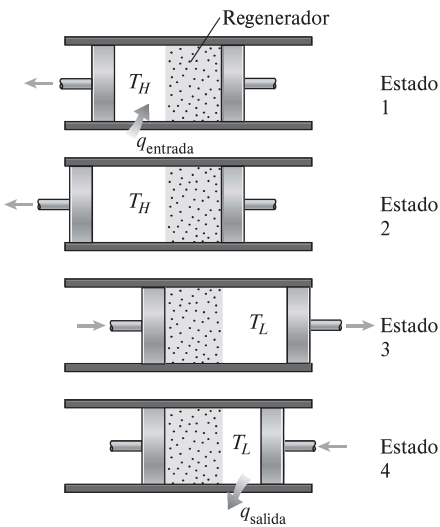


FIGURA 9-28

Ejecución del ciclo Stirling.

Este sistema se compone de un cilindro con dos émbolos a los lados y un regenerador en medio. El regenerador puede ser una malla de alambre o cerámica o cualquier tipo de tapón poroso con una alta masa térmica (masa por calor específico), que se emplea para el almacenamiento temporal de energía térmica. La masa del fluido de trabajo contenida dentro del regenerador en cualquier instante se considera insignificante.

Inicialmente, la cámara izquierda alberga todo el fluido de trabajo (un gas) que se encuentra a alta temperatura y presión. Durante el proceso 1-2 se añade calor al gas a T_H desde una fuente a T_H . Cuando el gas se expande isotérmicamente, el émbolo de la izquierda se mueve hacia fuera, efectúa trabajo y la presión del gas disminuye. Durante el proceso 2-3 los dos émbolos se mueven hacia la derecha a la misma velocidad (para mantener el volumen constante) hasta que todo el gas es introducido en la cámara derecha. Cuando el gas pasa por el regenerador se transfiere calor al regenerador y la temperatura del gas disminuye de T_H a T_L . Para que este proceso de transferencia de calor sea reversible, la diferencia de temperatura entre el gas y el regenerador no debe exceder una cantidad diferencial dT en cualquier punto. Así, la temperatura del regenerador será T_H en el extremo izquierdo del mismo y T_L en el derecho cuando se alcanza el estado 3. Durante el proceso 3-4 el émbolo de la derecha se mueve hacia dentro y comprime el gas, se transfiere calor del gas al sumidero a temperatura T_L , por lo que la temperatura del gas permanece constante en T_L mientras aumenta la presión. Por último, durante el proceso 4-1, ambos émbolos se mueven hacia la izquierda a la misma velocidad (para mantener el volumen constante) y empujan a todo el gas hacia la cámara izquierda. La temperatura del gas aumenta de T_L a T_H cuando pasa por el regenerador y toma la energía térmica almacenada ahí durante el proceso 2-3. Esto completa el ciclo.

Observe que el segundo proceso a volumen constante sucede a un volumen más pequeño que el primero y que la transferencia neta de calor hacia el regenerador durante un ciclo es cero. Es decir, la cantidad de energía almacenada en el

regenerador durante el proceso 2-3 es igual a la cantidad de calor tomada por el gas durante el proceso 4-1.

Los diagramas T - s y P - V del ciclo Ericsson se presentan en la figura 9-27c). El ciclo Ericsson es muy similar al Stirling, salvo en que los dos procesos a volumen constante se sustituyen por otros dos a presión constante.

En la figura 9-29 se muestra un sistema de flujo estacionario que opera en un ciclo Ericsson. Aquí los procesos de expansión y compresión isotérmicos se ejecutan en un compresor y en una turbina, respectivamente, y un intercambiador de calor de contraflujo sirve como regenerador. Los flujos de fluidos caliente y frío entran al intercambiador de calor desde extremos opuestos, entonces la transferencia de calor sucede entre los dos flujos. En el caso ideal, la diferencia de temperatura entre los dos fluidos no excede de una cantidad diferencial en cualquier punto, y el fluido frío sale del intercambiador de calor a la temperatura de entrada del fluido caliente.

Los ciclos Stirling y Ericsson son totalmente reversibles, como el de Carnot; por lo tanto, de acuerdo con el principio de Carnot, los tres ciclos tendrán la misma eficiencia térmica cuando operen entre los mismos límites de temperatura:

$$\eta_{\text{tér,Stirling}} = \eta_{\text{tér,Ericsson}} = \eta_{\text{tér,Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (9-14)$$

Para el ciclo de Carnot, esto se demuestra en el ejemplo 9-1 y puede demostrarse de manera similar tanto para el ciclo Stirling como para el Ericsson.

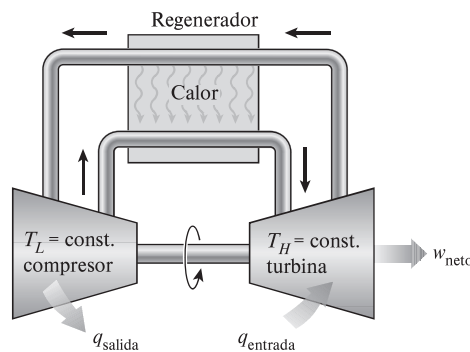


FIGURA 9-29

Máquina Ericsson de flujo estacionario.

EJEMPLO 9-5 Eficiencia térmica del ciclo Ericsson

Con un gas ideal como fluido de trabajo demuestre que la eficiencia térmica de un ciclo Ericsson es idéntica a la eficiencia de un ciclo de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura.

SOLUCIÓN Se debe demostrar que las eficiencias térmicas de los ciclos de Carnot y Ericsson son idénticas.

Análisis Durante el proceso 1-2, el calor es transferido hacia el fluido de trabajo isotérmicamente desde una fuente externa a temperatura T_H , y durante el proceso 3-4 es rechazado también isotérmicamente a un sumidero externo a temperatura T_L . Para un proceso isotérmico reversible, la transferencia de calor se relaciona con el cambio de entropía por

$$q = T \Delta s$$

El cambio de entropía de un gas ideal durante un proceso isotérmico es

$$\Delta s = c_p \ln \frac{T_e}{T_i} - R \ln \frac{P_e}{P_i} = -R \ln \frac{P_e}{P_i}$$

La entrada y la salida de calor pueden expresarse como

$$q_{\text{entrada}} = T_H(s_2 - s_1) = T_H \left(-R \ln \frac{P_2}{P_1} \right) = RT_H \ln \frac{P_1}{P_2}$$

y

$$q_{\text{salida}} = T_L(s_4 - s_3) = -T_L \left(-R \ln \frac{P_4}{P_3} \right) = RT_L \ln \frac{P_4}{P_3}$$

Entonces, la eficiencia térmica del ciclo Ericsson es

$$\eta_{\text{tér, Ericsson}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{RT_L \ln(P_4/P_3)}{RT_H \ln(P_1/P_2)} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

puesto que $P_1 = P_4$ y $P_3 = P_2$. Observe que este resultado es independiente de si el ciclo se ejecuta en un sistema cerrado o de flujo estacionario.

Los ciclos Stirling y Ericsson son difíciles de llevar a cabo en la práctica porque incluyen transferencia de calor debida a una diferencia de temperatura diferencial en todos los componentes, incluyendo el regenerador. Esto requeriría proporcionar áreas superficiales demasiado grandes para la transferencia de calor o permitir un tiempo infinitamente largo para el proceso. Ninguno de los dos aspectos es práctico. En realidad, todos los procesos de transferencia de calor suceden debido a una diferencia finita de temperatura, el regenerador no tendrá una eficiencia de 100 por ciento y las pérdidas de presión en el regenerador serán considerables. Debido a estas limitaciones los ciclos Stirling y Ericsson han sido durante mucho tiempo sólo de interés teórico. Sin embargo, hay un renovado interés en motores que operan en estos ciclos debido a su potencial en eficiencias más elevadas y mejor control de emisiones contaminantes. La Ford Motor Company, la General Motors Corporation y los Phillips Research Laboratories de los Países Bajos han desarrollado con éxito motores Stirling convenientes para camiones, autobuses e incluso automóviles. Es necesaria más investigación y desarrollo antes de que estos motores puedan competir con los de gasolina o diésel.

Tanto el motor Stirling como el Ericsson son motores de *combustión externa*. Es decir, el combustible en estos motores se quema fuera del cilindro, al contrario de los motores de gasolina o diésel, en los que el combustible se quema dentro del cilindro.

La combustión externa ofrece varias ventajas. Primero, puede usar una variedad amplia de combustibles como fuente de energía térmica. Segundo, hay más tiempo para la combustión, por lo tanto el proceso de combustión es más completo, lo que se traduce en menor contaminación del aire y en mayor extracción de energía del combustible. Tercero, estos motores operan en ciclos cerrados, por lo que un fluido de trabajo que tiene características más deseables (estable, químicamente inerte, de alta conductividad térmica) puede utilizarse como fluido de trabajo. El hidrógeno y el helio son dos gases que se emplean comúnmente en estos motores.

A pesar de las limitaciones físicas y los aspectos imprácticos asociados con ellos, tanto el ciclo Stirling como el Ericsson envían un fuerte mensaje a los ingenieros implicados en el diseño: *la regeneración incrementa la eficiencia*. No es una coincidencia que las modernas turbinas de gas y las centrales termoelectricas de vapor hagan un uso extensivo de la regeneración. De hecho, el ciclo Brayton con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración, el cual se utiliza en grandes centrales termoelectricas de turbinas de gas y que se analiza posteriormente en este capítulo, se asemeja mucho al ciclo Ericsson.

9-8 ■ CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

El ciclo Brayton fue propuesto por George Brayton por vez primera para usarlo en el motor reciprocante que quemaba aceite, desarrollado por él alrededor de 1870. Actualmente se utiliza en turbinas de gas donde los procesos tanto de compresión como de expansión suceden en maquinaria rotatoria. Las turbinas de gas generalmente operan en un *ciclo abierto*, como se observa en la figura 9-30. Se introduce aire fresco en condiciones ambiente dentro del compresor, donde su temperatura y presión se elevan. El aire de alta presión sigue hacia la cámara de combustión, donde el combustible se quema a presión constante. Los gases de alta temperatura que resultan entran a la turbina, donde se expanden hasta la presión atmosférica, produciendo potencia. Los gases de escape que salen de la turbina y se expulsan hacia fuera (no se reciclan), causando que el ciclo se clasifique como un ciclo abierto.

El ciclo de turbina de gas abierto descrito anteriormente puede modelarse como un *ciclo cerrado*, como se indica en la figura 9-31, empleando las suposiciones de aire estándar. En este caso los procesos de compresión y expansión permanecen iguales, pero el proceso de combustión se sustituye por uno de adición de calor a presión constante desde una fuente externa, mientras que el proceso de escape se reemplaza por otro de rechazo de calor a presión constante hacia el aire ambiente. El ciclo ideal que el fluido de trabajo experimenta en este ciclo cerrado es el **ciclo Brayton**, el cual está integrado por cuatro procesos internamente reversibles:

- 1-2 Compresión isentrópica (en un compresor)
- 2-3 Adición de calor a presión constante
- 3-4 Expansión isentrópica (en una turbina)
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante

Los diagramas T - s y P - v de un ciclo Brayton ideal se muestran en la figura 9-32. Observe que los cuatro procesos del ciclo Brayton se ejecutan en dispositivos de flujo estacionario, por lo tanto deben analizarse como procesos de flujo estacionario. Cuando los cambios en las energías cinética y potencial se ignoran, el balance de energía para un proceso de flujo estacionario puede expresarse, por unidad de masa, como

$$(q_{\text{entrada}} = q_{\text{salida}}) + (w_{\text{entrada}} - w_{\text{salida}}) = h_{\text{salida}} - h_{\text{entrada}} \quad (9-15)$$

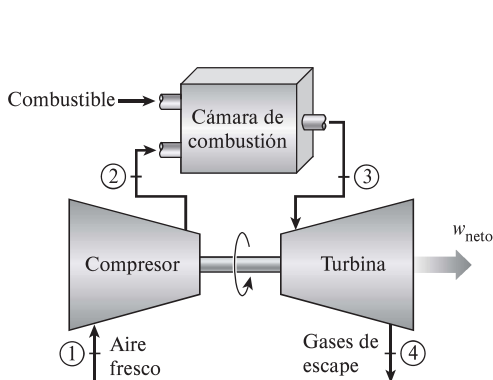


FIGURA 9-30
Un motor de turbina de gas de ciclo abierto.

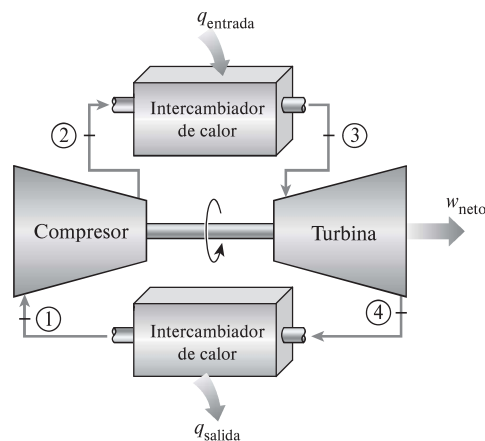


FIGURA 9-31
Un motor de turbina de gas de ciclo cerrado.

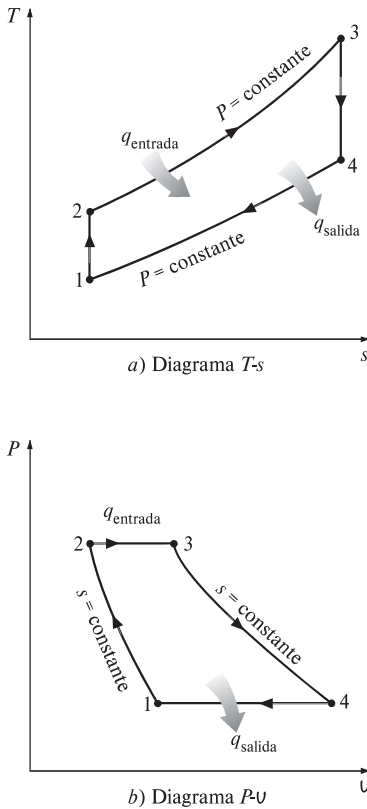


FIGURA 9-32

Diagramas T - s y P - v para un ciclo Brayton ideal.

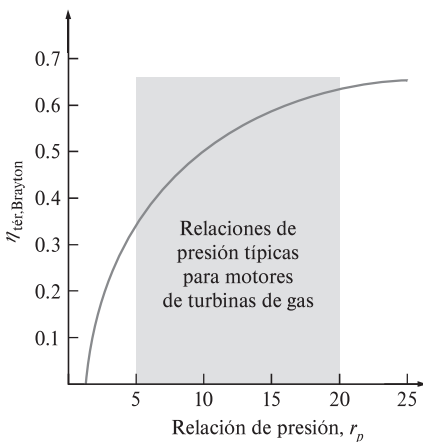


FIGURA 9-33

Eficiencia térmica de un ciclo Brayton ideal como una función de la relación de presión.

Por lo tanto, la transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo es

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2) \quad (9-16a)$$

y

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 = c_p (T_4 - T_1) \quad (9-16b)$$

Entonces, la eficiencia térmica del ciclo Brayton ideal bajo las suposiciones de aire estándar frío se convierte en

$$\eta_{\text{tér,Brayton}} = \frac{W_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 (T_4/T_1 - 1)}{T_2 (T_3/T_2 - 1)}$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos, por lo que $P_2 = P_3$ y $P_4 = P_1$. Por lo tanto,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4}$$

Al sustituir estas ecuaciones en la relación de eficiencia térmica y al simplificar, se obtiene

$$\eta_{\text{tér,Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad (9-17)$$

donde

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \quad (9-18)$$

es la **relación de presión** y k la relación de calores específicos. En la ecuación 9-17 se muestra que bajo las suposiciones de aire estándar frío la eficiencia térmica de un ciclo Brayton ideal depende de la relación de presión de la turbina de gas y de la relación de calores específicos del fluido de trabajo. La eficiencia térmica aumenta con ambos parámetros, que también es el caso para las turbinas de gases reales. Una gráfica de la eficiencia térmica contra la relación de presión se presenta en la figura 9-33 para $k = 1.4$, el cual es el valor de la relación de calores específicos del aire a temperatura ambiente.

La temperatura más alta en el ciclo ocurre al final del proceso de combustión (estado 3) y está limitada por la temperatura máxima que los álabes de la turbina pueden resistir. Esto también limita las relaciones de presión que pueden utilizarse en el ciclo. Para una temperatura de entrada fija de la turbina T_3 , la salida de trabajo neto por ciclo aumenta con la relación de presiones, alcanza un máximo y después empieza a disminuir, como se observa en la figura 9-34. Por lo tanto, debe haber un compromiso entre la relación de presión (por consiguiente la eficiencia térmica) y la salida de trabajo neto. Con una menor salida de trabajo por ciclo se necesita una tasa de flujo másico más grande (y de este modo un sistema mayor) para mantener la misma salida de potencia, lo cual no puede ser económico. En muchos diseños comunes la relación de presión de turbinas de gas varía de 11 a 16.

En turbinas de gas el aire realiza dos importantes funciones: suministra el oxidante necesario para la combustión del combustible y sirve como un refrigerante para mantener la temperatura de diversos componentes dentro de límites seguros. La segunda función se realiza al extraer más aire del necesario para la combustión completa del combustible. En turbinas de gas una relación de masa de aire y combustible de 50 o mayor es muy común. Por lo tanto, en un análisis del ciclo, considerar como aire a los gases de combustión no causará un error significativo. Además, el flujo másico por la turbina será más grande que a través del compresor, pues la diferencia es igual al flujo másico del combustible. Así,

suponer una tasa de flujo másico constante en el ciclo produce resultados conservadores en motores de turbinas de gas de ciclo abierto.

Las dos principales áreas de aplicación de las turbinas de gas son la *propulsión de aviones* y la *generación de energía eléctrica*. Cuando se emplean en propulsión de aviones, la turbina de gas produce la potencia suficiente para accionar tanto al compresor como a un pequeño generador que a su vez acciona al equipo auxiliar. Los gases de escape de alta velocidad son los responsables de producir el empuje necesario para impulsar la aeronave. Las turbinas de gas también se utilizan como centrales eléctricas estacionarias que producen energía eléctrica como unidades independientes o en conjunto con las centrales eléctricas de vapor en el lado de alta temperatura. En estas centrales los gases de escape de las turbinas de gas sirven como fuente de calor para el vapor. El ciclo de turbina de gas también puede ejecutarse como un ciclo cerrado para su utilización en centrales nucleares, en las que el fluido de trabajo no se limita al aire y puede emplearse un gas con características más convenientes (como el helio).

La mayor parte de las flotas navales del mundo occidental ya utilizan motores de turbinas de gas para propulsión y para la generación de energía eléctrica. Las turbinas de gas General Electric LM2500 utilizadas para impulsar barcos tienen una eficiencia térmica de ciclo simple de 37 por ciento. Las turbinas de gas General Electric WR-21 equipadas con interenfriamiento y regeneración tienen una eficiencia térmica de 43 por ciento y producen 21.6 MW (29 040 hp). La regeneración también reduce la temperatura de escape de 600 °C (1 100 °F) a 350 °C (650 °F). El aire se comprime a 3 atm antes de entrar al interenfriador. Comparadas con la turbina de vapor y los sistemas de propulsión diésel, la turbina de gas ofrece mayor potencia para determinado tamaño y peso, alta confiabilidad, larga vida y operación más conveniente. El tiempo de arranque de la máquina se ha reducido de 4 horas requeridas para un sistema de propulsión típico con base en vapor de agua, a menos de 2 minutos para una turbina de gas. Muchos sistemas de propulsión marina modernos utilizan turbinas de gas junto con motores diésel debido al alto consumo de combustible de los motores de turbinas de gas de ciclo simple. En sistemas combinados de diésel y turbinas de gas, el diésel se utiliza para proporcionar de manera eficiente baja potencia y operación de crucero, mientras que la turbina de gas se emplea cuando se necesitan altas velocidades.

En las centrales eléctricas de turbina de gas, la relación entre el trabajo del compresor y el trabajo de la turbina, denominada **relación del trabajo de retroceso**, es muy alta (Fig. 9-35). Usualmente más de la mitad de la salida de trabajo de la turbina se utiliza para activar el compresor. La situación es aún peor cuando las eficiencias isentrópicas del compresor y de la turbina son bajas. Esto contrasta considerablemente con las centrales eléctricas de vapor, donde la relación de trabajo de retroceso es solamente un pequeño porcentaje. Sin embargo, esto no sorprende dado que un líquido se comprime en las centrales de energía de vapor en lugar de un gas, y el trabajo de flujo estacionario reversible es proporcional al volumen específico del fluido de trabajo.

Una central eléctrica con una alta relación del trabajo de retroceso requiere una turbina más grande para suministrar los requerimientos de energía adicionales del compresor. En consecuencia, las turbinas utilizadas en las centrales de turbina de gas son más grandes que las que se utilizan en las de vapor para la misma salida de potencia neta.

Desarrollo de las turbinas de gas

La turbina de gas ha experimentado un progreso y un crecimiento fenomenal desde su primer desarrollo exitoso en la década de 1930. Las primeras turbinas de gas

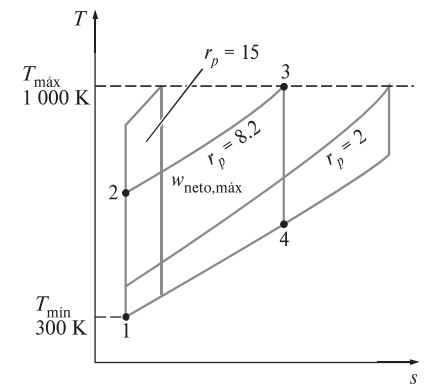


FIGURA 9-34

Para valores fijos de T_{\min} y T_{\max} , el trabajo neto del ciclo Brayton aumenta primero con la relación de presión, después alcanza un máximo a $r_p = (T_{\max}/T_{\min})^{k/(2(k-1))}$ y finalmente disminuye.

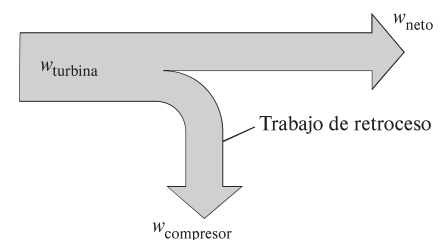


FIGURA 9-35

La fracción de trabajo de la turbina que se emplea para accionar el compresor se denomina relación del trabajo de retroceso.

construidas en la década de 1940 e incluso en la de 1950 tenían eficiencias de ciclo simple de alrededor de 17 por ciento debido a las bajas eficiencias del compresor y de la turbina, así como a las bajas temperaturas de entrada de la turbina dadas las limitaciones de la metalurgia de aquellos tiempos. Por lo tanto, las turbinas de gas tuvieron un uso limitado a pesar de su versatilidad y su capacidad de quemar gran variedad de combustibles. Los esfuerzos para mejorar la eficiencia del ciclo se concentraron en tres áreas:

- 1. Incrementar las temperaturas de entrada de la turbina (o de quemado)** Éste ha sido el principal enfoque tomado para mejorar la eficiencia de la turbina de gas. Las temperaturas de entrada de éstas han aumentado en forma constante desde aproximadamente 540 °C (1 000 °F) en la década de 1940, hasta 1 425 °C (2 600 °F) e incluso mayor actualmente. Estos incrementos fueron posibles gracias al desarrollo de nuevos materiales y por las innovadoras técnicas de enfriamiento para componentes críticos, como la de revestir los álabes de la turbina con capas cerámicas y enfriarlos con aire de descarga del compresor. Mantener altas temperaturas de entrada a la turbina con la técnica de enfriamiento por aire requiere que la temperatura de combustión sea mayor para compensar el efecto de enfriamiento del aire. Sin embargo, las mayores temperaturas de combustión aumentan la cantidad de óxidos de nitrógeno (NO_x), los cuales son responsables de la formación de ozono al nivel del suelo y del smog. Utilizar vapor de agua como refrigerante permitió un aumento de las temperaturas de entrada a la turbina de 200 °F sin un incremento en la temperatura de combustión. El vapor de agua es también un medio de transferencia de calor mucho más eficiente que el aire.
- 2. Incremento de las eficiencias de los componentes de turbomaquinaria** El desempeño de las primeras turbinas sufría grandemente de las ineficiencias de turbinas y compresores. Sin embargo, el advenimiento de las computadoras y de técnicas avanzadas de diseño asistido por computadora hizo posible diseñar estos componentes aerodinámicamente cuyas pérdidas son mínimas. Las eficiencias incrementadas de las turbinas y compresores resultaron en un aumento significativo en la eficiencia del ciclo.
- 3. Adición de modificaciones al ciclo básico** Las eficiencias de ciclo simple de las primeras turbinas de gas fueron prácticamente duplicadas al incorporar interenfriamiento, regeneración (o recuperación) y recalentamiento, los cuales se analizan en las siguientes dos secciones. Desde luego, estas mejoras se realizaron a expensas de mayores costos tanto inicial como de operación y no pueden justificarse a menos que la disminución en los costos de combustible contrarreste el incremento en otras áreas. Los costos relativamente bajos de los combustibles, el deseo general de la industria para minimizar los costos de instalación y el tremendo aumento en la eficiencia del ciclo simple a cerca de 40 por ciento, dejó pocos deseos de optar por estas modificaciones.

La primera turbina de gas para una central generadora de energía eléctrica fue instalada en 1949 en Oklahoma como parte de una central eléctrica de ciclo combinado. Fue construida por la General Electric, producía 3.5 MW de potencia y sus turbinas de gas instaladas hasta mediados de 1970 sufrían de baja eficiencia y escasa confiabilidad. En el pasado la generación de potencia eléctrica para carga base estaba dominada por grandes centrales generadoras que funcionaban con carbón y energía nuclear. Sin embargo, ha habido un cambio histórico hacia las turbinas de gas impulsadas por gas natural debido a sus mayores eficiencias, menores costos de capital, tiempos más cortos de instalación y mejores característi-

cas respecto a las emisiones contaminantes, además de la abundancia de suministro de gas natural. Cada vez más y más empresas productoras de energía eléctrica están empleando turbinas de gas para producción de potencia para carga base así como para carga pico. Los costos de construcción de centrales generadoras de turbina de gas son aproximadamente de la mitad en comparación con los de una central generadora de vapor que funciona con combustibles fósiles, las cuales fueron las principales centrales eléctricas para carga base hasta principios de la década de 1980. Se prevé que más de la mitad de todas las centrales que se instalarán en el futuro sean de turbina de gas o combinarán las turbinas de gas y de vapor.

Una turbina de gas fabricada por General Electric en los comienzos de la década de 1990 tenía una relación de presión de 13.5 y generaba 135.7 MW de potencia neta con una eficiencia térmica de 33 por ciento bajo una operación de ciclo simple. Una turbina de gas más reciente fabricada por General Electric utiliza una temperatura de entrada a la turbina de 1 425 °C (2 600 °F) y produce hasta 282 MW mientras logra una eficiencia térmica de 39.5 por ciento en el modo de ciclo simple. Una turbina de gas de pequeña escala de 1.3 toneladas, denominada OP-16, construida por la firma holandesa Opra Optimal Radial Turbine, puede trabajar con gas o combustible líquido y reemplazar un motor diésel de 16 toneladas. Tiene una relación de compresión de 6.5 y produce hasta 2 MW de potencia, mientras que su eficiencia es de 26 por ciento en operación de ciclo simple, y sube hasta 37 por ciento cuando se equipa con un regenerador. Las centrales eléctricas de turbina de gas de ciclo simple más recientes tienen una eficiencia térmica de hasta 44 por ciento con una sola unidad y producen más de 500 MW de potencia neta.

EJEMPLO 9-6 El ciclo Brayton ideal simple

Una central eléctrica de turbina de gas que opera en un ciclo Brayton ideal tiene una relación de presión de 8. La temperatura del gas es de 300 K en la entrada del compresor y de 1300 K en la entrada de la turbina. Utilice las suposiciones de aire estándar y determine a) la temperatura del gas a la salida del compresor y de la turbina, b) la relación del trabajo de retroceso y c) la eficiencia térmica.

SOLUCIÓN Se tiene una planta de energía que opera en un ciclo Brayton ideal. Se determinarán la temperatura del gas a la salida del compresor y de la turbina, la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica.

Suposiciones 1 Existen condiciones estacionarias de operación. 2 Son aplicables las suposiciones de aire estándar. 3 Los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes. 4 Se considerará la variación de los calores específicos con la temperatura.

Análisis El diagrama *T-s* del ciclo Brayton ideal descrito se muestra en la figura 9-36, en la que se observa que los componentes involucrados en el ciclo Brayton son dispositivos de flujo estacionario.

a) Las temperaturas del aire en la salida del compresor y la turbina se determinan de las relaciones isentrópicas:

Proceso 1-2 (compresión isentrópica de un gas ideal):

$$T_1 = 300 \text{ K} \rightarrow h_1 = 300.19 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r1} = 1.386$$

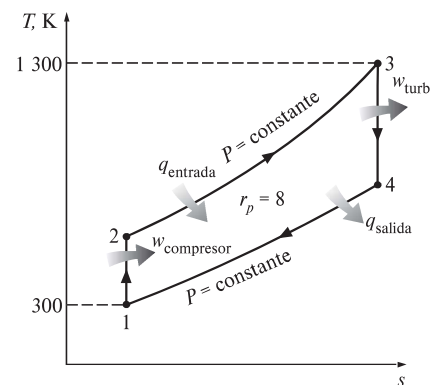


FIGURA 9-36

Diagrama *T-s* para el ciclo Brayton estudiado en el ejemplo 9-6.

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = (8)(1.386) = 11.09 \rightarrow T_2 = 540 \text{ K} \quad (\text{a la salida del compresor})$$

$$h_2 = 544.35 \text{ kJ/kg}$$

Proceso 3-4 (expansión isentrópica de un gas ideal):

$$T_3 = 1300 \text{ K} \rightarrow h_3 = 1395.97 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r3} = 330.9$$

$$P_{r4} = \frac{P_4}{P_3} P_{r3} = \left(\frac{1}{8}\right) (330.9) = 41.36 \rightarrow T_4 = 770 \text{ K} \quad (\text{a la salida de la turbina})$$

$$h_4 = 789.37 \text{ kJ/kg}$$

b) Para encontrar la relación del trabajo de retroceso, se necesita encontrar la entrada de trabajo al compresor y la salida de trabajo de la turbina:

$$w_{\text{comp,entrada}} = h_2 - h_1 = 544.35 - 300.19 = 244.16 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{turb,salida}} = h_3 - h_4 = 1395.97 - 789.37 = 606.60 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$r_{\text{bw}} = \frac{w_{\text{comp,entrada}}}{w_{\text{turb,salida}}} = \frac{244.16 \text{ kJ/kg}}{606.60 \text{ kJ/kg}} = 0.403$$

Es decir, 40.3 por ciento de la salida del trabajo de la turbina se emplea únicamente para activar el compresor.

c) La eficiencia térmica del ciclo es la relación entre la salida de potencia neta y la entrada de calor total:

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = 1395.97 - 544.35 = 851.62 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{neto}} = w_{\text{salida}} - w_{\text{entrada}} = 606.60 - 244.16 = 362.4 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{362.4 \text{ kJ/kg}}{851.62 \text{ kJ/kg}} = 0.426 \text{ o } 42.6\%$$

La eficiencia térmica también podría determinarse de

$$\eta_{\text{tér}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}}$$

donde

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 = 789.37 - 300.19 = 489.2 \text{ kJ/kg}$$

Comentario Bajo las suposiciones de aire estándar frío (calores específicos constantes, valores a temperatura ambiente), la eficiencia térmica sería, de acuerdo con la ecuación 9-17,

$$\eta_{\text{tér,Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} = 1 - \frac{1}{8^{(1.4-1)/1.4}} = 0.448 \text{ o } 44.8\%$$

lo cual es suficientemente cercano al valor obtenido al tomar en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura.

Desviación de los ciclos reales de turbina de gas en comparación con los idealizados

Los ciclos reales de turbina de gas difieren del ciclo Brayton ideal por varias razones. Por un lado, es inevitable alguna disminución de presión durante los pro-

cesos de adición y rechazo de calor. Más importante aún es que la entrada de trabajo real al compresor será mayor y la salida de trabajo real de la turbina será menor debido a irreversibilidades. La desviación del comportamiento real del compresor y la turbina del comportamiento isentrópico idealizado puede tomarse en cuenta con precisión si se utilizan las eficiencias isentrópicas de la turbina y el compresor, definidas como

$$\eta_C = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (9-19)$$

y

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} \cong \frac{h_3 - h_{4s}}{h_3 - h_{4a}} \quad (9-20)$$

donde los estados $2a$ y $4a$ son los estados de salida reales del compresor y la turbina, respectivamente, y $2s$ y $4s$ son los correspondientes al caso isentrópico, como se ilustra en la figura 9-37. El efecto de las eficiencias de la turbina y el compresor en la eficiencia térmica de los motores de turbina de gas se ilustra a continuación en el ejemplo 9-7.

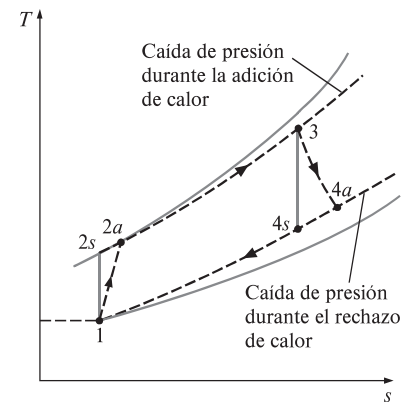


FIGURA 9-37

Desviación de un ciclo de turbina de gas real del ciclo Brayton ideal como resultado de irreversibilidades.

EJEMPLO 9-7 Un ciclo real de turbina de gas

Suponga una eficiencia del compresor de 80 por ciento y una eficiencia de la turbina de 85 por ciento. Determine *a*) la relación del trabajo de retroceso, *b*) la eficiencia térmica y *c*) la temperatura de salida de la turbina del ciclo de la turbina de gas analizado en el ejemplo 9-6.

SOLUCIÓN Se reconsidera el ciclo Brayton ideal analizado en el ejemplo 9-6. Para las eficiencias especificadas del compresor y la turbina se determinarán la relación del trabajo de retroceso, la eficiencia térmica y la temperatura de salida de la turbina.

Análisis *a*) El diagrama T - s del ciclo se muestra en la figura 9-38. El trabajo real tanto del compresor como de la turbina se determinan utilizando las definiciones de las eficiencias del compresor y la turbina, de las ecuaciones 9-19 y 9-20:

Compresor:

$$w_{\text{comp,entrada}} = \frac{w_s}{\eta_C} = \frac{244.16 \text{ kJ/kg}}{0.80} = 305.20 \text{ kJ/kg}$$

Turbina:

$$w_{\text{turb,salida}} = \eta_T w_s = (0.85)(606.60 \text{ kJ/kg}) = 515.61 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$r_{\text{bw}} = \frac{w_{\text{comp,entrada}}}{w_{\text{turb,salida}}} = \frac{305.20 \text{ kJ/kg}}{515.61 \text{ kJ/kg}} = 0.592$$

Es decir, en este caso el compresor consume 59.2 por ciento del trabajo producido por la turbina (arriba de 40.3 por ciento). Este aumento se debe a las irreversibilidades que ocurren dentro del compresor y la turbina.

b) En este caso, el aire sale del compresor a una temperatura y entalpía más altas, las cuales son determinadas a partir de

$$\begin{aligned} w_{\text{comp,entrada}} &= h_{2a} - h_1 \rightarrow h_{2a} = h_1 + w_{\text{comp,entrada}} \\ &= 300.19 + 305.20 \\ &= 605.39 \text{ kJ/kg} \quad (\text{y } T_{2a} = 598 \text{ K}) \end{aligned}$$

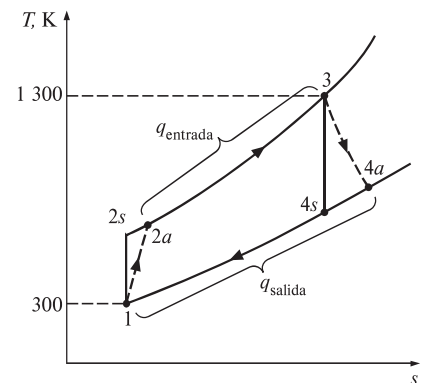


FIGURA 9-38

Diagrama T - s del ciclo de turbina de gas estudiado en el ejemplo 9-6.

Por lo tanto,

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_{2a} = 1395.97 - 605.39 = 790.58 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{neto}} = w_{\text{salida}} - w_{\text{entrada}} = 515.61 - 305.20 = 210.41 \text{ kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{210.41 \text{ kJ/kg}}{790.58 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.266 \text{ o } 26.6\%}$$

Esto es, las irreversibilidades que ocurren dentro de la turbina y el compresor hacen que la eficiencia térmica de la central descienda de 42.6 a 26.6 por ciento. En este ejemplo se muestra qué tan sensible es el desempeño de una central eléctrica de turbina de gas respecto a las eficiencias del compresor y la turbina. De hecho, las eficiencias térmicas de las turbinas de gas no alcanzaron valores competitivos hasta que se hicieron mejoras significativas en su diseño y en el de los compresores.

c) La temperatura del aire en la salida de la turbina se determina a partir de un balance de energía en la turbina:

$$\begin{aligned} w_{\text{turb,salida}} &= h_3 - h_{4a} \rightarrow h_{4a} = h_3 - w_{\text{turb,salida}} \\ &= 1395.97 - 515.61 \\ &= 880.36 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Entonces, de la tabla A-17,

$$T_{4a} = 853 \text{ K}$$

Comentario La temperatura a la salida de la turbina es considerablemente mayor a la de la salida del compresor ($T_{2a} = 598 \text{ K}$), lo que sugiere el uso de regeneración para reducir costos de combustible.

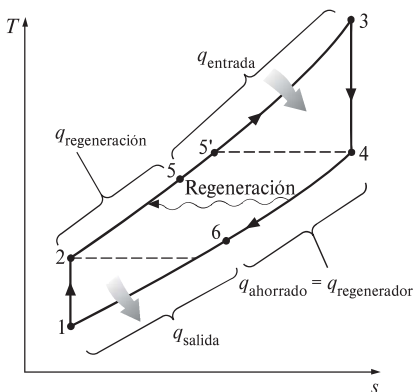


FIGURA 9-40

Diagrama T - s de un ciclo Brayton con regeneración.

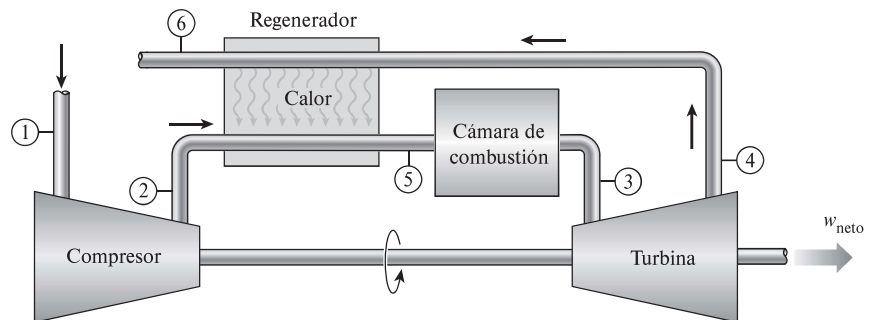


FIGURA 9-39

Una máquina de turbina de gas con regenerador.

9-9 ■ CICLO BRAYTON CON REGENERACIÓN

En las máquinas de turbinas de gas la temperatura de los gases de escape que salen de la turbina suele ser considerablemente mayor que la del aire que sale del compresor. Por lo tanto, el aire de alta presión que sale del compresor puede calentarse transfiriéndole calor desde los gases de escape calientes mediante un intercambiador de calor a contraflujo, el cual se conoce también como *regenerador* o *recuperador*. Un esquema de la máquina de turbina de gas que usa un regenerador, así como el diagrama T - s del nuevo ciclo se muestran en las figuras 9-39 y 9-40, respectivamente.

La eficiencia térmica del ciclo Brayton aumenta como resultado de la regeneración, ya que la porción de energía de los gases de escape que normalmente se libera hacia los alrededores ahora se usa para precalentar el aire que entra a la cámara de combustión. Esto a su vez disminuye los requerimientos de entrada de calor (y por ende de combustible) para la misma salida de trabajo neto. Observe, sin embargo, que el uso de un regenerador sólo se recomienda cuando la temperatura de escape de la turbina es más alta que la temperatura de salida del compresor. De otro modo, el calor fluiría en la dirección inversa (*hacia* los gases de escape) y la eficiencia se reducirá. Esta situación se encuentra en las máquinas de turbina de gas que operan con relaciones de presión muy altas.

La temperatura más alta que ocurre dentro del regenerador es T_4 , que es la temperatura de los gases de escape que salen de la turbina y entran al regenerador. Bajo ninguna condición el aire puede precalentarse en el regenerador hasta una temperatura superior a este valor. El aire normalmente sale del regenerador a una temperatura menor, T_5 . En el caso límite (ideal), el aire sale del regenerador a la temperatura de entrada de los gases de escape T_4 . Suponga que el regenerador está bien aislado y que cualquier cambio en las energías cinética y potencial es insignificante, las transferencias de calor reales y máximas de los gases de escape hacia el aire pueden expresarse como

$$q_{\text{regen,real}} = h_5 - h_2 \quad (9-21)$$

y

$$q_{\text{regen,máx}} = h_{5'} - h_2 = h_4 - h_2 \quad (9-22)$$

El grado al que un regenerador se aproxima a un regenerador ideal se llama **eficacia** o **efectividad** ϵ y se define como

$$\epsilon = \frac{q_{\text{regen,real}}}{q_{\text{regen,máx}}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \quad (9-23)$$

Cuando se utilizan las suposiciones de aire estándar frío, ésta se reduce a

$$\epsilon \cong \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \quad (9-24)$$

Un regenerador con una eficacia más alta obviamente ahorrará una gran cantidad de combustible porque precalentará el aire a una temperatura más elevada antes de la combustión. Sin embargo, lograr una mayor eficacia requiere el uso de un regenerador más grande, lo que implica un precio superior y causa una caída de presión más grande. Por lo tanto, el uso de un regenerador con una eficacia muy alta no puede justificarse económicamente a menos que los ahorros en costos de combustible superen los gastos adicionales involucrados. La mayoría de los regeneradores utilizados en la práctica tienen eficacias por debajo de 0.85.

Bajo las suposiciones de aire estándar frío, la eficiencia térmica de un ciclo Brayton ideal con regeneración es

$$\eta_{\text{tér,regen}} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right) (r_p)^{(k-1)/k} \quad (9-25)$$

Por consiguiente, la eficiencia térmica de un ciclo Brayton con regeneración depende de la relación entre las temperaturas mínima y máxima, así como de la relación de presión. La eficiencia térmica se grafica en la figura 9-41 para diversas relaciones de presión, así como para relaciones de temperatura mínima a máxima. En dicha figura se muestra que la regeneración es más efectiva con relaciones de presión inferiores y bajas relaciones de temperatura mínima a máxima.

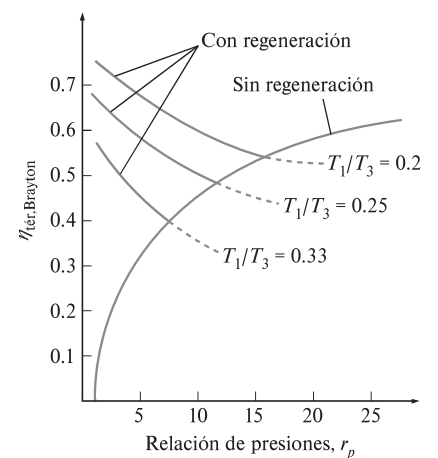


FIGURA 9-41

Eficiencia térmica de un ciclo Brayton ideal con y sin regeneración.

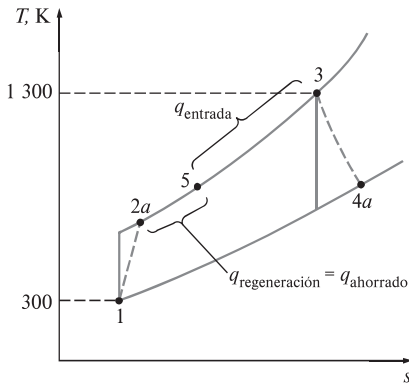


FIGURA 9-42

Diagrama T - s del ciclo Brayton regenerativo descrito en el ejemplo 9-8.

EJEMPLO 9-8 Ciclo de una turbina de gas real con regeneración

Determine la eficiencia térmica de la turbina de gas descrita en el ejemplo 9-7 si se instala un regenerador que tiene una eficacia de 80 por ciento.

SOLUCIÓN La turbina de gas analizada en el ejemplo 9-7 se ha equipado con un regenerador. Para una eficacia especificada se determinará la eficiencia térmica.

Análisis El diagrama T - s del ciclo se muestra en la figura 9-42. Primero determine la entalpía del aire a la salida del regenerador. Emplee la definición de eficacia:

$$\epsilon = \frac{h_5 - h_{2a}}{h_{4a} - h_{2a}}$$

$$0.80 = \frac{(h_5 - 605.39) \text{ kJ/kg}}{(880.36 - 605.39) \text{ kJ/kg}} \rightarrow h_5 = 825.37 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_5 = (1395.97 - 825.37) \text{ kJ/kg} = 570.60 \text{ kJ/kg}$$

Esto representa un ahorro de 220.0 kJ/kg de los requerimientos de entrada de calor. La adición de un regenerador (en el que se supone que no hay fricción) no afecta la salida de trabajo neto. De tal manera que,

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{210.41 \text{ kJ/kg}}{570.60 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.369 \text{ o } 36.9\%}$$

Comentario Observe que la eficiencia térmica de la turbina de gas ha ascendido de 26.6 a 36.9 por ciento como resultado de la instalación de un regenerador que ayuda a recuperar algo del exceso de energía de los gases de escape.

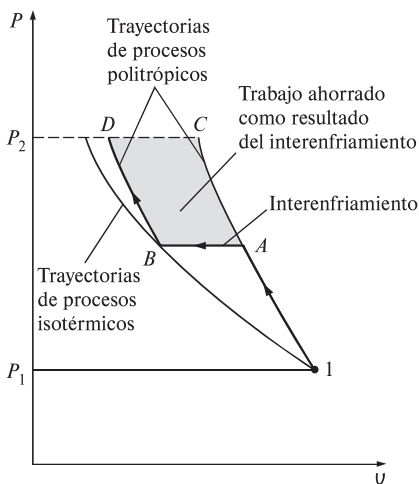


FIGURA 9-43

Comparación de entradas de trabajo en un compresor de una sola etapa (LAC) y un compresor de dos etapas con interenfriamiento (IABD).

9-10 ■ CICLO BRAYTON CON INTERENFRIAMIENTO, RECALENTAMIENTO Y REGENERACIÓN

El trabajo neto de un ciclo de turbina de gas es la diferencia entre la salida de trabajo de la turbina y la entrada de trabajo del compresor, y puede incrementarse si se reduce el trabajo del compresor o si aumenta el de la turbina o ambas cosas. En el capítulo 7 se demostró que el trabajo requerido para comprimir un gas entre dos presiones especificadas puede disminuirse al efectuar el proceso de compresión en etapas y al enfriar el gas entre éstas (Fig. 9-43); es decir, usando *compresión en etapas múltiples con interenfriamiento*. Cuando el número de etapas aumenta, el proceso de compresión se aproxima al proceso isotérmico a la temperatura de entrada del compresor y el trabajo de compresión disminuye.

De igual modo, la salida de trabajo de una turbina que opera entre dos niveles de presión aumenta al expandir el gas en etapas y recalentarlo entre éstas; es decir, si se utiliza *expansión en múltiples etapas con recalentamiento*. Esto se lleva a cabo sin que se eleve la temperatura máxima en el ciclo. Cuando aumenta el número de etapas, el proceso de expansión se aproxima al proceso isotérmico. El argumento anterior se basa en un principio simple: *el trabajo de compresión o expansión de flujo estacionario es proporcional al volumen específico del fluido. Por lo tanto, el volumen específico del fluido de trabajo debe ser lo más bajo posible durante un proceso de compresión y lo más alto posible durante un proceso de expansión*. Esto es precisamente lo que logran el interenfriamiento y el recalentamiento.

La combustión en las turbinas de gas ocurre comúnmente con cuatro veces la cantidad requerida de aire para la completa combustión, para evitar temperaturas excesivas. Por lo tanto, los gases de escape son ricos en oxígeno y el recalentamiento puede lograrse sencillamente rociando combustible adicional en los gases de escape entre dos estados de expansión.

El fluido de trabajo sale del compresor a una temperatura menor, mientras que de la turbina lo hace a una temperatura más alta, cuando se usa interenfriamiento y recalentamiento. Esto hace que la regeneración sea más atractiva dado que existe un mayor potencial para realizarla. También, los gases que salen del compresor pueden calentarse a una temperatura más alta antes de que entren a la cámara de combustión debido a la temperatura más elevada del escape de la turbina.

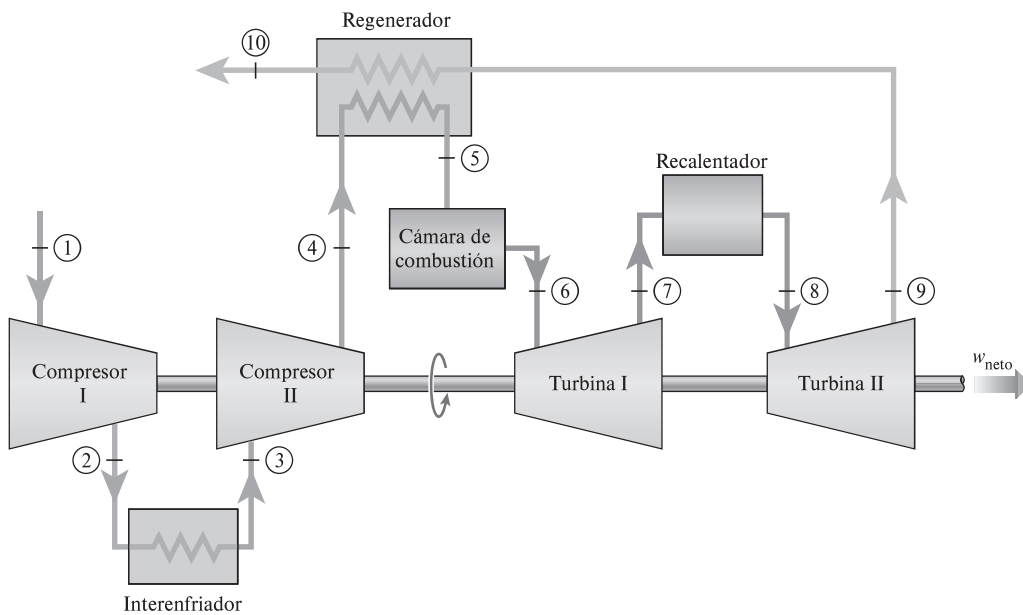


FIGURA 9-44

Una máquina de turbina de gas con compresión en dos etapas con interenfriamiento, expansión en dos etapas con recalentamiento y regeneración.

En las figuras 9-44 y 9-45, respectivamente, se presentan un esquema del arreglo físico y el diagrama T - s de un ciclo de turbina de gas de dos etapas con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración. El gas entra a la primera etapa del compresor en el estado 1, se comprime de modo isentrópico hasta una presión intermedia P_2 ; se enfría a presión constante hasta el estado 3 ($T_3 = T_1$), y se comprime isentrópicamente en la segunda etapa hasta la presión final P_4 . En el estado 4 el gas entra al regenerador, donde se calienta hasta T_5 a presión constante. En un regenerador ideal, el gas saldrá de éste a la temperatura del escape de la turbina, es decir, $T_5 = T_9$. El proceso de adición de calor (o combustión) primario toma lugar entre los estados 5 y 6. El gas entra a la primera etapa de la turbina en el estado 6 y se expande isentrópicamente hasta el 7, donde entra al recalentador. Ahí se recalienta a presión constante hasta el estado 8 ($T_8 = T_6$), donde pasa a la segunda etapa de la turbina. El gas sale de la turbina en el estado 9 y entra al regenerador, donde se enfría hasta el estado 10 a presión constante. El ciclo se completa cuando el gas se enfría hasta el estado inicial (o al purgar los gases de escape).

En el capítulo 7 se demostró que la entrada de trabajo en un compresor de dos etapas se minimiza cuando se mantienen relaciones de presión iguales en cada

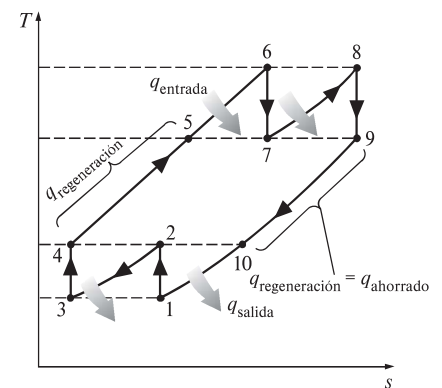


FIGURA 9-45

Diagrama T - s de un ciclo de turbina de gas ideal con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración.

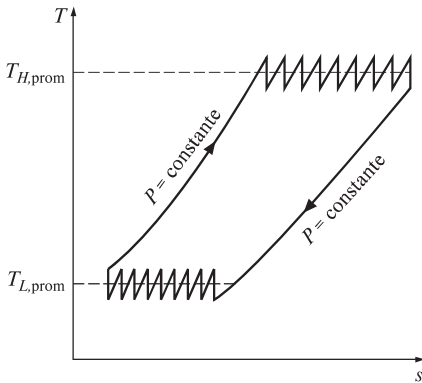


FIGURA 9-46

Cuando aumenta el número de etapas de compresión y expansión, el ciclo de turbinas de gas con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración se aproxima al ciclo Ericsson.

etapa. Puede demostrarse que este procedimiento también maximiza la salida de trabajo de la turbina. Así, para el mejor desempeño tenemos

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} \quad \text{y} \quad \frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9} \quad (9-26)$$

En el análisis de los ciclos reales de turbina de gas, las irreversibilidades que están presentes dentro del compresor, la turbina y el regenerador, así como las caídas de presión en los intercambiadores de calor, deben ser consideradas.

La relación del trabajo de retroceso de un ciclo de turbina de gas mejora debido al interenfriamiento y el recalentamiento. Sin embargo, esto no significa que la eficiencia térmica también mejorará. El hecho es que el interenfriamiento y el recalentamiento siempre disminuirán la eficiencia térmica a menos que estén acompañados de la regeneración. Esto se debe a que el interenfriamiento disminuye la temperatura promedio a la cual se añade el calor, y el recalentamiento aumenta la temperatura promedio a la cual el calor se rechaza. Esto es evidente en la figura 9-45. Por lo tanto, en centrales eléctricas de turbina de gas, el interenfriamiento y el recalentamiento se utilizan siempre en conjunción con la regeneración.

Si el número de etapas de compresión y expansión aumenta, el ciclo ideal de turbina de gas con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración se aproxima al ciclo Ericsson, como se ilustra en la figura 9-46, y la eficiencia térmica se aproximará al límite teórico (la eficiencia de Carnot). Sin embargo, la contribución de cada etapa adicional a la eficiencia térmica es cada vez menor y el uso de más de dos o tres etapas no puede ser justificado económicamente.

EJEMPLO 9-9 Una turbina de gas con recalentamiento e interenfriamiento

Un ciclo de turbina de gas ideal con dos etapas de compresión y otras dos de expansión tiene una relación de presión total de 8. En cada etapa del compresor entra aire a 300 K y en cada etapa de la turbina entra a 1300 K. Determine la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica de este ciclo de turbina de gas, suponiendo que a) no hay regeneradores y b) hay un regenerador ideal con eficacia de 100 por ciento. Compare los resultados con los obtenidos en el ejemplo 9-6.

SOLUCIÓN Se tiene un ciclo de turbina de gas ideal con dos etapas de compresión y dos de expansión. Se determinarán la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica de este ciclo de turbina de gas para los casos en que no hay regeneradores y de regeneración máxima.

Suposiciones 1 Existen condiciones estacionarias de operación. 2 Son aplicables las suposiciones de aire estándar. 3 Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis El diagrama T - s del ciclo de la turbina de gas descrito se observa en la figura 9-47. Se observa que el ciclo involucra dos etapas de expansión y dos de compresión y regeneración.

Para compresión y expansión de dos etapas, la entrada de trabajo se minimiza mientras que la de salida de trabajo se maximiza cuando ambas etapas del compresor y de la turbina tienen la misma relación de presión. Por lo tanto,

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} = \sqrt{8} = 2.83 \quad \text{y} \quad \frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9} = \sqrt{8} = 2.83$$

El aire entra en cada etapa del compresor a la misma temperatura y cada etapa tiene la misma eficiencia isentrópica (100 por ciento en este caso). Por

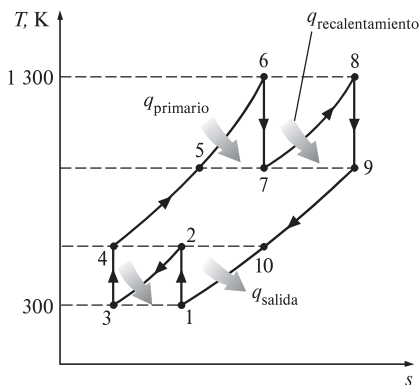


FIGURA 9-47

Diagrama T - s del ciclo de turbina de gas analizado en el ejemplo 9-9.

lo tanto, la temperatura (así como la entalpía) del aire a la salida de cada etapa de compresión será la misma. Un argumento similar se puede usar para la turbina. Por consiguiente,

A las entradas:

$$T_1 = T_3, \quad h_1 = h_3 \quad \text{y} \quad T_6 = T_8, \quad h_6 = h_8$$

A las salidas:

$$T_2 = T_4, \quad h_2 = h_4 \quad \text{y} \quad T_7 = T_9, \quad h_7 = h_9$$

Bajo estas condiciones, la entrada de trabajo en cada etapa del compresor será la misma y también la salida de trabajo de cada etapa de la turbina.

α) En ausencia de regeneración, la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica se determinan a partir de los datos de la tabla A-17, como:

$$T_1 = 300 \text{ K} \rightarrow h_1 = 300.19 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r1} = 1.386$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = \sqrt{8}(1.386) = 3.92 \rightarrow T_2 = 403.3 \text{ K}$$

$$h_2 = 404.31 \text{ kJ/kg}$$

$$T_6 = 1300 \text{ K} \rightarrow h_6 = 1395.97 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r6} = 330.9$$

$$P_{r7} = \frac{P_7}{P_6} P_{r6} = \frac{1}{\sqrt{8}}(330.9) = 117.0 \rightarrow T_7 = 1006.4 \text{ K}$$

$$h_7 = 1053.33 \text{ kJ/kg}$$

Entonces

$$w_{\text{comp,entrada}} = 2(w_{\text{comp,entrada,I}}) = 2(h_2 - h_1) = 2(404.31 - 300.19) = 208.24 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{turb,salida}} = 2(w_{\text{turb,salida,I}}) = 2(h_6 - h_7) = 2(1395.97 - 1053.33) = 685.28 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{neto}} = w_{\text{turb,salida}} - w_{\text{comp,entrada}} = 685.28 - 208.24 = 477.04 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{entrada}} = q_{\text{primario}} + q_{\text{recalentamiento}} = (h_6 - h_4) + (h_8 - h_7) \\ = (1395.97 - 404.31) + (1395.97 - 1053.33) = 1334.30 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$r_{\text{bw}} = \frac{w_{\text{comp,entrada}}}{w_{\text{turb,salida}}} = \frac{208.24 \text{ kJ/kg}}{685.28 \text{ kJ/kg}} = 0.304$$

y

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{477.04 \text{ kJ/kg}}{1334.30 \text{ kJ/kg}} = 0.358 \text{ o } 35.8\%$$

Una comparación de estos resultados con los que se obtuvieron en el ejemplo 9-6 (compresión y expansión en una sola etapa) revela que la compresión en etapas múltiples con interenfriamiento, así como la expansión en etapas múltiples con recalentamiento, mejoran la relación del trabajo de retroceso (disminuye de 0.403 a 0.304), pero perjudica la eficiencia térmica (desciende de 42.6 a 35.8 por ciento). En consecuencia, el interenfriamiento y el recalentamiento no se recomiendan en centrales eléctricas de turbinas de gas a menos que se acompañen de regeneración.

b) La adición de un regenerador ideal (sin caídas de presión y una eficacia de 100 por ciento) no afecta el trabajo tanto del compresor como de la turbina. Así, la salida de trabajo neto y la relación del trabajo de retroceso de un ciclo de turbina de gas ideal serán idénticas, ya sea que haya un regenerador o no. Sin embargo, un regenerador reduce los requerimientos de entrada de calor al precalentar el aire que sale del compresor mediante el uso de los gases de escape calientes. En un regenerador ideal, el aire del compresor se calienta hasta la temperatura de salida de la turbina T_9 antes de entrar a la cámara de combustión. Así, bajo las suposiciones de aire estándar, $h_5 = h_7 = h_9$.

La entrada de calor y la eficiencia térmica en este caso son

$$q_{\text{entrada}} = q_{\text{primario}} + q_{\text{recalentamiento}} = (h_6 - h_5) + (h_8 - h_7) \\ = (1205.07 - 1052.22) + (1205.07 - 1052.22) = 685.78 \text{ kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{477.04 \text{ kJ/kg}}{685.78 \text{ kJ/kg}} = 0.696 \text{ o } 69.6\%$$

Comentario Observe que, en comparación con el caso sin regeneración, la eficiencia térmica casi se duplica como resultado de la regeneración. El efecto global que la compresión y la expansión en dos etapas con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración tienen sobre la eficiencia térmica es un incremento superior a 63 por ciento. Cuando el número de etapas de compresión y expansión aumenta, el ciclo se aproximará al ciclo Ericsson y la eficiencia térmica se aproximará a

$$\eta_{\text{tér, Ericsson}} = \eta_{\text{tér, Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{300 \text{ K}}{1300 \text{ K}} = 0.769$$

La adición de una segunda etapa aumenta la eficiencia térmica de 42.6 a 69.6 por ciento, un incremento de 27 puntos porcentuales. Éste es un aumento significativo en la eficiencia y bien vale la pena el costo adicional asociado con la segunda etapa. Sin embargo, agregar más etapas (no importa cuántas) puede incrementar la eficiencia en 7.3 puntos porcentuales adicionales, y casi nunca puede justificarse económicamente.

9-11 ■ CICLOS IDEALES DE PROPULSIÓN POR REACCIÓN



FIGURA 9-48

En un motor de reacción, los gases de altas temperatura y presión que salen de la turbina se aceleran en una tobera para proporcionar el empuje.

© Yunus Çengel

Los motores de turbinas de gas son muy usados para impulsar aeronaves porque son ligeros, compactos y tienen una elevada relación entre potencia y peso. Las turbinas de gas para aviones operan en un ciclo abierto llamado **ciclo de propulsión por reacción**. El ciclo de propulsión por reacción ideal difiere del ciclo Brayton ideal en que los gases no se expanden hasta la presión ambiente en la turbina. En cambio, se expanden hasta una presión tal que la potencia producida por la turbina es suficiente para accionar tanto el compresor como el equipo auxiliar, por ejemplo, un generador pequeño y bombas hidráulicas. Es decir, la salida de trabajo neto de un ciclo de propulsión por reacción es cero. Los gases que salen de la turbina a una presión relativamente alta se aceleran en una tobera para proporcionar el empuje que impulsa al avión (Fig. 9-48). También las turbinas de gas para aviones operan a mayores relaciones de presión (por lo común entre 10 y 25) y el fluido pasa primero a través de un difusor, donde se desacelera y su presión se incrementa antes de que entre al compresor.

Los aviones son impulsados por la aceleración de un fluido en la dirección opuesta al movimiento. Esto se logra al acelerar ligeramente una gran masa de fluido (*motor accionado por una hélice*) o al acelerar considerablemente una pe-

queña masa de fluido (*motor de reacción* o *turborreactor*), o ambos procedimientos (*motor de turbohélice*).

El esquema de un turborreactor y el diagrama $T-s$ del ciclo de turborreactor ideal se muestran en la figura 9-49. La presión del aire se eleva ligeramente cuando éste se desacelera en el difusor. Después el aire se comprime en el compresor y se combina con combustible en la cámara de combustión, donde esta mezcla se quema a presión constante. Los gases de combustión a alta presión y alta temperatura se expanden parcialmente en la turbina, entonces producen la suficiente potencia para accionar el compresor y otros equipos. Finalmente, los gases se expanden en una tobera hasta la presión ambiente y salen del motor a alta velocidad.

En el caso ideal, el trabajo de la turbina se supone igual al trabajo del compresor. Además, los procesos en el difusor, el compresor, la turbina y la tobera se supondrán como isentrópicos. En el análisis de los ciclos reales, sin embargo, las irreversibilidades asociadas con estos dispositivos deben ser consideradas. El efecto de éstas es la reducción del empuje que puede obtenerse de un turborreactor.

El empuje desarrollado por un turborreactor es la fuerza no balanceada que está causada por la diferencia en la cantidad de movimiento con que el aire a baja velocidad entra al motor y con que los gases de escape de alta velocidad salen de él; esto se determina de la segunda ley de Newton. Las presiones en la entrada y la salida del turborreactor son idénticas (la presión ambiente), por lo tanto el empuje neto desarrollado por el motor es

$$F = (\dot{m}V)_{\text{salida}} - (\dot{m}V)_{\text{entrada}} = \dot{m}(V_{\text{salida}} - V_{\text{entrada}}) \quad (\text{N}) \quad (9-27)$$

donde V_{salida} es la velocidad de salida de los gases de escape y V_{entrada} es la velocidad de entrada del aire, ambas relativas al avión. Así, para una aeronave que vuele en un aire sin corrientes, V_{entrada} es la velocidad de la aeronave. En realidad, los flujos másicos de los gases a la salida y a la entrada del motor son diferentes, y la diferencia es igual a la rapidez de combustión del combustible. Sin embargo, la relación de masa de aire y combustible utilizada en los motores de propulsión por reacción es usualmente muy alta, lo que hace muy pequeña esta diferencia. Así, \dot{m} en la ecuación 9-27 se toma como el flujo másico del aire en el motor. Un avión que vuela a una velocidad constante utiliza el empuje para superar la resistencia aerodinámica del aire, y la fuerza neta que actúa sobre el cuerpo del avión es cero. Los aviones comerciales ahorran combustible al volar a mayores altitudes durante largos viajes, ya que el aire a altitudes más grandes es menos denso y ejerce una fuerza aerodinámica más pequeña sobre el avión.

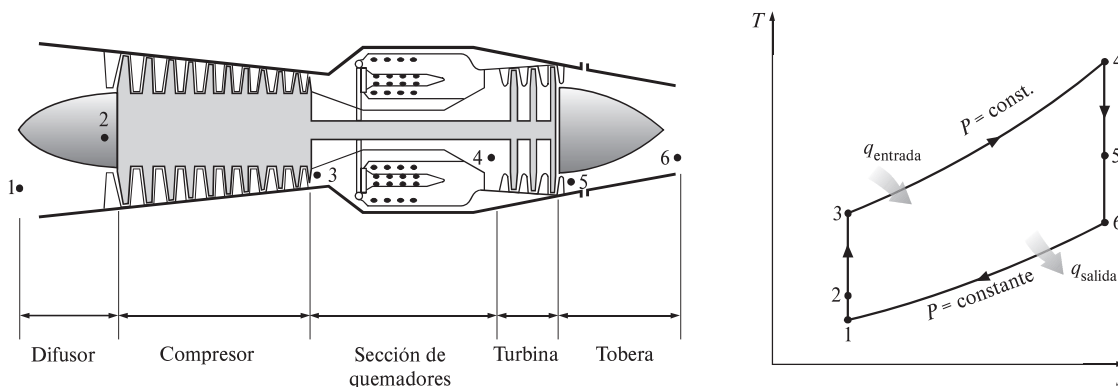


FIGURA 9-49

Componentes básicos de un motor de propulsión por reacción y el diagrama $T-s$ del ciclo ideal de propulsión por reacción.

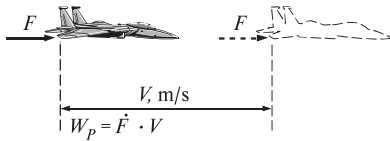


FIGURA 9-50

La potencia de propulsión es el empuje que actúa sobre el avión a lo largo de una distancia por unidad de tiempo.

La potencia desarrollada a partir del empuje de una máquina recibe el nombre de **potencia de propulsión** \dot{W}_p , que es la *fuerza de propulsión (empuje)* por la *distancia* en que esta fuerza actúa sobre el avión por unidad de tiempo; es decir, el empuje multiplicado por la velocidad del avión (Fig. 9-50):

$$\dot{W}_p = FV_{\text{avión}} = \dot{m}(V_{\text{salida}} - V_{\text{entrada}})V_{\text{avión}} \quad (\text{kW}) \quad (9-28)$$

El trabajo neto desarrollado por un turborreactor es cero. Por lo tanto, no es posible definir la eficiencia de un turborreactor de la misma manera que para máquinas de turbina de gas estacionarias. En lugar de eso se debe usar la definición general de eficiencia, la cual es la relación de la salida deseada y la entrada requerida. La salida deseada en un turborreactor es la *potencia producida* para impulsar el avión \dot{W}_p , y la entrada requerida es el *calor liberado por el combustible* \dot{Q}_{entrada} . La relación de estas dos cantidades se llama **eficiencia de propulsión** y está dada por

$$\eta_p = \frac{\text{Potencia de propulsión}}{\text{Relación de entrada de energía}} = \frac{\dot{W}_p}{\dot{Q}_{\text{entrada}}} \quad (9-29)$$

La eficiencia de propulsión es una medida de qué tan eficientemente la energía térmica liberada durante el proceso de combustión se convierte en energía de propulsión. La parte remanente de la energía liberada se mostrará como la energía cinética de los gases de escape relativa a un punto fijo sobre el suelo y como un incremento en la entalpía del aire que sale del motor.

EJEMPLO 9-10 El ciclo ideal para propulsión por reacción

Un avión de turborreactor vuela con una velocidad de 850 pies/s a una altura donde el aire está a 5 psia y -40°F . El compresor tiene una relación de presión de 10 y la temperatura de los gases a la entrada de la turbina es de 2000°F . El aire entra al compresor a una tasa de 100 lbm/s. Utilice las suposiciones del aire estándar frío para determinar a) la temperatura y la presión de los gases en la salida de la turbina, b) la velocidad de los gases en la salida de la tobera y c) la eficiencia de propulsión del ciclo.

SOLUCIÓN Se han especificado las condiciones de operación de un avión de turborreactor y se determinarán la temperatura y la presión a la salida de la turbina, la velocidad de los gases a la salida de la tobera y la eficiencia de propulsión del ciclo.

Suposiciones 1 Existen condiciones estacionarias de operación. 2 Las suposiciones de aire estándar frío son aplicables, por lo tanto puede suponerse que el aire tiene calores específicos constantes a temperatura ambiente ($c_p = 0.240 \text{ Btu/lbm} \cdot ^\circ\text{F}$ y $k = 1.4$). 3 Los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes, excepto en la entrada del difusor y en la salida de la tobera. 4 La salida de trabajo de la turbina es igual a la entrada de trabajo del compresor.

Análisis El diagrama T - s para el ciclo ideal de propulsión por reacción descrito se muestra en la figura 9-51. Se observa que los componentes involucrados en el ciclo de propulsión por reacción son dispositivos de flujo estacionario.

a) Antes de que se pueda determinar la temperatura y la presión en la salida de la turbina, se necesita encontrar las temperaturas y presiones en los otros estados:

Proceso 1-2 (compresión isentrópica de un gas ideal en un difusor): por conveniencia, podemos suponer que el avión está en reposo y que el aire se mueve hacia el avión a una velocidad de $V_1 = 850 \text{ pies/s}$. Idealmente, el aire saldrá del difusor con una velocidad insignificante ($V_2 > 0$):

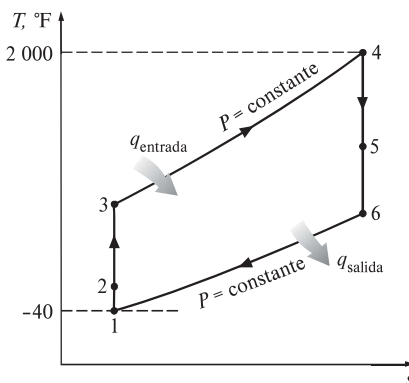


FIGURA 9-51

Diagrama T - s para el ciclo del turborreactor descrito en el ejemplo 9-10.

$$\begin{aligned}
 h_2 + \frac{V_2^2}{2} &= h_1 + \frac{V_1^2}{2} \\
 0 &= c_p(T_2 - T_1) - \frac{V_1^2}{2} \\
 T_2 &= T_1 + \frac{V_1^2}{2c_p} \\
 &= 420 \text{ R} + \frac{(850 \text{ pies/s})^2}{2(0.240 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R})} \left(\frac{1 \text{ Btu/lbm}}{25\,037 \text{ pies}^2/\text{s}^2} \right) \\
 &= 480 \text{ R} \\
 P_2 &= P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{k/(k-1)} = (5 \text{ psia}) \left(\frac{480 \text{ R}}{420 \text{ R}} \right)^{1.4/(1.4-1)} = 8.0 \text{ psia}
 \end{aligned}$$

Proceso 2-3 (compresión isentrópica de un gas ideal en un compresor):

$$\begin{aligned}
 P_3 &= (r_p)(P_2) = (10)(8.0 \text{ psia}) = 80 \text{ psia} (= P_4) \\
 T_3 &= T_2 \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{(k-1)/k} = (480 \text{ R})(10)^{(1.4-1)/1.4} = 927 \text{ R}
 \end{aligned}$$

Proceso 4-5 (expansión isentrópica de un gas ideal en una turbina): sin tomar en cuenta los cambios de la energía cinética en el compresor y la turbina, y suponiendo que el trabajo de ésta será igual al trabajo del compresor, encontramos que la temperatura y la presión a la salida de la turbina son

$$\begin{aligned}
 w_{\text{comp,entrada}} &= w_{\text{turb,salida}} \\
 h_3 - h_2 &= h_4 - h_5 \\
 c_p(T_3 - T_2) &= c_p(T_4 - T_5) \\
 T_5 &= T_4 - T_3 + T_2 = 2\,460 - 927 + 480 = 2\,013 \text{ R} \\
 P_5 &= P_4 \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{k/(k-1)} = (80 \text{ psia}) \left(\frac{2\,013 \text{ R}}{2\,460 \text{ R}} \right)^{1.4/(1.4-1)} = 39.7 \text{ psia}
 \end{aligned}$$

b) Para encontrar la velocidad en la salida de la tobera, primero se necesita determinar la temperatura de salida de la tobera y después aplicar la ecuación de energía de flujo estacionario.

Proceso 5-6 (expansión isentrópica de un gas ideal en una tobera):

$$\begin{aligned}
 T_6 &= T_5 \left(\frac{P_6}{P_5} \right)^{(k-1)/k} = (2\,013 \text{ R}) \left(\frac{5 \text{ psia}}{39.7 \text{ psia}} \right)^{(1.4-1)/1.4} = 1\,114 \text{ R} \\
 h_6 + \frac{V_6^2}{2} &= h_5 + \frac{V_5^2}{2} \\
 0 &= c_p(T_6 - T_5) + \frac{V_6^2}{2} \\
 V_6 &= \sqrt{2c_p(T_5 - T_6)} \\
 &= \sqrt{2(0.240 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R}) [(2\,013 - 1\,114) \text{ R}] \left(\frac{25\,037 \text{ pies}^2/\text{s}^2}{1 \text{ Btu/lbm}} \right)} \\
 &= 3\,288 \text{ pies/s}
 \end{aligned}$$

c) La eficiencia de propulsión de un turborreactor es la relación entre la potencia de propulsión desarrollada \dot{W}_p y la razón de transferencia de calor total hacia el fluido de trabajo:

$$\begin{aligned}\dot{W}_p &= \dot{m}(V_{\text{salida}} - V_{\text{entrada}})V_{\text{avión}} \\ &= (100 \text{ lbm/s})[(3288 - 850) \text{ pies/s}](850 \text{ pies/s})\left(\frac{1 \text{ Btu/lbm}}{25037 \text{ pies}^2/\text{s}^2}\right) \\ &= 8276 \text{ Btu/s} \quad (\text{u } 11\,707 \text{ hp}) \\ \dot{Q}_{\text{entrada}} &= \dot{m}(h_4 - h_3) = \dot{m}c_p(T_4 - T_3) \\ &= (100 \text{ lbm/s})(0.240 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R})[(2460 - 927)\text{R}] \\ &= 36\,794 \text{ Btu/s} \\ \eta_p &= \frac{\dot{W}_p}{\dot{Q}_{\text{entrada}}} = \frac{8276 \text{ Btu/s}}{36\,794 \text{ Btu/s}} = \mathbf{0.225 \text{ o } 22.5\%}\end{aligned}$$

Es decir, 22.5 por ciento de la entrada de energía se usa para impulsar el avión y para superar la fuerza de resistencia aerodinámica ejercida por el aire atmosférico.

Comentario Para quienes estén sorprendidos con lo que sucede con el resto de la energía, aquí está una breve explicación:

$$\begin{aligned}\dot{E}C_{\text{salida}} &= \dot{m} \frac{V_g^2}{2} = (100 \text{ lbm/s}) \left\{ \frac{[(3288 - 850) \text{ pies/s}]^2}{2} \right\} \left(\frac{1 \text{ Btu/lbm}}{25037 \text{ pies}^2/\text{s}^2} \right) \\ &= 11\,867 \text{ Btu/s} \quad (32.2\%) \\ \dot{Q}_{\text{salida}} &= \dot{m}(h_6 - h_1) = \dot{m}c_p(T_6 - T_1) \\ &= (100 \text{ lbm/s})(0.24 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R})[(1114 - 420)\text{R}] \\ &= 16\,651 \text{ Btu/s} \quad (45.3\%)\end{aligned}$$

Por lo tanto, 32.2 por ciento de la energía aparecerá como exceso de energía cinética (energía cinética de los gases relativa a un punto fijo sobre el suelo). Observe que para la eficiencia de propulsión más alta, la velocidad de los gases de escape relativa al suelo V_g debe ser cero; es decir, los gases de escape deben salir de la tobera a la velocidad del avión. El restante 45.3 por ciento de la energía se presenta como un incremento en la entalpía de los gases que salen del motor. Estas dos últimas formas de energía con el tiempo se volverán parte de la energía interna del aire atmosférico (Fig. 9-52).

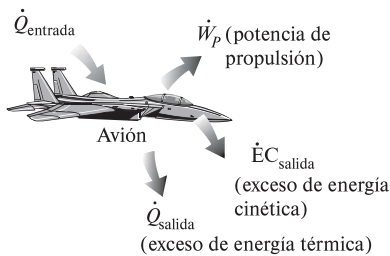


FIGURA 9-52

La energía suministrada a un avión (a partir de la quema de combustible) se manifiesta en diversas formas.

Modificaciones para motores de turborreactor

Los primeros aviones que se construyeron fueron accionados mediante hélices activadas por máquinas esencialmente idénticas a los motores de automóviles. El principal avance en la aviación comercial sucedió con la introducción del turborreactor en 1952. Tanto los motores accionados por hélice como los activados por propulsión por reacción tienen sus propias ventajas y limitaciones, y se han hecho varios intentos para combinar las características más deseables de ambos en uno solo. Dos de esas modificaciones son el *turbopropulsor (propjet)* y el *turboventilador (turbofan)*.

El motor utilizado más ampliamente en la propulsión de aviones es el motor de **turbofan (ventirreactor)**, donde un gran ventilador accionado por una turbina obliga a que una gran cantidad de aire circule por un ducto (cubierta) que rodea

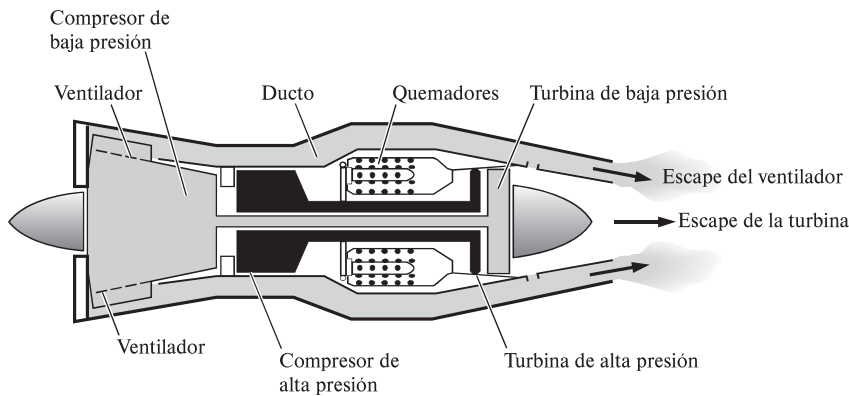


FIGURA 9-53
Un motor turbofan.

a la máquina, como se muestra en las figuras 9-53 y 9-54. El escape del ventilador sale del ducto a una velocidad más alta incrementando de manera significativa el empuje total del motor. El motor de turbofan se basa en el principio que, para la misma potencia, un gran volumen de aire que se mueve con más lentitud producirá más empuje que un volumen pequeño de aire que se mueve rápidamente. El primer motor turbofan comercial fue probado con éxito en 1955.

El motor de turbofan de un avión puede distinguirse del turboreactor menos eficiente por la gruesa cubierta del gran ventilador. Todo el empuje del turboreactor se debe a los gases de escape que salen del motor a aproximadamente dos veces la velocidad del sonido. En un motor de turbofan los gases de escape de alta velocidad se mezclan con el aire que tiene una velocidad inferior, lo cual resulta en una considerable reducción del ruido.

Nuevas técnicas de enfriamiento han originado incrementos notables en las eficiencias, permitiendo que las temperaturas del gas a la salida del quemador alcancen valores superiores a 1 500 °C, 100 °C por encima del punto de fusión de los materiales de los álabes de la turbina. Los motores de turbofan merecen la mayor parte del crédito en el éxito de los jumbo jets que pesan casi 400 000 kg y son capaces de transportar más de 400 pasajeros a distancias mayores a los 10 000 km con velocidades superiores a 950 km/h con menos combustible por pasajero y milla de distancia.

La relación entre el flujo másico del aire que rodea la cámara de combustión y el del aire que fluye por ella recibe el nombre de *relación de desvío*. Las primeras máquinas comerciales de alta relación de desvío tenían una relación de des-

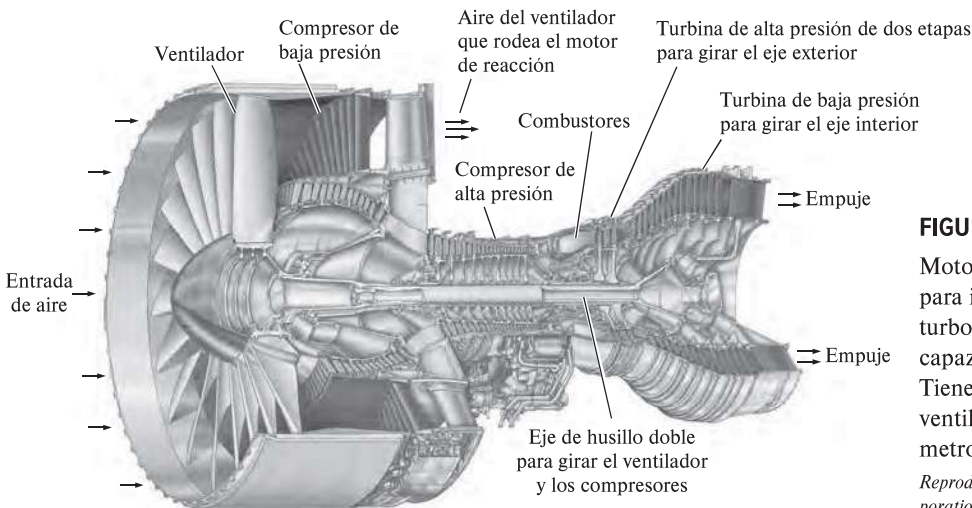


FIGURA 9-54
Motor moderno de reacción utilizado para impulsar el avión Boeing 777. Es un turboventilador Pratt & Whitney PW4084 capaz de producir 84 000 lbs de empuje. Tiene 4.87 m (192 pulg) de longitud, un ventilador de 2.84 m (112 pulg) de diámetro y pesa 6 800 kg (15 000 lbm).
Reproducido con permiso de United Technologies Corporation, Pratt & Whitney.

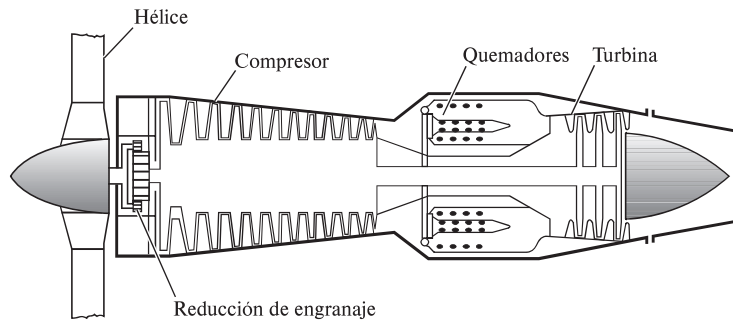


FIGURA 9-55

Un motor de turbohélice.

vío de 5. El aumento de esta relación en un motor de turbofan incrementa el empuje, por eso tiene sentido eliminar la cubierta del ventilador. El resultado es un motor de **turbopropulsión (propjet)**, como el que se ilustra en la figura 9-55. Los motores de turbofan y de turbopropulsión difieren principalmente en sus relaciones de desvío: 5 o 6 para turboventiladores y de hasta 100 para los de turbopropulsión. Como regla general, las hélices son más eficientes que los motores de reacción; pero están limitadas a una operación de baja velocidad y baja altura porque su eficiencia disminuye a altas velocidades y altitudes. Los antiguos motores de turbopropulsión (*turbohélices* o *turboprops*) estaban limitados a velocidades cercanas a 0.62 mach y a altitudes de aproximadamente 9 100 m. Se espera que los nuevos motores de turbopropulsión (*propventiladores* o *propfan*) que están en desarrollo alcancen velocidades de 0.82 mach y altitudes de casi 12 200 m. Se espera que los aviones comerciales de tamaño y radio de acción medio, impulsados por propventiladores, vuelen tan alto y tan rápido como los aviones impulsados por turbofan, y con menos combustible.

Otra modificación muy extendida en los aviones militares es la adición de una sección de **quemadores posteriores** entre la turbina y la tobera aceleradora. Siempre que surge la necesidad de empuje adicional, como en despegues cortos o condiciones de combate, se inyecta combustible adicional dentro de los gases de combustión ricos en oxígeno que salen de la turbina. Como resultado de esta adición de energía, los gases de escape salen a una velocidad más alta y suministran un empuje mayor.

Un motor de **estatorreactor** o **autorreactor (ramjet)** es un ducto con forma adecuada sin compresor o turbina, como se muestra en la figura 9-56, y en ocasiones se usa para la propulsión de alta velocidad de misiles y aviones. El aumento de presión en el motor se logra por el efecto de presión dinámica de admisión del aire de alta velocidad que al entrar impacta contra una barrera. Por lo tanto, un motor de estatorreactor necesita llevarse a una velocidad suficientemente elevada mediante una fuerza externa antes de que pueda encenderse.

El motor de estatorreactor se desempeña mejor en aviones que vuelen arriba de 2 o 3 mach (2 o 3 veces la velocidad del sonido). En uno de estos motores el

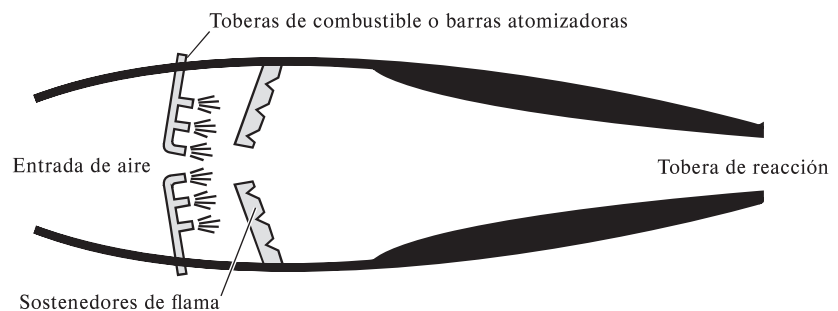


FIGURA 9-56

Motor de estatorreactor.

aire se desacelera a aproximadamente 0.2 mach, el combustible se agrega al aire y se quema a esta velocidad baja, mientras los gases de combustión se expanden y aceleran en una tobera.

Un motor **superestatorreactor (scramjet)** es esencialmente un estatorreactor en el cual el aire fluye a velocidades supersónicas (arriba de la velocidad del sonido). Los motores estatorreactores que se convierten en configuraciones de superestatorreactores a velocidades superiores a 6 mach se prueban con buenos resultados a velocidades de aproximadamente 8 mach.

Finalmente, un **cohete** es un dispositivo donde un combustible sólido o líquido y un oxidante reaccionan en la cámara de combustión. Después, los gases de combustión de alta presión se expanden en una tobera, para salir del cohete a velocidades muy altas, lo cual produce el empuje que impulsa al cohete.

9-12 ■ ANÁLISIS DE CICLOS DE POTENCIA DE GAS CON BASE EN LA SEGUNDA LEY

Los ciclos ideales de Carnot, Ericsson y Stirling son *totalmente reversibles*, de modo que no incluyen ninguna irreversibilidad. Sin embargo, los ciclos ideales de Otto, Diésel y Brayton solamente son *internamente reversibles*, por lo tanto pueden incluir irreversibilidades externas al sistema. Un análisis según la segunda ley de estos ciclos revelará dónde suceden las irreversibilidades más grandes y dónde inician las mejoras.

Las relaciones para la *exergía* y la *destrucción de exergía* tanto para sistemas cerrados como para sistemas de flujo estacionario se trataron en el capítulo 8. La destrucción de exergía para un proceso de un sistema cerrado se expresa como

$$\begin{aligned} X_{\text{destr}} &= T_0 S_{\text{gen}} = T_0 (\Delta S_{\text{sis}} - S_{\text{entrada}} + S_{\text{salida}}) \\ &= T_0 \left[(S_2 - S_1)_{\text{sis}} - \frac{Q_{\text{entrada}}}{T_{b,\text{entrada}}} + \frac{Q_{\text{salida}}}{T_{b,\text{salida}}} \right] \quad (\text{kJ}) \quad (9-30) \end{aligned}$$

donde $T_{b,\text{entrada}}$ y $T_{b,\text{salida}}$ son las temperaturas de la frontera del sistema a través de la cual el calor es transferido hacia y desde el sistema, respectivamente. Una relación similar para sistemas de flujo estacionario puede expresarse en la forma de tasa, como

$$\dot{X}_{\text{destr}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} = T_0 (\dot{S}_{\text{salida}} - \dot{S}_{\text{entrada}}) = T_0 \left(\sum_{\text{salida}} \dot{m} s - \sum_{\text{entrada}} \dot{m} s - \frac{\dot{Q}_{\text{entrada}}}{T_{b,\text{entrada}}} + \frac{\dot{Q}_{\text{salida}}}{T_{b,\text{salida}}} \right) \quad (\text{kW}) \quad (9-31)$$

o, por unidad de masa para un dispositivo de flujo estacionario de una entrada y una salida, como

$$x_{\text{destr}} = T_0 s_{\text{gen}} = T_0 \left(s_s - s_e - \frac{q_{\text{entrada}}}{T_{b,\text{entrada}}} + \frac{q_{\text{salida}}}{T_{b,\text{salida}}} \right) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (9-32)$$

donde los subíndices e y s denotan los estados de entrada y de salida, respectivamente.

La destrucción de exergía de un *ciclo* es la suma de la destrucción de exergía de los procesos que componen ese ciclo. La destrucción de exergía de un ciclo también puede determinarse sin seguir los procesos individuales considerando el ciclo completo como un solo proceso y usando una de las relaciones anteriores. La entropía es una propiedad y su valor depende únicamente del estado. Para un ciclo, reversible o real, los estados inicial y final son idénticos, por lo que $s_s = s_e$. Por lo tanto, la destrucción de exergía de un ciclo depende de la magnitud de la

transferencia de calor debido a los depósitos de alta y baja temperatura involucrados y de sus temperaturas. Puede expresarse por unidad de masa como

$$x_{\text{destr}} = T_0 \left(\sum \frac{q_{\text{salida}}}{T_{b,\text{salida}}} - \sum \frac{q_{\text{entrada}}}{T_{b,\text{entrada}}} \right) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (9-33)$$

Para un ciclo que sólo implica transferencia de calor en una fuente a T_H y un sumidero a T_L , la destrucción de exergía es

$$x_{\text{destr}} = T_0 \left(\frac{q_{\text{salida}}}{T_L} - \frac{q_{\text{entrada}}}{T_H} \right) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (9-34)$$

La exergía de un sistema cerrado ϕ y una corriente de fluido ψ en cualquier estado puede determinarse a partir de

$$\phi = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + P_0(v - v_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (\text{kJ/kg}) \quad (9-35)$$

y

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (\text{kJ/kg}) \quad (9-36)$$

donde el subíndice "0" denota el estado de los alrededores.

EJEMPLO 9-11 Análisis según la segunda ley de un ciclo de Otto

Considere un motor que opera en el ciclo ideal de Otto con una relación de compresión de 8 (Fig. 9-57). Al principio del proceso de compresión, el aire está a 100 kPa y 17 °C. Durante el proceso de adición de calor a volumen constante, se transfieren 800 kJ/kg de calor al aire de una fuente a 1700 K, y el calor de desecho se rechaza al entorno a 290 K. Teniendo en cuenta la variación de calores específicos del aire con la temperatura, determine a) la destrucción de exergía correspondiente a cada uno de los cuatro procesos y al ciclo, y b) la eficiencia de la segunda ley de este ciclo.

SOLUCIÓN Se considera un motor que opera en el ciclo ideal de Otto. Para fuentes y temperaturas específicas de sumidero están por ser determinadas la destrucción de exergía asociada con este ciclo y la eficiencia de la segunda ley.

Suposiciones 1 Existen condiciones operativas estables. 2 Los cambios en las energías cinética y potencial son despreciables.

Análisis a) Tomamos como sistema el motor colindante con la fuente de calor a la temperatura T_H , y el ambiente a la temperatura T_0 . El ciclo se ha analizado en el ejemplo 9-3, y se dieron o se determinaron varias cantidades como

$r = 8$	$P_2 = 1.7997 \text{ MPa}$
$T_0 = 290 \text{ K}$	$P_3 = 4.345 \text{ MPa}$
$T_1 = 290 \text{ K}$	$q_{\text{entrada}} = 800 \text{ kJ/kg}$
$T_2 = 652.4 \text{ K}$	$q_{\text{salida}} = 381.83 \text{ kJ/kg}$
$T_3 = 1575.1 \text{ K}$	$w_{\text{neto}} = 418.17 \text{ kJ/kg}$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos ($s_1 = s_2$, $s_3 = s_4$) y, por lo tanto, no implican irreversibilidades internas ni externas; es $X_{\text{destr},12} = 0$ y $X_{\text{destr},34} = 0$.

Los procesos 2-3 y 4-1 son procesos de adición de calor y rechazo de calor a volumen constante, respectivamente, y son internamente reversibles. Sin embargo, la transferencia de calor entre el fluido de trabajo y la fuente o el dis-

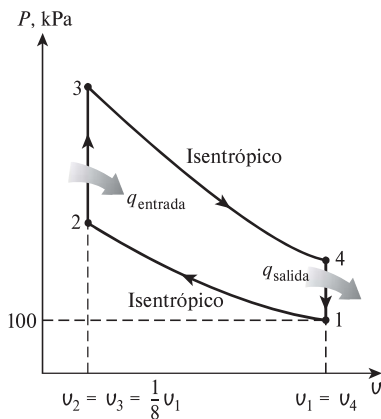


FIGURA 9-57

Diagrama para el ejemplo 9-11.

pador tiene lugar mediante una diferencia finita de temperatura, lo cual hace irreversibles ambos procesos. La destrucción de exergía correspondiente a cada proceso está determinada por la ecuación 9-32. Sin embargo, necesitamos determinar primero el cambio de entropía del aire durante estos procesos:

$$\begin{aligned} s_3 - s_2 &= s_3^\circ - s_2^\circ - R \ln \frac{P_3}{P_2} \\ &= (3.5045 - 2.4975) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} - (0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{4.345 \text{ MPa}}{1.7997 \text{ MPa}} \\ &= 0.7540 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

También,

$$q_{\text{entrada}} = 800 \text{ kJ/kg} \quad \text{y} \quad T_{\text{fuente}} = 1700 \text{ K}$$

Por lo tanto,

$$\begin{aligned} x_{\text{destr},23} &= T_0 \left[(s_3 - s_2)_{\text{sis}} - \frac{q_{\text{entrada}}}{T_{\text{fuente}}} \right] \\ &= (290 \text{ K}) \left[0.7540 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} - \frac{800 \text{ kJ/kg}}{1700 \text{ K}} \right] \\ &= 82.2 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Para el proceso 4-1, $s_1 - s_4 = s_2 - s_3 = -0.7540 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$, $q_{41} = q_{\text{salida}} = 381.83 \text{ kJ/kg}$, y $T_{\text{sumidero}} = 290 \text{ K}$. Así,

$$\begin{aligned} x_{\text{destr},41} &= T_0 \left[(s_1 - s_4)_{\text{sis}} + \frac{q_{\text{salida}}}{T_{\text{sumidero}}} \right] \\ &= (290 \text{ K}) \left[-0.7540 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} + \frac{381.83 \text{ kJ/kg}}{290 \text{ K}} \right] \\ &= 163.2 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Por lo tanto, la irreversibilidad del ciclo es

$$\begin{aligned} x_{\text{destr,ciclo}} &= x_{\text{destr},12} + x_{\text{destr},23} + x_{\text{destr},34} + x_{\text{destr},41} \\ &= 0 + 82.2 \text{ kJ/kg} + 0 + 163.2 \text{ kJ/kg} \\ &= 245.4 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

La destrucción de exergía del ciclo podría determinarse también a partir de la ecuación 9-34. Observe que la destrucción de exergía más grande en el ciclo ocurre durante el proceso de rechazo de calor. Por lo tanto, cualquier intento por reducirla debe empezar con este proceso.

b) La eficiencia de la segunda ley se define como

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía gastada}} = \frac{x_{\text{recuperada}}}{x_{\text{gastada}}} = 1 - \frac{x_{\text{destruida}}}{x_{\text{gastada}}}$$

Aquí, la exergía gastada es el contenido de exergía del calor suministrado al aire en el motor (que es su potencial de trabajo), y la exergía recuperada es la producción neta de trabajo:

$$\begin{aligned} x_{\text{gastada}} &= x_{\text{calor, ent}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_H} \right) q_{\text{ent}} \\ &= \left(1 - \frac{290 \text{ K}}{1700 \text{ K}} \right) (800 \text{ kJ/kg}) = 663.5 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$x_{\text{recuperada}} = w_{\text{neto, sal}} = 418.17 \text{ kJ/kg}$$

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

$$\eta_{II} = \frac{x_{recuperada}}{x_{gastada}} = \frac{418.17 \text{ kJ/kg}}{663.5 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.630} \text{ o } \mathbf{63.0\%}$$

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

$$\eta_{II} = 1 - \frac{x_{destruida}}{x_{gastada}} = 1 - \frac{245.4 \text{ kJ/kg}}{663.5 \text{ kJ/kg}} = 0.630 \text{ o } 63.0\%$$

Observe que la destrucción de exergía correspondiente a la transferencia de calor en la que participan tanto la fuente de calor como el entorno se toman en cuenta en los resultados.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL*



FIGURA 9-58

El automóvil promedio en Estados Unidos es conducido alrededor de 13 500 millas por año, utiliza cerca de 580 galones de gasolina, equivalente a un costo de \$2 300 a \$4.00/gal.

Ahorro de combustible y dinero al manejar con sensatez

Dos terceras partes del petróleo utilizado en Estados Unidos se usan para transportación. La mitad de este petróleo es consumido por automóviles de pasajeros y camiones ligeros que son usados por la gente para trasladarse y regresar del trabajo (38 por ciento), en un negocio familiar (35 por ciento) y para actividades recreativas, sociales y religiosas (27 por ciento). La eficiencia total de los vehículos ha aumentado considerablemente con el paso de los años debido a mejoras en aerodinámica, materiales y controles electrónicos. Sin embargo, el consumo promedio de combustible de los nuevos vehículos no ha cambiado mucho de aproximadamente 20 millas por galón (mpg) debido a la creciente tendencia del consumidor a comprar automóviles, camiones y vehículos utilitarios y deportivos más grandes y con menor eficiencia de combustible. Los automovilistas también continúan manejando más cada año: 13 476 millas en 2010 comparadas con 10 277 millas en 1990. En consecuencia, el uso anual de gasolina por vehículo en Estados Unidos ha aumentado de 506 galones en 1990 a 580 galones en 2010 (con un valor de \$2 320 a \$4.00/gal) (Fig. 9-58).

Ahorrar combustible no se limita a tener buenos hábitos de manejo, también implica comprar el coche correcto, utilizarlo responsablemente y darle mantenimiento adecuado. Un automóvil no quema ningún combustible cuando no está funcionando, por lo tanto una manera segura de ahorrar combustible es no conducir el automóvil, pero ésta no es la razón por la que se compra un coche. Podemos reducir el manejo y por lo tanto el consumo de combustible si se toman en cuenta alternativas viables como *vivir cerca de las áreas de trabajo y de los centros comerciales, trabajar en casa, laborar más tiempo en menos días, unirse a un grupo que comparta automóviles o fundar uno, utilizar el transporte público, combinar tareas en un solo viaje y planeárselas, evitar las horas pico y los caminos con tránsito pesado y muchos semáforos*, y sencillamente *caminar o viajar en bicicleta* a lugares cercanos, lo cual trae el beneficio adicional de buena salud y condición física. Manejar solamente cuando es necesario es la mejor manera de ahorrar combustible y dinero, así como cuidar el ambiente.

Manejar eficientemente empieza antes de comprar un coche, tal como criar buenos hijos empieza antes de casarse. La decisión de comprar en este momento

* Se puede omitir esta sección sin que se pierda continuidad. La información aquí presentada se basa en gran parte en las publicaciones del Departamento de Energía, de la Agencia de Protección Ambiental y de la Asociación Automovilística Americana, de Estados Unidos.

afectará el consumo de combustible durante muchos años. Bajo condiciones promedio de manejo, el dueño de un vehículo que rinda 30 mpg gastará \$900 menos cada año en combustible que el dueño de un vehículo de 20 mpg (suponiendo un costo del combustible de \$4.00 por galón y 13 500 millas de manejo por año). Si se conserva un vehículo durante 5 años, el de 30 mpg, ahorrará \$4 500 durante este periodo (Fig. 9-59). El consumo de combustible de un coche depende de muchos factores, como el *tipo de vehículo*, *peso*, *tipo de transmisión*, *tamaño* y *eficiencia del motor* y de los *accesorios* y *opciones instaladas*. Los automóviles de combustible más eficiente son automóviles compactos con diseño aerodinámico y un motor pequeño, transmisión manual, área frontal pequeña (la altura por el ancho del coche) y accesorios esenciales.

A velocidades permitidas en autopista, la mayor parte del combustible es usado para vencer la fuerza de resistencia aerodinámica o la resistencia del aire al movimiento, que es la fuerza necesaria para mover el vehículo a través del aire. Esta fuerza de resistencia es proporcional al coeficiente de resistencia y al área frontal; por lo tanto, para un área frontal determinada, un vehículo con apariencia de saeta diseñado aerodinámicamente y con líneas de contorno que coincidan con las de la corriente del aire tiene un coeficiente menor de resistencia y en consecuencia mejor economía de combustible que un vehículo parecido a una caja con esquinas agudas (Fig. 9-60). De acuerdo con esta generalización, un automóvil compacto tiene un área frontal menor y por lo tanto mejor economía de combustible en comparación con la de un automóvil grande.

Mover el *peso extra* requiere más combustible y en consecuencia daña la economía de combustible. Así, el vehículo más ligero es más eficiente. También, como regla general, mientras mayor es el motor mayor es su tasa de consumo de combustible. Entonces, es lógico esperar que un coche con un motor de 1.8 L sea más eficiente en consumo que uno con un motor de 3.0 L. Para un cierto tamaño de motor, los *motores diésel* operan con relaciones de compresión mucho más altas que los de gasolina, por lo tanto son inherentemente más eficientes en su consumo. Las *transmisiones manuales* son por lo general más eficientes que las automáticas, pero éste no es siempre el caso. Un automóvil con transmisión automática generalmente utiliza 10 por ciento más combustible que otro con transmisión manual, debido a las pérdidas asociadas con la conexión hidráulica entre el motor y la transmisión, así como el peso adicional. Las transmisiones con un *engrane de sobremarcha* (encontrado en transmisiones automáticas de cuatro velocidades y en las manuales de cinco velocidades) ahorran combustible y reducen el ruido y el desgaste del motor durante la conducción en carretera, reduciendo las rpm del motor mientras que mantienen la misma velocidad del vehículo.

La *tracción delantera* ofrece mejor tracción (debido al peso del motor sobre las ruedas delanteras), peso reducido del vehículo y por lo tanto mejor economía de combustible, con el beneficio adicional de tener mayor espacio en el compartimiento de pasajeros. Los mecanismos de conducción en las cuatro ruedas ofrecen mejor tracción y frenado, por lo tanto una conducción más segura sobre grava suelta y caminos resbaladizos, ya que transmiten torsión para las cuatro ruedas. Sin embargo, la seguridad adicional conlleva un incremento de peso, ruido y costo, y un decremento en la economía de combustible. Las *llantas radiales* generalmente disminuyen el consumo de combustible de 5 a 10 por ciento al reducir la resistencia al rodaje, pero su presión debe ser verificada regularmente ya que pueden verse normales y tenerla baja. El *control de crucero* ahorra combustible durante los viajes largos en caminos abiertos y manteniendo una velocidad estable. Las *ventanas oscuras* y los colores interiores y exteriores claros reducen la ganancia de calor solar, y por ende la necesidad de aire acondicionado.

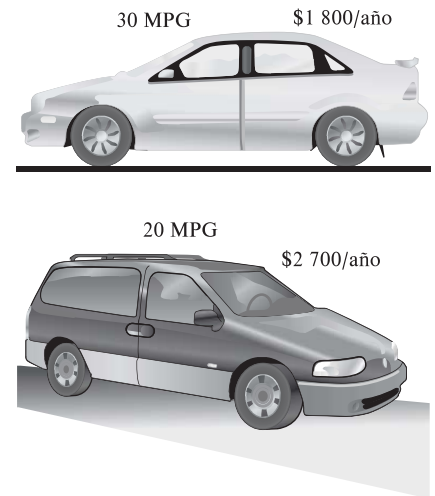


FIGURA 9-59

Bajo condiciones promedio de manejo, el dueño de un vehículo de 30 mpg gastará \$900 menos cada año en combustible en comparación con el dueño de un vehículo de 20 mpg (suponiendo \$4.00/gal y 13 500 millas/año).

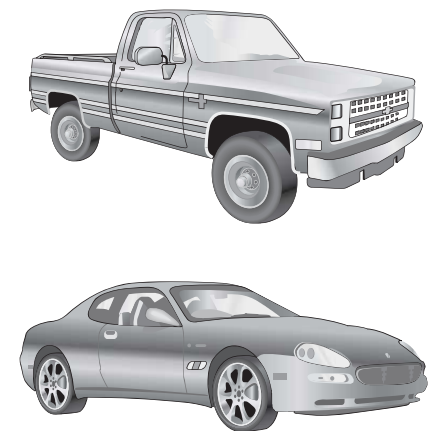


FIGURA 9-60

Los vehículos diseñados aerodinámicamente tienen un coeficiente de resistencia aerodinámica menor y por lo tanto mejor economía de combustible que los vehículos que parecen cajas con esquinas agudas.



FIGURA 9-61

A pesar de las implicaciones que traen consigo los nombres ostentosos, un combustible con un número de octanaje más alto no es un mejor combustible; simplemente es más caro.

© Shutterstock RF

ANTES DE CONDUCIR

Realizar ciertas cosas antes de empezar a conducir puede producir una diferencia significativa sobre el costo de combustible del vehículo cuando éste se halla en funcionamiento. A continuación analizamos algunas medidas como utilizar el tipo correcto de combustible, minimizar la marcha ociosa, quitar el peso extra y mantener las llantas correctamente infladas.

Utilice combustible con el número mínimo de octanaje recomendado por el fabricante del vehículo

Muchos conductores compran el combustible premium de más alto costo, porque piensan que es mejor para el motor. La mayoría de los coches actuales están diseñados para operar con combustible regular sin plomo. Si el manual de operación no pide combustible premium, utilizar gasolina que no sea la regular es simplemente un desperdicio de dinero. El índice de octano no es una medida de la “potencia” o “calidad” del combustible, es sencillamente una medida de la resistencia del combustible al cascabeleo (golpeteo) del motor causado por la combustión prematura. A pesar de las implicaciones de nombres ostentosos como “premium”, “súper” o “potencia máxima”, un combustible con un número de octanaje más alto no es un mejor combustible, sino solamente uno más caro debido al procesamiento extra requerido para aumentar el índice de octano (Fig. 9-61). Si empiezan a cascabelear, los automóviles viejos pueden requerir aumentar un nivel del índice de octano recomendado para un automóvil nuevo.

No sobrellenar el tanque de gasolina

Llenar de más el tanque de combustible puede hacer que el combustible fluya en sentido contrario durante el bombeo. En climas cálidos, un tanque sobrelleno también puede hacer que el nivel de combustible rebose debido a la expansión térmica. Esto desperdicia combustible, contamina el ambiente y puede dañar la pintura del vehículo. Asimismo, los tapones del tanque de combustible que no sellan bien permitirán que se pierda algo de gasolina por evaporación. Comprar combustible en clima fresco, como en las mañanas, minimizará las pérdidas evaporativas. Cada galón de combustible derramado o evaporado emite tantos hidrocarburos al aire como 7 500 millas de manejo.

Estacione en el garaje

El motor de un automóvil estacionado en el garaje durante la noche estará más tibio a la mañana siguiente. Esto reducirá los problemas asociados con el periodo de calentamiento, como arranque, consumo excesivo de combustible y contaminación ambiental. En un clima caliente un garaje bloqueará la luz directa del sol y reducirá la necesidad de usar el aire acondicionado.

Arranque el automóvil correctamente y evite la marcha en vacío extendida

Con los automóviles actuales no es necesario cebar primero el motor bombeando el pedal del acelerador repetidamente antes de arrancar; esto sólo desperdicia combustible. Calentar el motor tampoco es necesario. Tenga en mente que un motor en marcha en vacío desperdicia combustible y contamina el ambiente. No acelere un motor frío para calentarlo, ya que se calentará más rápidamente en el camino bajo carga ligera, mientras que el convertidor catalítico comenzará a funcionar más pronto. Comience a manejar tan pronto como el motor esté encendido, pero evite la aceleración rápida y el manejo en carretera antes de que el

motor, y por ende el aceite, se calienten completamente para evitar el desgaste del motor.

En un clima frío el periodo de calentamiento es mucho más largo, el consumo de combustible durante el calentamiento es mayor y las emisiones por el escape también aumentan. Por ejemplo, a -20°C un automóvil debe ser conducido por lo menos a lo largo de 3 millas para calentarse completamente. Un motor de gasolina utilizará hasta 50 por ciento más combustible durante el calentamiento que lo requerido una vez caliente. Las emisiones contaminantes por el escape de un motor frío durante el calentamiento son mucho mayores ya que los convertidores catalíticos no funcionan correctamente antes de alcanzar su temperatura normal de operación, la cual es de alrededor de 390°C .

No lleve peso innecesario en o sobre el vehículo

Quite toda la nieve o el hielo del vehículo y evite llevar artículos innecesarios, especialmente los que sean pesados (como cadenas para nieve, llantas viejas, libros) en el compartimiento de pasajeros, en la cajuela o en el área de carga del vehículo (Fig. 9-62). Esto desperdicia combustible ya que requiere combustible extra para mover el peso adicional. Un peso extra de 100 lbm disminuye la economía de combustible del automóvil entre 1 y 2 por ciento.

Algunas personas encuentran conveniente utilizar una canastilla o cofre en el techo para tener espacio adicional de carga. Sin embargo, si debe llevar artículos extra, colóquelos dentro del vehículo y no en las canastillas del techo, así se reduce la resistencia aerodinámica. La nieve que se acumula en un vehículo y distorsiona su forma debe ser retirada por la misma razón. Una canastilla de techo cargada puede incrementar el consumo de combustible por hasta 5 por ciento durante la conducción en carretera. Hasta la canastilla vacía más aerodinámica incrementará la resistencia aerodinámica, por lo tanto el consumo de combustible. En consecuencia, la canastilla deberá ser retirada cuando no se necesite.

Mantenga las llantas infladas a la presión máxima recomendada

Mantener las llantas infladas correctamente es una de las cosas más fáciles y más importantes que uno puede hacer para mejorar la economía de combustible. Si hay un rango recomendado por el fabricante, deberá usarse la presión más alta para maximizar la economía de combustible. La presión de las llantas debe ser revisada cuando éstas estén frías, ya que la presión cambia con la temperatura (aumenta 1 psi por cada elevación de 10°F en la temperatura, ya sea por el ambiente o por la fricción del camino). Las llantas infladas sin la presión necesaria se calientan y ponen en riesgo la seguridad, causan su desgaste prematuro, afectan adversamente el manejo del vehículo y dañan la economía de combustible al aumentar la resistencia al rodaje. Las llantas sobreinfladas causan un viaje sobresaltado e incómodo y hacen que se desgasten de manera dispareja. Las llantas pierden alrededor de 1 psi de presión por mes debido a que golpean agujeros, topes y banquetas. Por lo tanto, la presión de éstas deberá verificarse por lo menos cada mes. Una llanta subinflada en una cantidad de 2 psi resultará en un incremento de 1 por ciento en el consumo de combustible (Fig. 9-63). Las llantas subinfladas frecuentemente causan que el consumo de combustible de los vehículos aumente de 5 a 6 por ciento.

También es importante mantener las ruedas alineadas. Manejar un vehículo con las ruedas delanteras desalineadas incrementa la resistencia al rodaje y por lo tanto el consumo de combustible, además de que causa problemas de manejo



FIGURA 9-62

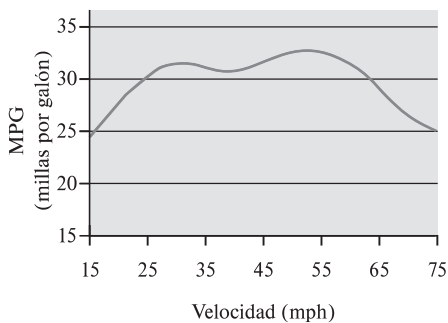
Una canastilla cargada en el techo de un coche aumenta el consumo de combustible hasta 5 por ciento cuando se conduce en carretera.



FIGURA 9-63

La presión de las llantas se debe revisar por lo menos una vez al mes ya que las llantas subinfladas con frecuencia provocan que el consumo de combustible del vehículo se incremente en 5 o 6 por ciento.

© Shutterstock/Minerva Studio

**FIGURA 9-64**

La resistencia aerodinámica aumenta y, en consecuencia, la economía de combustible disminuye rápidamente a velocidades superiores a las 55 mph.

Fuente: EPA y Departamento de Energía de Estados Unidos.

y desgaste disparateo. Así, las ruedas deberán alinearse correctamente cuando sea necesario.

MIENTRAS MANEJA

Los hábitos de manejo pueden producir una diferencia significativa en la cantidad utilizada de combustible. Manejar sensatamente y practicar algunas técnicas de conducción eficiente en combustible como las que se analizan a continuación incrementará la economía de combustible por más de 10 por ciento.

Evitar arranques bruscos y frenados repentinos

A pesar de la emoción que puedan producir, los arranques “de liebre”, abruptos y agresivos, desperdician combustible, desgastan las llantas, ponen en riesgo la seguridad y son más dañinos para los componentes y conectores del vehículo. Los frenados en los que las llantas rechinan desgastan prematuramente las balatas de freno y pueden causar que el conductor pierda el control del vehículo. Los arranques y frenados suaves ahorran gasolina, reducen el desgaste y la contaminación, al tiempo que son más seguros y demuestran más cortesía para con los demás conductores.

Maneje a velocidades moderadas

Evitar las altas velocidades en los caminos abiertos da como resultado una conducción más segura y mejor economía de combustible. Al conducir en carretera, más de 50 por ciento de la potencia producida por el motor es utilizada para vencer la resistencia aerodinámica (es decir, para hacer a un lado el aire). La resistencia aerodinámica y por lo tanto el consumo de combustible aumentan rápidamente a velocidades por encima de las 55 mph, como se muestra en la figura 9-64. En promedio, un automóvil utiliza alrededor de 15 por ciento más combustible a 65 mph, y 25 por ciento más a 70 mph de lo que requiere a 55 mph. (Un automóvil emplea cerca de 10 por ciento más combustible a 100 km/h y 20 por ciento más a 110 km/h de lo que requiere a 90 km/h.)

El análisis anterior no debe llevarnos a concluir que mientras más baja es la velocidad mejor es la economía de combustible, porque no es así. El número de millas que puede conducirse por galón de combustible cae rápidamente a velocidades inferiores a las 30 mph (o 50 km/h), como se aprecia en la figura 9-64. Además, las velocidades menores al flujo del tránsito pueden causar un riesgo. Por lo tanto, un automóvil deberá manejarse a velocidades moderadas para una economía óptima de combustible.

Mantener velocidad constante

El consumo de combustible permanece en un mínimo durante la conducción estable a velocidades moderadas. Considere que cada vez que presiona fuertemente el acelerador, más combustible es bombeado hacia el motor. El vehículo debe acelerarse gradual y suavemente ya que durante la aceleración rápida es rociado combustible extra dentro del motor. El uso del control de cruce en viajes por autopista puede ayudar a mantener una velocidad constante y a reducir el consumo de combustible. El manejo estable es también más seguro, menos dañino para los nervios y mejor para el corazón.

Anticipe el tránsito y evite acercarse a otros coches

Un conductor puede reducir su consumo de combustible hasta en un 10 por ciento si anticipa las condiciones del tránsito y ajusta su velocidad adecuadamente,

evitando acercarse mucho a otros coches y por lo tanto el frenado y la aceleración innecesarios (Fig. 9-65). Las aceleraciones y desaceleraciones desperdician combustible. El frenado y las detenciones abruptas pueden minimizarse, por ejemplo, no siguiendo demasiado cerca a los otros vehículos y desacelerando gradualmente cuando se aproxime a una luz roja, una señal de alto o al tránsito lento. Este estilo relajado de conducir es más seguro, ahorra combustible y dinero, reduce la contaminación, disminuye el desgaste en llantas y frenos y es apreciado por los demás conductores. Darse suficiente tiempo para llegar a su destino ayuda a resistir el deseo de aproximarse demasiado.

Evitar aceleraciones y frenados repentinos (excepto en emergencias)

Acelere gradual y suavemente cuando rebese otros vehículos o cuando se incorpore al tránsito más rápido. Bombear o pisar a fondo el acelerador al manejar hace que el motor cambie al “modo de enriquecimiento de combustible”, operación que desperdicia combustible. Cuando se conduce en la ciudad, casi la mitad de la potencia del motor se emplea para acelerar. Cuando se acelera en vehículos con cambios de velocidad, las revoluciones por minuto (rpm) del motor se deben mantener al mínimo. El frenado desperdicia la energía mecánica producida por el motor y desgasta las balatas.

Evite apoyar los pies en los pedales de embrague o freno mientras maneja

Descansar el pie izquierdo en el pedal del freno aumenta la temperatura de los componentes del freno y reduce su eficacia y su vida de servicio al tiempo que desperdicia combustible. De manera similar, descansar el pie izquierdo en el pedal de embrague reduce la presión sobre el disco de embrague, haciendo que se deslice y desgaste prematuramente, desperdiciando combustible.

Utilizar la velocidad más alta (sobremarcha) al conducir en autopista

La sobremarcha mejora la economía de combustible durante la conducción en autopista, disminuyendo la velocidad (o rpm) del motor del vehículo. La velocidad más baja del motor reduce el consumo de combustible por unidad de tiempo así como el desgaste del motor. Por lo tanto, la sobremarcha (la quinta velocidad en automóviles equipados con transmisión manual con sobremarcha) deberá utilizarse tan pronto como la velocidad del vehículo sea lo suficientemente alta.

Apague el motor en lugar de tenerlo en marcha en vacío

La marcha en vacío innecesaria durante esperas largas (por ejemplo, durante el servicio en una ventanilla de acceso desde el automóvil, o al hallarse detenido en el tránsito, etc.) desperdicia combustible, contamina el aire y causa desgaste del motor (más desgaste que en el manejo) (Fig. 9-66). Por lo tanto, el motor deberá apagarse en lugar de tenerlo en marcha en vacío, ya que más de un minuto de este tipo de marcha consume mucho más combustible que reencender el motor. El consumo de combustible en las colas de las ventanillas de acceso desde el automóvil y la contaminación emitida pueden evitarse totalmente estacionando el coche y entrando a pie al establecimiento.

Use esporádicamente el aire acondicionado

El aire acondicionado consume considerable potencia, por lo tanto aumenta el consumo de combustible por 3 o 4 por ciento durante la conducción en autopis-



FIGURA 9-65

El consumo de combustible puede disminuirse hasta 10 por ciento previniendo las condiciones del tránsito y con una conducción adecuada.

© PhotoDisc/Getty Images RF



FIGURA 9-66

La marcha en vacío innecesaria durante esperas largas desperdicia combustible, cuesta dinero y contamina el aire.

**FIGURA 9-67**

El aire acondicionado aumenta el consumo de combustible de 3 a 4 por ciento durante el manejo en autopista y crece a 10 por ciento cuando se conduce en la ciudad.

ta y en 10 por ciento durante la conducción en la ciudad (Fig. 9-67). La mejor alternativa al aire acondicionado es abrir el sistema de ventilación (comúnmente, esto se consigue al hacer funcionar el aire acondicionado en el modo “económico”) y manteniendo cerradas las ventanas y el techo. Esta medida será adecuada para lograr comodidad cuando se está en un clima agradable y ahorrará el máximo de combustible, ya que el compresor del acondicionador de aire estará apagado. Sin embargo, en un clima más cálido la ventilación no puede suministrar un efecto refrescante adecuado. En tal caso puede conseguirse comodidad abriendo las ventanillas o el techo, lo cual es una alternativa viable para el manejo en la ciudad, pero no en carretera, ya que la resistencia aerodinámica causada por las ventanillas o el techo abiertos a las velocidades de carretera consume más combustible que el aire acondicionado. Por lo tanto, a velocidades de carretera, las ventanillas o el techo deberán estar cerrados y el aire acondicionado encendido para ahorrar combustible. Éste es el caso para automóviles más modernos, diseñados aerodinámicamente.

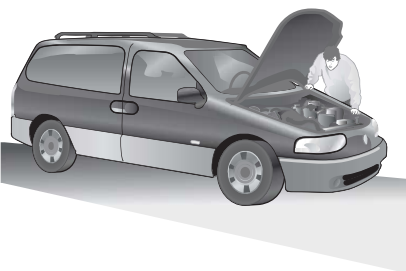
La mayoría de los sistemas de aire acondicionado tienen una posición de “máxima” o de “recirculación” que reduce la cantidad de aire exterior caliente que debe enfriarse, y por ende el consumo de combustible para acondicionamiento de aire. Una medida pasiva para reducir la necesidad de aire acondicionado es estacionar el vehículo en la sombra y dejar las ventanas ligeramente abiertas para permitir la circulación de aire.

DESPUÉS DE CONDUCIR

Usted no puede ser una persona eficiente y lograr mucho a menos que tenga buen cuidado de sí mismo (comiendo bien, manteniendo su condición física, acudiendo a revisiones médicas, etc.), y los coches no son la excepción. El mantenimiento regular mejora el desempeño, aumenta el rendimiento de combustible, reduce la contaminación, baja los costos de reparación y extiende la vida del motor. Un poco de tiempo y dinero ahorrado ahora puede costar mucho posteriormente debido a gastos mayores de combustible, reparación y reemplazo.

Un mantenimiento adecuado como *verificar los niveles de fluidos (aceite del motor, refrigerante, transmisión, frenos, dirección hidráulica, limpiaparabrisas, etc.), revisar la tensión de todas las bandas y la formación de grietas en mangueras, bandas y alambres, así como mantener las llantas infladas correctamente, lubricar los componentes móviles y reemplazar los filtros de aire, combustible o aceite que se hallan tapados*, maximizará la eficiencia de combustible (Fig. 9-68). Los filtros de aire tapados aumentan el consumo de combustible (hasta en un 10 por ciento) y la emisión de contaminantes, además de restringir el flujo de aire hacia el motor, por lo tanto deben ser reemplazados. El automóvil debe ser afinado regularmente a menos que tenga controles electrónicos y un sistema de inyección de combustible. Las altas temperaturas (que pueden deberse a un mal funcionamiento del ventilador de enfriamiento) deben evitarse, ya que causan el deterioro del aceite y por lo tanto el desgaste excesivo del motor, así como las bajas temperaturas (las cuales pueden deberse a un mal funcionamiento del termostato) pueden extender el periodo de calentamiento del motor y evitar que éste alcance sus condiciones óptimas de operación. Ambos efectos reducirán la economía de combustible.

El aceite limpio extiende la vida del motor reduciendo el desgaste causado por la fricción, elimina ácidos, sarro y otras sustancias que lo dañan, mejora el desempeño, reduce tanto el consumo de combustible como la contaminación del aire. El aceite también ayuda a enfriar el motor, suministrar un sello entre las paredes de los cilindros y los émbolos, y evita que el motor se oxide. Por lo tanto,

**FIGURA 9-68**

Un mantenimiento adecuado maximiza la eficiencia del combustible y alarga la vida del motor.

el aceite y el filtro de aceite deben cambiarse de acuerdo a lo recomendado por el fabricante del vehículo. Los aceites eficientes en combustible (indicados por la etiqueta “API Eficiente en Energía”) contienen ciertos aditivos que reducen la fricción e incrementan la economía de combustible del vehículo en 3 por ciento o más.

En suma, una persona puede ahorrar combustible y dinero, y proteger el ambiente, *comprando un vehículo energéticamente eficiente, minimizando la cantidad de manejo, siendo consciente del combustible cuando maneja y dándole mantenimiento adecuado.* Estas medidas tienen los beneficios adicionales de mejor seguridad, costos reducidos de mantenimiento y vida extendida del vehículo.

RESUMEN

Un ciclo durante el cual se produce una cantidad neta de trabajo recibe el nombre de *ciclo de potencia*, y un ciclo de potencia durante el cual el fluido de trabajo permanece en todo momento como un gas se denomina *ciclo de potencia de gas*. El ciclo más eficiente que opera entre una fuente a temperatura T_H y un sumidero a temperatura T_L es el ciclo de Carnot y su eficiencia térmica está dada por

$$\eta_{\text{tér,Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Los ciclos reales de gas son bastante complejos. Los cálculos utilizados para simplificar su análisis se conocen como *suposiciones de aire estándar*. Bajo estas suposiciones se considera que todos los procesos serán internamente reversibles; se supone que el fluido de trabajo será aire, el cual se comporta como un gas ideal, mientras que los procesos de combustión y escape se sustituyen por procesos de adición y rechazo de calor, respectivamente. Las suposiciones de aire estándar se denominan *suposiciones de aire estándar frío* si se supone también que el aire va a tener calores específicos a temperatura ambiente.

En las máquinas reciprocantes, la *relación de compresión* r y la *presión media efectiva* PME se definen como

$$r = \frac{V_{\text{máx}}}{V_{\text{mín}}} = \frac{V_{\text{PMI}}}{V_{\text{PMS}}}$$

$$\text{PME} = \frac{w_{\text{neto}}}{V_{\text{máx}} - V_{\text{mín}}}$$

El *ciclo de Otto* es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes de encendido por chispa y se compone de cuatro procesos internamente reversibles: compresión isentrópica, adición de calor a volumen constante, expansión isentrópica y rechazo de calor a volumen constante. Bajo las suposiciones de aire estándar frío, la eficiencia térmica del ciclo de Otto ideal es donde r es la relación de compresión y k es la relación de calores específicos c_p/c_v .

$$\eta_{\text{tér,Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$

El *ciclo Diésel* es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes de encendido por compresión. Este ciclo es muy similar al de Otto, excepto en que el proceso de adición de calor a volu-

men constante se reemplaza por un proceso de adición de calor a presión constante. Su eficiencia térmica bajo las suposiciones de aire estándar frío es

$$\eta_{\text{tér,Diésel}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right]$$

donde r_c es la *relación de corte de admisión*, definida como la relación de los volúmenes de cilindro después y antes del proceso de combustión.

Los *ciclos Stirling* y *Ericsson* son dos ciclos totalmente reversibles que incluyen un proceso de adición de calor isotérmico a T_H y un proceso de rechazo de calor isotérmico a T_L . Difieren del ciclo de Carnot en que los dos procesos isentrópicos son sustituidos por dos de regeneración a volumen constante en el ciclo Stirling y por dos de regeneración a presión constante en el ciclo Ericsson. Ambos ciclos utilizan *regeneración*, un proceso durante el cual se transfiere calor a un dispositivo de almacenamiento de energía térmica (denominado *regenerador*) durante una parte del ciclo y después se transfiere de nuevo al fluido de trabajo durante otra parte del ciclo.

El ciclo ideal para las máquinas modernas de turbinas de gas es el *ciclo Brayton*, que está compuesto por cuatro procesos internamente reversibles: compresión isentrópica (en un compresor), adición de calor a presión constante, expansión isentrópica (en una turbina) y rechazo de calor a presión constante. Bajo las suposiciones de aire estándar frío, su eficiencia térmica es

$$\eta_{\text{tér,Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}$$

donde $r_p = P_{\text{máx}}/P_{\text{mín}}$ es la relación de presión y k es la relación de calores específicos. La eficiencia térmica de un ciclo Brayton simple aumenta con la relación de presión.

La desviación del compresor y de la turbina reales respecto de los isentrópicos idealizados puede tomarse en cuenta con exactitud si se utilizan sus eficiencias isentrópicas, definidas como

$$\eta_C = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

y

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} \cong \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}}$$

donde los estados 1 y 3 son los estados de entrada, 2a y 4a son los estados reales de salida, y 2s y 4s son los estados isentrópicos de salida.

En las máquinas de turbina de gas, la temperatura de los gases de escape que salen de la turbina a menudo es considerablemente más alta que la temperatura del aire a la salida del compresor. Por lo tanto, el aire de alta presión que sale del compresor se puede calentar transfiriéndole calor de los gases calientes de escape de turbina en un intercambiador de calor a contraflujo, que también se conoce como *regenerador*. El grado en el que un regenerador se acerca a un regenerador ideal se llama la *eficacia* o *efectividad* ϵ y se define como

$$\epsilon = \frac{q_{\text{regen,real}}}{q_{\text{regen,máx}}}$$

Bajo suposiciones de aire estándar frío, la eficiencia térmica de un ciclo Brayton ideal con regeneración se vuelve

$$\eta_{\text{tér,regen}} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right)(r_p)^{(k-1)/k}$$

donde T_1 y T_3 son las temperaturas mínima y máxima, respectivamente, en el ciclo.

La eficiencia térmica del ciclo Brayton se puede también aumentar utilizando *compresión en etapas múltiples con interenfriamiento*, y *expansión en etapas múltiples con recalentamiento*. El consumo de trabajo por el compresor se minimiza cuando se mantienen relaciones de presión iguales a través de cada etapa. Este procedimiento también maximiza la producción de trabajo por la turbina.

Los motores de turbina de gas se usan de manera extensa para accionar aviones porque son ligeros y compactos y tienen una alta relación de potencia a peso. El *ciclo de propulsión por reacción* ideal se distingue del ciclo Brayton ideal simple en que los gases se expanden parcialmente en la turbina. Los gases que salen de la turbina a una presión relativamente alta se aceleran posteriormente en una tobera para proporcionar el empuje necesario para propulsar el avión.

El *empuje neto* que desarrolla el motor es

$$F = \dot{m}(V_{\text{salida}} - V_{\text{entrada}})$$

donde \dot{m} es el flujo másico de los gases, V_{salida} es la velocidad de salida de los gases de escape y V_{entrada} es la velocidad de entrada del aire, ambas relativas al avión.

La potencia desarrollada por el empuje del avión se llama la *potencia de propulsión* \dot{W}_p , y está dada por

$$\dot{W}_p = \dot{m}(V_{\text{salida}} - V_{\text{entrada}})V_{\text{avión}}$$

La *eficiencia de propulsión* es una medida de la eficiencia con la que se convierte la energía liberada durante el proceso de combustión en energía de propulsión, y se define como

$$\eta_p = \frac{\text{Potencia de propulsión}}{\text{Razón de suministro de energía}} = \frac{\dot{W}_p}{\dot{Q}_{\text{entrada}}}$$

Para un ciclo ideal que incluye transferencia de calor sólo con una fuente a T_H y un sumidero a T_L , la destrucción de exergía es

$$x_{\text{destr}} = T_0 \left(\frac{q_{\text{salida}}}{T_L} - \frac{q_{\text{entrada}}}{T_H} \right)$$

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. V. D. Chase, "Propfans: A New Twist for the Propeller", *Mechanical Engineering*, noviembre, 1986, pp. 47-50.
2. C. R. Ferguson y A. T. Kirkpatrick, *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences*, 2a. ed., Wiley, Nueva York, 2000.
3. R. A. Harmon, "The Keys to Cogeneration and Combined Cycles", *Mechanical Engineering*, febrero, 1988, pp. 64-73.
4. J. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, Nueva York, 1988.
5. L. C. Lichty, *Combustion Engine Processes*, McGraw-Hill, Nueva York, 1967.
6. H. McIntosh, "Jumbo Jet", *10 Outstanding Achievements 1964-1989*, National Academy of Engineering, Washington, D.C., 1989, pp. 30-33.
7. W. Pulkrabek, *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*, 2a. ed., Upper Saddle River, Prentice-Hall, Nueva Jersey, 2004.
8. W. Siuru, "Two-Stroke Engines: Cleaner and Meaner", *Mechanical Engineering*, junio, 1990, pp. 66-69.
9. C. F. Taylor, *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*, M.I.T. Press, Cambridge, Massachusetts, 1968.

PROBLEMAS*

Ciclos real e ideal, ciclo de Carnot, suposiciones de aire estándar y motores recíprocos

- 9-1C** ¿Qué son las suposiciones de aire estándar?
- 9-2C** ¿Cuál es la diferencia entre las suposiciones de aire estándar y las de aire estándar frío?
- 9-3C** ¿Por qué el ciclo de Carnot no es adecuado como ciclo ideal para todos los dispositivos cíclicos que producen potencia?
- 9-4C** ¿Cómo se compara, en general, la eficiencia térmica de un ciclo ideal con la de uno de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura?
- 9-5C** ¿Cómo se modelan los procesos de combustión y escape según las suposiciones de aire estándar?
- 9-6C** ¿Qué representa el área encerrada por un ciclo en un diagrama P - V ? ¿Qué pasa en el caso de un diagrama T - s ?
- 9-7C** Defina la relación de compresión para motores recíprocos.
- 9-8C** ¿La presión media efectiva en un motor de automóvil en operación puede ser menor que la presión atmosférica?
- 9-9C** ¿Cuál es la diferencia entre motores de encendido por chispa y motores de encendido por compresión?
- 9-10C** Defina los siguientes términos relacionados con motores recíprocos: carrera, calibre, punto muerto superior y volumen de espacio libre.
- 9-11C** ¿Cuál es la diferencia entre volumen de espacio libre y volumen de desplazamiento de motores recíprocos?
- 9-12** ¿Cualquier ciclo de potencia de gas ideal puede tener una eficiencia térmica mayor que 55 por ciento cuando se utilizan depósitos de energía térmica a $627\text{ }^\circ\text{C}$ y $17\text{ }^\circ\text{C}$?
- 9-13** Se ejecuta un ciclo de aire estándar dentro de un sistema cerrado de cilindro-émbolo, y consiste en tres procesos como sigue:

- 1-2 Adición de calor con $V = \text{constante}$ de 100 kPa y $27\text{ }^\circ\text{C}$ a 850 kPa
 2-3 Expansión isotérmica hasta que $V_3 = 7V_2$
 3-1 Rechazo de calor al estado inicial con $P = \text{constante}$

Suponga que el aire tiene propiedades constantes con $c_v = 0.718\text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$, $c_p = 1.005\text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$, $R = 0.287\text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ y $k = 1.4$.

- a) Muestre el ciclo en los diagramas P - V y T - s .
 b) Determine la relación de trabajo de compresión al de expansión (relación de trabajo de retroceso).
 c) Determine la eficiencia térmica del ciclo.

Respuestas: b) 0.453, c) 25.6 por ciento

9-14 En un sistema cerrado se ejecuta un ciclo de aire-estándar con calores específicos variables con 0.003 kg de aire y está compuesto por los siguientes cuatro procesos:

- 1-2 Adición de calor con $v = \text{constante}$ de 95 kPa y $17\text{ }^\circ\text{C}$ a 380 kPa
 1-3 Expansión isentrópica a 95 kPa
 3-1 Rechazo de calor con $P = \text{constante}$ hasta el estado inicial

- a) Muestre el ciclo en los diagramas P - V y T - s .
 b) Calcule el trabajo neto por ciclo, en kJ.
 c) Determine la eficiencia térmica.

9-15 Repita el problema 9-14 con calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-16E En un sistema cerrado se ejecuta un ciclo de aire-estándar y se compone de los siguientes cuatro procesos:

- 1-2 Adición de calor con $v = \text{constante}$ desde 14.7 psia y $80\text{ }^\circ\text{F}$ en la cantidad de 300 Btu/lbm
 2-3 Rechazo de calor con $P = \text{constante}$ a 3 200 R
 3-4 Expansión isentrópica a 14.7 psia
 4-1 Rechazo de calor con $P = \text{constante}$ hasta el estado inicial

- a) Muestre el ciclo en diagramas P - V y T - s .
 b) Calcule la entrada de calor total por unidad de masa.
 c) Determine la eficiencia térmica.

Respuestas: 612 Btu/lbm, c) 24.2 por ciento

9-17E Repita el problema 9-16E con calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-18 Un gas ideal contenido en un dispositivo de cilindro y émbolo experimenta un ciclo de potencia como sigue:

- 1-2 Expansión isentrópica desde una temperatura inicial $T_1 = 20\text{ }^\circ\text{C}$ con una relación de compresión $r = 5$
 2-3 Adición de calor a presión constante
 3-1 Rechazo de calor a volumen constante


El gas tiene calores específicos constantes con $c_v = 0.7\text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ y $R = 0.3\text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$.

- a) Trace los diagramas P - V y T - s del ciclo.
 b) Determine las interacciones de calor y trabajo en cada proceso, en kJ/kg.
 c) Determine la eficiencia térmica del ciclo.
 d) Obtenga la expresión para la eficiencia térmica del ciclo en función de la relación de compresión r y la relación de calores específicos k .

9-19 Un ciclo de Carnot de aire-estándar se ejecuta en un sistema cerrado entre límites de temperatura de 350 y 1 200 K. Las presiones antes y después de la compresión isotérmica son de 150 y 300 kPa, respectivamente. Si la producción neta de trabajo por ciclo es de 0.5 kJ, determine a) la presión máxima en el ciclo, b) la transferencia de calor al aire y c) la masa de aire. Suponga calores específicos variables para el aire.

Respuestas: a) 30.0 MPa, b) 0.706 kJ, c) 0.00296 kg

9-20 Repita el problema 9-19 con helio como fluido de trabajo.

* 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.

9-21E Los depósitos de energía térmica de un ciclo de Carnot de un gas ideal están a $1\ 240\ ^\circ\text{F}$ y $40\ ^\circ\text{F}$, y el dispositivo que ejecuta este ciclo rechaza $100\ \text{Btu}$ de calor cada vez que se ejecuta el ciclo. Determine el calor total suministrado y el trabajo total producido por este ciclo cada vez que se ejecuta.

9-22 Considere un ciclo de Carnot ejecutado en un sistema cerrado con $0.6\ \text{kg}$ de aire. Los límites de temperatura del ciclo son 300 y $1\ 100\ \text{K}$, y las presiones mínima y máxima que ocurren durante el ciclo son 20 y $3\ 000\ \text{kPa}$. Suponiendo calores específicos constantes, determine la producción neta de trabajo por ciclo.

9-23 Considere un ciclo de Carnot ejecutado en un sistema cerrado con aire como fluido de trabajo. La presión máxima en el ciclo es $1\ 300\ \text{kPa}$ y la temperatura máxima es $950\ \text{K}$. Si el incremento de entropía durante el proceso de rechazo isotérmico de calor es $0.25\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$, y la producción neta de trabajo es $110\ \text{kJ/kg}$, determine *a*) la presión mínima en el ciclo, *b*) el rechazo de calor en el ciclo y *c*) la eficiencia térmica del ciclo. *d*) Si un ciclo real de la máquina térmica opera entre los mismos límites de temperatura y produce $5\ 200\ \text{kW}$ de potencia para un flujo de aire de $95\ \text{kg/s}$, determine la eficiencia según la segunda ley en este ciclo.

Ciclo de Otto

9-24C ¿Cuáles son los cuatro procesos que constituyen el ciclo de Otto ideal?

9-25C ¿Los procesos que constituyen el ciclo de Otto se analizan como procesos de sistema cerrado o flujo estable? ¿Por qué?

9-26C ¿Cómo se comparan las eficiencias del ciclo ideal de Otto y el ciclo de Carnot para los mismos límites de temperatura? Explique.

9-27C ¿Cómo cambia la eficiencia térmica de un ciclo ideal de Otto con la relación de compresión del motor y la relación de calores específicos del fluido de trabajo?

9-28C ¿Por qué no se usan altas relaciones de compresión en motores de ignición por chispa?

9-29C Un ciclo ideal de Otto con una relación de compresión especificada se ejecuta usando *a*) aire, *b*) argón, *c*) etano como fluido de trabajo. ¿En qué caso será la eficiencia térmica la más alta? ¿Por qué?

9-30C ¿Cómo se relacionan las rpm (revoluciones por minuto) de un motor de gasolina de cuatro tiempos con el número de ciclos termodinámicos? ¿Cuál sería su respuesta para un motor de dos tiempos?


9-31C ¿Cuál es la diferencia entre los motores de gasolina con inyección de combustible y los motores diésel?

9-32E Determine la presión media efectiva de un ciclo de Otto ideal que utiliza aire como fluido de trabajo; su estado al principio de la compresión es $14\ \text{psia}$ y $60\ ^\circ\text{F}$; su temperatura al final de la combustión es $1\ 500\ ^\circ\text{F}$; y su relación de compresión es 9 . Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-33E Reconsidere el problema 9-32E. Determine la tasa de adición y rechazo de calor para este ciclo de Otto ideal cuando produce $140\ \text{hp}$.

9-34 Un ciclo de Otto ideal tiene una razón de compresión de 8 . Al principio del proceso de compresión, el aire está a $95\ \text{kPa}$ y $27\ ^\circ\text{C}$, y $750\ \text{kJ/kg}$ de calor se transfieren al aire durante el proceso de adición de calor a volumen constante. Tomando en cuenta la variación de calores específicos con la temperatura, determine *a*) la presión y la temperatura al final del proceso de adición de calor, *b*) la producción neta de trabajo, *c*) la eficiencia térmica y *d*) la presión media efectiva del ciclo.

Respuestas: *a*) $3\ 898\ \text{kPa}$, $1\ 539\ \text{K}$, *b*) $392.4\ \text{kJ/kg}$, *c*) 52.3 por ciento, *d*) $495\ \text{kPa}$

9-35  Reconsidere el problema 9-34, y con un software apropiado, estudie el efecto de variar la relación de compresión de 5 a 10 . Trace la salida de trabajo neto y la eficiencia térmica en función de la relación de compresión. Trace los diagramas T - s y P - v para el ciclo cuando la relación de compresión es 8 .

9-36 Repita el problema 9-34 con calores específicos a temperatura ambiente.

9-37E Un motor de ignición por chispa tiene una relación de compresión de 10 , una eficiencia isentrópica de compresión de 85 por ciento y una eficiencia isentrópica de expansión de 95 por ciento. Al principio de la compresión, el aire en el cilindro está a $13\ \text{psia}$ y $60\ ^\circ\text{F}$. La temperatura máxima medida del gas es $2\ 300\ ^\circ\text{F}$. Determine el calor suministrado por unidad de masa, la eficiencia térmica y la presión media efectiva de este motor cuando se modela con el ciclo de Otto. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

Respuestas: $225\ \text{Btu/lbm}$, 49.7 por ciento, $45.3\ \text{psia}$

9-38 Un ciclo de Otto ideal tiene una relación de compresión de 7 . Al principio del proceso de compresión, $P_1 = 90\ \text{kPa}$, $T_1 = 27\ ^\circ\text{C}$ y $V_1 = 0.004\ \text{m}^3$. La temperatura máxima del ciclo es $1\ 127\ ^\circ\text{C}$. Para cada repetición del ciclo, calcule el rechazo de calor y la producción de trabajo neto. También calcule la eficiencia térmica y la presión media efectiva para este ciclo. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

Respuestas: $1.03\ \text{kJ}$, $1.21\ \text{kJ}$, 54.1 por ciento, $354\ \text{kPa}$

9-39 Un motor de ignición por chispa de seis cilindros y $4\ \text{L}$, que opera en el ciclo ideal de Otto, succiona aire a $90\ \text{kPa}$ y $20\ ^\circ\text{C}$. El volumen confinado mínimo es el 15 por ciento del volumen confinado máximo. Cuando opera a $2\ 500\ \text{rpm}$, este motor produce $90\ \text{hp}$. Determine la tasa de adición de calor a este motor. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-40E Un ciclo de Otto ideal con aire como fluido de trabajo tiene una relación de compresión de 8 . Las temperaturas mínima y máxima del ciclo son 540 y $2\ 400\ \text{R}$. Teniendo en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura, determine *a*) la cantidad de calor transferido al aire durante el proceso de adición de calor, *b*) la eficiencia térmica y *c*) la eficiencia térmica de un ciclo de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura.

9-41E Repita el problema 9-40E utilizando argón como fluido de trabajo.

9-42C ¿En qué se distingue un motor diésel de uno de gasolina? Alguien sugirió que el ciclo de Otto de aire estándar es más preciso si los dos procesos isentrópicos se reemplazan con pro-

cesos politrópicos con exponente politrópico $n = 1.3$. Considere tal ciclo cuando la relación de compresión es 8, $P_1 = 95$ kPa, $T_1 = 15$ °C y la temperatura máxima del ciclo es 1 200 °C. Determine el calor transferido hacia o rechazado desde este ciclo, y también la eficiencia térmica. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

Respuestas: 835 kJ/kg, 420 kJ/kg, 49.8 por ciento

9-43 Repita el problema 9-42 cuando se utilizan procesos isentrópicos en vez de procesos politrópicos.

9-44 Cuando se duplica la relación de compresión de un ciclo ideal de Otto, ¿qué sucede con la temperatura máxima y la presión máxima del gas cuando el estado del aire al principio de la compresión y la cantidad de adición de calor permanecen iguales? Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

Ciclo Diésel

9-45C ¿En qué se distingue un motor diésel de uno de gasolina?

9-46C ¿En qué se distingue el ciclo ideal Diésel del ciclo ideal de Otto?

9-47C ¿Qué es la relación de cierre de admisión? ¿Cómo afecta la eficiencia térmica de un ciclo Diésel?

9-48C Para una relación especificada de compresión, ¿es más eficiente un motor diésel o uno de gasolina?

9-49C ¿Cuáles motores operan a relaciones de compresión más alta: los motores diésel o los de gasolina? ¿Por qué?

9-50 Un ciclo Diésel ideal tiene una relación de compresión de 18 y una relación de cierre de admisión de 1.5. Determine la temperatura máxima del aire y la tasa de adición de calor hacia este ciclo cuando produce 200 hp de potencia; el ciclo se repite 1 200 veces por minuto; y el estado del aire al principio de la compresión es 95 kPa y 17 °C. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-51 Reconsidere el problema 9-50 cuando la eficiencia de compresión isentrópica es de 90 por ciento y la eficiencia de expansión isentrópica es de 95 por ciento.

9-52 Un ciclo Diésel de aire estándar tiene una relación de compresión de 16 y una relación de cierre de admisión de 2. Al principio del proceso de compresión, el aire está a 95 kPa y 27 °C. Teniendo en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura, determine *a*) la temperatura después del proceso de adición de calor, *b*) la eficiencia térmica, y *c*) la presión media efectiva.

Respuestas: 1 725 K, *b*) 56.3 por ciento, *c*) 675.9 kPa

9-53 Repita el problema 9-52 utilizando calores específicos constantes a temperatura ambiente.


9-54E Un ciclo Diésel de aire estándar tiene una relación de compresión de 18.2. El aire está a 120 °F y 14.7 psia al principio del proceso de compresión y a 3 200 R al final del proceso de adición de calor. Teniendo en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura, determine *a*) la relación de cierre de admisión, *b*) el rechazo de calor por unidad de masa y *c*) la eficiencia térmica.

9-55E Repita el problema 9-54E utilizando calores específicos a temperatura ambiente.

9-56 Un ciclo Diésel ideal tiene una temperatura máxima de ciclo de 2 000 °F. El estado del aire al principio de la compresión es $P_1 = 95$ kPa y $T_1 = 15$ °C. Este ciclo se ejecuta en motor de cuatro tiempos, de ocho cilindros, con un diámetro interior de cilindro de 10 cm y una carrera de pistón de 12 cm. El volumen mínimo confinado en el cilindro es 5 por ciento del volumen máximo del cilindro. Determine la potencia que produce este motor cuando opera a 1 600 rpm. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente. *Respuesta:* 96.5 kW

9-57 Un motor ideal Diésel tiene una relación de compresión de 20 y usa aire como fluido de trabajo. El estado del aire al principio del proceso de compresión es 95 kPa y 20 °C. Si la temperatura máxima en el ciclo no ha de exceder 2 200 K, determine *a*) la eficiencia térmica y *b*) la presión media efectiva. Suponga calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente. *Respuestas:* *a*) 63.5 por ciento, *b*) 933 kPa


9-58 Repita el problema 9-57 pero reemplace el proceso de expansión isentrópica por un proceso de expansión politrópica, con el exponente politrópico $n = 1.35$. Use calores específicos variables.

9-59  Reconsidere el problema 9-58. Usando software apropiado, estudie el efecto de variar la relación de compresión de 14 a 24. Grafique la producción neta de trabajo, la presión media efectiva y la eficiencia térmica como función de la relación de compresión. Trace los diagramas *T-s* y *P-U* para el ciclo cuando la relación de compresión es 20.

9-60 Un motor diésel de cuatro cilindros, de dos tiempos, de 2.4 L, que opera en un ciclo Diésel ideal tiene una relación de compresión de 22 y una relación de cierre de admisión de 1.8. El aire está a 70 °C y 97 kPa al principio del proceso de compresión. Usando las suposiciones de aire estándar frío, determine cuánta potencia entregará el motor a 4 250 rpm.

9-61 Repita el problema 9-60 utilizando nitrógeno como fluido de trabajo.

9-62 La relación de compresión de un ciclo dual ideal es 14. El aire está a 100 kPa y 300 K al principio del proceso de compresión y a 2 200 K al final del proceso de adición de calor. La transferencia de calor hacia el aire ocurre en parte al volumen constante y en parte a la presión constante, y asciende a 1 520.4 kJ/kg. Suponiendo calores específicos para el aire, determine *a*) la fracción del calor transferido a volumen constante y *b*) la eficiencia térmica del ciclo.

9-63  Reconsidere el problema 9-62, y con un software apropiado, estudie el efecto de variar la relación de compresión de 10 a 18. Para la compresión igual a 14, trace los diagramas *T-s* y *P-U* para el ciclo.

9-64 Repita el problema 9-62 utilizando calores específicos constantes a temperatura ambiente. ¿Es razonable la suposición de calor específico constante en este caso?

9-65E Un ciclo dual ideal de aire estándar tiene una relación de compresión de 20 y una relación de cierre de admisión de 1.3. La relación de presiones durante el proceso de adición de calor a volumen constante es 1.2. Determine la eficiencia

térmica, la cantidad de calor agregado, y la presión y temperatura máximas de gas cuando este ciclo se opera a 14 psia y 70 °F al principio de la compresión. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-66E Repita el problema 9-65E si la relación de compresión se redujera a 12.

9-67 Desarrolle una expresión para la relación de cierre de admisión r_c que la exprese en términos de $q_{ent}(c_p T_1 r^{k-1})$ para un ciclo Diésel de aire estándar.

9-68 Un ciclo de aire estándar, llamado ciclo dual, con calores específicos constantes, se lleva a cabo en un sistema cerrado de cilindro-émbolo, y está compuesto de los siguientes cinco procesos:

- 1-2 Compresión isentrópica con una relación de compresión, $r = V_1/V_2$
- 2-3 Adición de calor a volumen constante con una relación de presión, $r_p = P_3/P_2$
- 3-4 Una adición de calor a presión constante con una relación de volumen, $r_c = V_4/V_3$
- 4-5 Expansión isentrópica mientras se realiza trabajo hasta $V_5 = V_1$
- 5-1 Rechazo de calor a volumen constante, hasta el estado inicial.

- a) Trace los diagramas $P-U$ y $T-s$ para este ciclo.
- b) Obtenga una expresión para la eficiencia térmica del ciclo como función de k , r , r_c y r_p .
- c) Evalúe el límite de la eficiencia cuando r_p tiende a la unidad, y compare su respuesta con la expresión para la eficiencia del ciclo Diésel.
- d) Evalúe el límite de la eficiencia cuando r_c tiende a la unidad, y compare su respuesta con la expresión para eficiencia del ciclo de Otto.

Ciclos Stirling y Ericsson

9-69C ¿Cuál ciclo está compuesto de dos procesos isotérmicos y dos de volumen constante?

9-70C ¿En qué se distingue el ciclo ideal Ericsson del ciclo Carnot?

9-71C Considere los ciclos ideales de Otto, Stirling y Carnot, operando entre los mismos límites de temperatura. ¿Cómo compararía las eficiencias térmicas de estos tres ciclos?

9-72C Considere los ciclos ideales Diésel, Ericsson y Carnot operando entre los mismos límites de temperatura. ¿Cómo compararía las eficiencias térmicas de estos tres ciclos?

9-73E Un motor ideal Ericsson que usa helio como su fluido de trabajo opera entre los límites de temperatura de 550 y 3 000 R y los límites de presión de 25 y 200 psia. Suponiendo una tasa de flujo másico de 14 lbm/s, determine a) la eficiencia térmica del ciclo, b) la razón de transferencia de calor en el regenerador y c) la potencia entregada.

9-74 Un motor ideal Stirling que usa helio como su fluido de trabajo opera entre los límites de temperatura de 300 y 2 000 K y límites de presión de 150 kPa y 3 Mpa. Suponiendo que la masa del helio usada en el ciclo es de 0.12 kg, determine

a) la eficiencia térmica del ciclo, b) la cantidad de calor transferido en el regenerador y c) el trabajo producido por ciclo.

9-75E Un ciclo Stirling de aire estándar opera con una presión máxima de 600 psia y una presión mínima de 10 psia. El volumen máximo del aire es 10 veces el volumen mínimo. La temperatura durante el proceso de rechazo de calor es 100 °F. Calcule el calor específico agregado o rechazado por este ciclo, y también el trabajo específico neto producido por el ciclo. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-76E Reconsidere el problema 9-75E. ¿Cuánto calor se guarda (y recupera) en el regenerador?

9-77 Considere un ciclo Ericsson ideal con aire como fluido de trabajo, ejecutado en un sistema de flujo estacionario. El aire está a 27 °C y 120 kPa al inicio del proceso de compresión isotérmica, durante el cual se rechazan 150 kJ/kg de calor. La transferencia de calor al aire ocurre a 950 K. Determine a) la presión máxima en el ciclo, b) la producción neta de trabajo por unidad de masa de aire y c) la eficiencia térmica del ciclo. *Respuestas:* a) 685 kPa, b) 325 kJ/kg, c) 68.4 por ciento

9-78E Un ciclo Stirling ideal utiliza depósitos de energía a 40 °F y 640 °F y utiliza hidrógeno como gas de trabajo. Se diseñó con un volumen mínimo de 0.1 pie³, un volumen máximo de 1 pie³ y una presión máxima de 400 psia. Calcule la cantidad de adición de calor externo, rechazo de calor externo y transferencia de calor entre el fluido de trabajo y el regenerador para cada ciclo completo. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-79C Ciclos ideales y reales de turbina de gas (Ciclos Brayton)

9-79C ¿Cuáles cuatro procesos integran el ciclo Brayton ideal simple?

9-80C Para temperaturas máxima y mínima fijas, ¿cuál es el efecto de la relación de presiones en a) la eficiencia térmica y b) la producción neta de trabajo de un ciclo Brayton ideal simple?

9-81C ¿Qué es la relación del trabajo de retroceso? ¿Cuáles son los valores típicos de relación del trabajo de retroceso para ciclos de potencia para motores turbina de gas?

9-82C ¿Por qué son las relaciones del trabajo de retroceso relativamente altas en los ciclos en motores de turbina de gas?

9-83C ¿Cómo afectan las ineficiencias de la turbina y el compresor a) la relación del trabajo de retroceso y b) la eficiencia térmica de un ciclo de potencia de un motor turbina de gas?

9-84E Un ciclo Brayton ideal simple con aire como fluido de trabajo tiene una relación de presiones de 10. El aire entra al compresor a 520 R y a la turbina a 2 000 R. Tomando en cuenta la variación de calores específicos con la temperatura, determine a) la temperatura del aire a la salida del compresor, b) la relación del trabajo de retroceso y c) la eficiencia térmica.

9-85 Una central eléctrica con turbina de gas estacionaria opera en un ciclo Brayton ideal simple con aire como fluido de trabajo. El aire entra al compresor a 95 kPa y 290 K y a la turbina a 760 kPa y 1 100 K. Se transfiere calor al aire a razón de 35 000 kJ/s. Determine la potencia suministrada por esta planta a) suponiendo calores específicos constantes a tempera-

tura ambiente y b) tomando en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura.

9-86 Una central eléctrica con turbina de gas opera en un ciclo Brayton simple con aire como su fluido de trabajo y entrega 32 MW de potencia. Las temperaturas máxima y mínima en el ciclo son de 310 y 900 K, y la presión del aire a la salida del compresor es 8 veces el valor de la presión a la entrada. Considerando una eficiencia isentrópica de 80 por ciento para el compresor y de 86 por ciento para la turbina, determine la razón de flujo másico a través del ciclo. Tome en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura.

9-87 Repita el problema 9-86 utilizando calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-88 Un ciclo Brayton ideal simple opera con aire a temperaturas mínima y máxima de 27 °C y 727 °C. Se diseñó con una presión de ciclo máxima de 2 000 kPa y una presión mínima del ciclo de 100 kPa. Determine el trabajo neto producido por una de masa de aire cada vez que este ciclo se ejecuta y la eficiencia térmica del ciclo. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

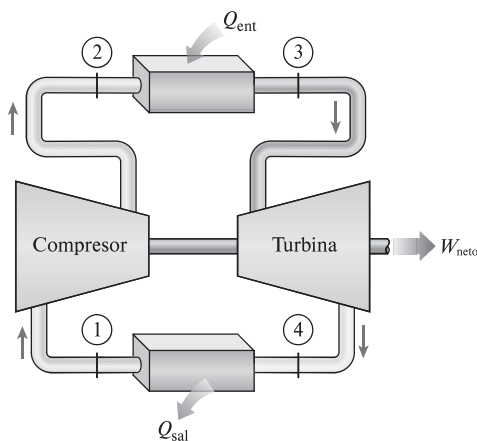


FIGURA P9-88

9-89 Repita el problema 9-88 cuando la eficiencia isentrópica de la turbina es de 90 por ciento.

9-90 Repita el problema 9-88 cuando la eficiencia isentrópica de la turbina es 90 por ciento y la del compresor es 80 por ciento.

9-91 Repita el problema 9-88 cuando las eficiencias isentrópicas de la turbina y el compresor son 90 por ciento y 80 por ciento, respectivamente, y hay una caída de presión de 50 kPa a través de la cámara de combustión.

Respuestas: 7.3 kJ, 3.8 por ciento

9-92 Se usa aire como fluido de trabajo en un ciclo Brayton ideal simple que tiene una relación de presiones de 12, una temperatura de entrada al compresor de 300 K y una temperatura de entrada a la turbina de 1 000 K. Determine el flujo másico de aire necesario para una producción neta de potencia de 70 MW, suponiendo que tanto el compresor como la turbina tienen una eficiencia isentrópica de a) 100 por ciento y b) 85 por ciento. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente. Respuestas: a) 352 kg/s, b) 1 037 kg/s

9-93 Un motor de avión opera en un ciclo Brayton ideal simple con una relación de presiones de 10. Se agrega calor al ciclo a razón de 500 kW; el aire pasa a través del motor a razón de 1 kg/s; y el aire al principio de la compresión está a 70 kPa y 0 °C. Determine la potencia producida por este motor y su eficiencia térmica. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-94 Repita el problema 9-93 para una relación de presiones de 15.

9-95 Una central eléctrica con turbina de gas opera en el ciclo Brayton simple entre los límites de presión de 100 y 1 600 kPa. El fluido de trabajo es aire, que entra al compresor a 40 °C a razón de 850 m³/min y sale de la turbina a 650 °C. Suponiendo una eficiencia isentrópica del compresor de 85 por ciento y una eficiencia de la turbina de 88 por ciento, determine a) la salida de potencia neta, b) la relación de trabajo de retroceso, c) la eficiencia térmica. Use calores específicos constantes con $c_v = 0.821$ kJ/kg·K, $c_p = 1.108$ kJ/kg·K, y $k = 1.35$. Respuestas: a) 6 488 kW, b) 0.511, c) 37.8 por ciento

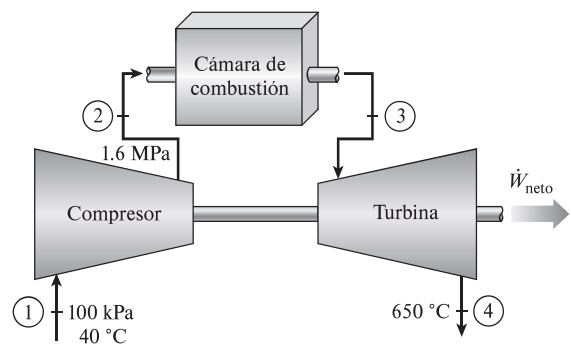


FIGURA P9-95

9-96E Un ciclo Brayton ideal simple utiliza argón como fluido de trabajo. Al principio de la compresión, $P_1 = 15$ psia y $T_1 = 80$ °F; la temperatura máxima del ciclo es 1 200 °F, y la presión en la cámara de combustión es 150 psia. El argón entra al compresor por una abertura de 3 pies² a una velocidad de 200 pies/s. Determine la tasa de adición de calor a esta máquina, la potencia producida y la eficiencia térmica del ciclo.

9-97 Una planta eléctrica con turbina de gas opera en un ciclo Brayton modificado como se muestra en la figura, con una relación total de presiones de 8. El aire entra al compresor a 0 °C y 100 kPa. La temperatura máxima del ciclo es 1 500 K. El compresor y las turbinas son isentrópicos. La turbina de alta presión desarrolla sólo la suficiente potencia para operar el compresor. Suponga propiedades constantes para el aire a 300 K, con $c_p = 0.718$ kJ/kg·K, $c_p = 1.005$ kJ/kg·K, $R = 0.287$ kJ/kg·K, $k = 1.4$.

- Trace el diagrama T - s para el ciclo. Marque los estados de referencia.
- Determine la temperatura y la presión en el estado 4, a la salida de la turbina de alta presión.
- Si la producción neta de potencia es 200 MW, determine el flujo másico del aire que entra al compresor, en kg/s.

Respuestas: b) 1 279 K, 457 kPa, c) 442 kg/s

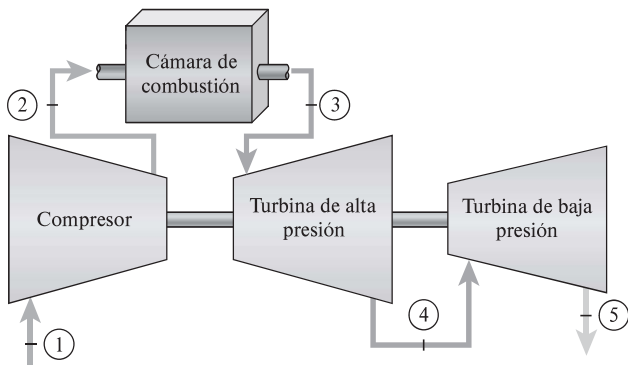


FIGURA P9-97

9-98 Una central eléctrica de turbina de gas que opera en el ciclo Brayton simple tiene una relación de presiones de 7. El aire entra al compresor a 0°C y 100 kPa . La temperatura máxima del ciclo es 1500 K . Las eficiencias isentrópicas del compresor y la turbina son de 80 y 90 por ciento, respectivamente. Suponga propiedades constantes para el aire a 300 K con $c_v = 0.718\text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$, $c_p = 1.005\text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$, $R = 0.287\text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$, $k = 1.4$.

- Trace el diagrama T - s para el ciclo.
- Si la salida de potencia neta es 150 MW , determine la tasa de flujo volumétrico del aire que entra al compresor en m^3/s .
- Para una velocidad de entrada al compresor y área de entrada fijas, explique el efecto de incrementar la temperatura de entrada al compresor (es decir, operación en verano contra operación en invierno) en la tasa de flujo másico de entrada y la salida de potencia neta con todos los demás problemas iguales.

Ciclo Brayton con regeneración

9-99C ¿Cómo afecta la regeneración la eficiencia de un ciclo Brayton, y cómo lo logra?

9-100C Defina la efectividad de un regenerador utilizado en ciclos de turbina de gas.

9-101C Alguien asegura que a relaciones de presiones muy altas, el uso de regeneración realmente disminuye la eficiencia térmica de un ciclo de potencia de turbina de gas. ¿Hay algo de verdad en esta afirmación? Explique.

9-102C En un regenerador ideal, ¿el aire que sale del compresor se calienta a *a*) la temperatura a la entrada de la turbina, *b*) la temperatura a la salida de la turbina, *c*) ligeramente arriba de la temperatura de salida de la turbina?

9-103C En 1903, Aegidius Elling, de Noruega, diseñó y construyó una turbina de gas de 11 hp que usaba inyección de vapor de agua entre la cámara de combustión y la turbina para enfriar los gases de combustión a una temperatura segura para los materiales disponibles en esa época. En la actualidad hay varias plantas eléctricas de turbina de gas que usan inyección de vapor de agua para aumentar la potencia y mejorar la eficiencia térmica. Por ejemplo, se reporta que la eficiencia térmica de la turbina de gas General Electric LM5000 aumenta de 35.8 por ciento en operación de ciclo simple a 43 por ciento cuando se usa inyección de vapor de agua. Explique por qué la inyección de va-

por de agua aumenta la producción de potencia y la eficiencia de las turbinas de gas. Explique también cómo obtendría el vapor de agua.

9-104 Desarrolle una expresión para la eficiencia térmica de un ciclo Brayton ideal con un generador ideal con efectividad de 100 por ciento.

9-105 Una turbina de gas para un automóvil se diseña con un regenerador. El aire entra al compresor de este motor a 100 kPa y 30°C . La relación de presiones del compresor es 10; la temperatura máxima del ciclo es 800°C y el flujo de aire frío sale del regenerador 10°C más frío que el flujo de aire caliente a la entrada del regenerador. Suponiendo que tanto el compresor como la turbina son isentrópicos, determine las tasas de adición y rechazo de calor para este ciclo cuando produce 115 kW . Use calores específicos constantes a temperatura ambiente. *Respuestas:* 240 kW , 125 kW

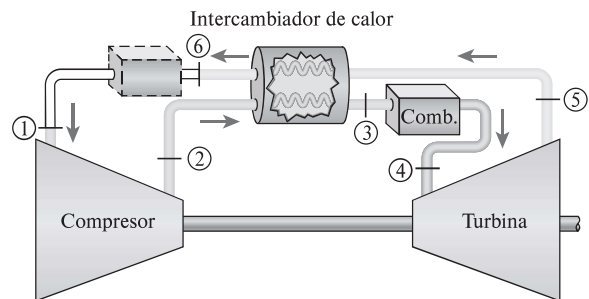


FIGURA P9-105


9-106 Reconsidere el problema 9-105 cuando la eficiencia isentrópica del compresor es 87 por ciento y la eficiencia isentrópica de la turbina es 90 por ciento.

9-107 Un motor de turbina de gas opera en el ciclo Brayton ideal con regeneración, como se muestra en la figura 9-105. Ahora se modifica la instalación del regenerador de modo que los flujos de aire de los estados 2 y 5 entran por un lado del regenerador y los flujos 3 y 6 salen por el otro lado (es decir, se realiza la instalación de flujos paralelos de un intercambiador de calor). Considere este sistema cuando el aire entra al compresor a 100 kPa y 20°C ; la relación de presiones del compresor es 7, la temperatura máxima del ciclo es de 727°C y la diferencia entre las temperaturas de los flujos de aire caliente y frío es de 6°C en el lado del regenerador por el que sale el flujo frío. ¿La instalación del ciclo como se muestra en la figura es más o menos eficiente que esta instalación? Suponga que tanto el compresor como la turbina son isentrópicos, y use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-108E Se agrega un regenerador ideal ($T_3 = T_5$) a un ciclo Brayton ideal simple (vea la figura P9-105). El aire entra al compresor de este ciclo a 16 psia y 100°F ; la relación de presiones es 11, y la máxima temperatura del ciclo es 1940°F . ¿Cuál es la eficiencia térmica de este ciclo? Use calores específicos constantes a temperatura ambiente. ¿Cuál sería la eficiencia térmica de este ciclo sin el regenerador?

9-109 Se reporta que la turbina de gas 7FA fabricada por General Electric tiene una eficiencia de 35.9 por ciento en el modo de ciclo simple y para producir 159 MW de potencia neta. La

relación de presiones es 14.7 y la temperatura de entrada a la turbina es 1 288 °C. La tasa de flujo másico a través de la turbina es 1 536 000 kg/h. Considerando que las condiciones ambientales son 30 °C y 100 kPa, determine las eficiencias isentrópicas de la turbina y el compresor. También, determine la eficiencia térmica de esta turbina de gas si se agrega un regenerador con una efectividad de 65 por ciento.

9-110  Reconsidere el problema 9-109, y con un software apropiado, desarrolle una solución que tenga en cuenta diferentes eficiencias isentrópicas para el compresor y la turbina y estudie el efecto de las eficiencias isentrópicas en el trabajo neto realizado y el calor suministrado al ciclo. Trace el diagrama T - s para el ciclo.

9-111E La idea de usar turbinas de gas para propulsar automóviles se concibió en la década de 1930. Importantes fabricantes de automóviles, como Chrysler y Ford en Estados Unidos y Rover en el Reino Unido, hicieron un esfuerzo considerable de investigación en las décadas de 1940 y 1950 para desarrollar turbinas de gas para automóviles. El primer automóvil del mundo que usó una turbina de gas, el Rover Jet 1 de 200 hp, se construyó en 1950 en Inglaterra. Fue seguido por la producción del Plymouth sport Coupé de Chrysler en 1954, bajo el liderazgo de G. J. Huebner. Se construyeron varios cientos de automóviles Plymouth de turbina de gas a principios de la década de 1960, para fines de demostración, y se prestaron a un grupo selecto de personas para obtener experiencia de campo. Los usuarios no tenían quejas, salvo la lenta aceleración. Pero los automóviles nunca se produjeron en masa debido a los altos costos de producción (especialmente los materiales), y el no poder cumplir con las normas del Acta de Aire Limpio de 1966.

Un automóvil Plymouth de turbina de gas construido en 1960 tenía una temperatura de entrada a la turbina de 1 700 °F, una relación de presiones de 4 y una efectividad del regenerador de 0.9. Usando eficiencias isentrópicas de 80 por ciento tanto para el compresor como para la turbina, determine la eficiencia térmica de este automóvil. Determine también el flujo másico de aire para una producción neta de potencia de 130 hp. suponga que el aire ambiente está a 510 R y 14.5 psia.

9-112 Un ciclo ideal Brayton con regeneración que utiliza aire como fluido de trabajo tiene una relación de presiones de 7. Las temperaturas mínima y máxima en el ciclo son 310 y 1 150 K. Suponiendo una eficiencia isentrópica de 75 por ciento para el compresor y de 82 por ciento para la turbina y una efectividad de 65 por ciento para el regenerador, determine *a*) la temperatura del aire en la salida de la turbina, *b*) la salida de trabajo neto y *c*) la eficiencia térmica. Use calores específicos variables. *Respuestas:* 783 K, *b*) 108 kJ/kg, *c*) 22.5 por ciento

9-113 Una central eléctrica de turbina de gas estacionaria opera en un ciclo Brayton ideal regenerativo ($\epsilon = 100$ por ciento) con aire como fluido de trabajo. El aire entra al compresor a 95 kPa y 290 K y la turbina a 880 kPa y 1 100 K. Se transfiere calor al aire desde una fuente externa a razón de 30 000 kJ/s. Determine la potencia suministrada por esta planta *a*) suponiendo calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente y *b*) teniendo en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura.

9-114 Entra aire al compresor de un ciclo regenerativo de turbina de gas, a 310 K y 100 kPa, y se comprime a 900 kPa y

650 K. El regenerador tiene una efectividad de 80 por ciento, y el aire entra a la turbina a 1 400 K. Para una eficiencia de la turbina de 90 por ciento, determine *a*) la cantidad de calor que se transfiere en el regenerador y *b*) la eficiencia térmica. Suponga calores específicos variables para el aire.

Respuestas: *a*) 193 kJ/kg, *b*) 40.0 por ciento

9-115 Repita el problema 9-114 utilizando calores específicos a temperatura ambiente.

9-116 Repita el problema 9-114 para una efectividad del regenerador de 70 por ciento.

Ciclo Brayton con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración

9-117C Para una relación de presión específica, ¿por qué la compresión de etapas múltiples con interenfriamiento disminuye el trabajo del compresor, y la expansión de etapas múltiples con recalentamiento incrementa el trabajo de la turbina?

9-118C En un ciclo de turbina de gas de ciclo ideal con interenfriamiento, recalentamiento, y regeneración, a medida que se incrementa el número de etapas de compresión y expansión, la eficiencia del ciclo térmico se aproxima a *a*) 100 por ciento, *b*) a la eficiencia del ciclo de Otto, o *b*) a la eficiencia del ciclo de Carnot.

9-119C El proceso de compresión de una sola etapa de un ciclo ideal Brayton sin regeneración es reemplazado por un proceso de compresión de múltiples etapas con interenfriamiento entre los mismos límites de presión. A consecuencia de esta modificación,

- ¿el trabajo del compresor aumenta, disminuye o sigue siendo el mismo?
- ¿la relación de trabajo de retroceso aumenta, disminuye o permanece igual?
- ¿la eficiencia térmica aumenta, disminuye o permanece igual?

9-120C El proceso de expansión de una sola etapa de un ciclo Brayton ideal sin regeneración se reemplaza por un proceso de expansión de etapas múltiples con recalentamiento, entre los mismos límites de presión. Como resultado de la modificación,

- ¿aumenta, disminuye o permanece igual el trabajo de la turbina?
- ¿aumenta, disminuye o permanece igual la relación del trabajo de retroceso?
- ¿aumenta, disminuye o permanece igual la eficiencia térmica?

9-121C Un ciclo simple ideal Brayton sin regeneración se modifica para incorporar compresión de etapas múltiples con interenfriamiento y expansión de etapas múltiples con recalentamiento, sin cambiar los límites de presión ni de temperatura del ciclo. Como resultado de estas dos modificaciones,

- ¿aumenta, disminuye o permanece igual la producción neta de trabajo?
- ¿aumenta, disminuye o permanece igual la relación del trabajo de retroceso?
- ¿aumenta, disminuye o permanece igual la eficiencia térmica?

d) ¿aumenta, disminuye o permanece igual el rechazo de calor?

9-122C Un ciclo Brayton ideal simple se modifica para incorporar compresión de etapas múltiples con interenfriamiento, expansión de etapas múltiples con recalentamiento, y regeneración, sin cambiar los límites de presión del ciclo. Como resultado de estas modificaciones,

- ¿aumenta, disminuye o permanece igual la producción neta de trabajo?
- ¿aumenta, disminuye o permanece igual la relación del trabajo de retroceso?
- ¿aumenta, disminuye o permanece igual la eficiencia térmica?
- ¿aumenta, disminuye o permanece igual el rechazo de calor?

9-123 Considere una central eléctrica de turbina de gas regenerativa con dos etapas de compresión y dos etapas de expansión. La relación de presiones del ciclo es 9. El aire entra a cada etapa del compresor a 300 K y a cada etapa de la turbina a 1 200 K. Tomando en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura, determine la razón mínima de flujo másico del aire necesario para desarrollar una potencia neta producida de 110 MW. *Respuesta:* 250 kg/s

9-124 Repita el problema 9-123 utilizando argón como fluido de trabajo.

9-125 Considere un ciclo ideal de turbina de gas con dos etapas de compresión y dos etapas de expansión. La relación de presiones a través de cada etapa del compresor y de la turbina es 3. El aire entra a cada etapa del compresor a 300 K, y a cada etapa de la turbina a 1 200 K. Determine la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica del ciclo, suponiendo que a) no se usa regenerador y b) se usa un regenerador con efectividad de 75 por ciento. Use calores específicos variables.

9-126 Repita el problema 9-125, suponiendo una eficiencia de 86 por ciento para cada etapa del compresor y una eficiencia de 90 por ciento para cada etapa de la turbina.

9-127E Una turbina de gas opera con un regenerador y dos etapas de recalentamiento e interenfriamiento. El aire entra a esta máquina a 14 psia y 60 °F, la relación de presiones para cada etapa de compresión es 3; la temperatura del aire cuando

entra a la turbina es 940 °F; y el regenerador opera correctamente. Determine la tasa de flujo másico del aire que pasa a través de esta máquina y las tasas de adición y rechazo de calor cuando esta máquina produce 1 000 hp. Suponga operaciones isentrópicas para todas las etapas del compresor y la turbina y use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-128E Reconsidere el problema 9-127E. Determine el cambio de la tasa de adición de calor al ciclo cuando la eficiencia isentrópica de cada compresor es 88 por ciento y la de cada turbina es 93 por ciento.

Ciclos de propulsión por reacción

9-129C ¿Qué es la potencia de propulsión? ¿Cómo se relaciona con el empuje?

9-130C ¿Qué es la eficiencia de propulsión? ¿Cómo se determina?

9-131C ¿El efecto de las irreversibilidades en la turbina y el compresor de un motor de propulsión por reacción es de reducir a) el trabajo neto, b) el empuje o c) la tasa de consumo de combustible?

9-132 Entra aire a 7 °C a un motor de propulsión por reacción a razón de 16 kg/s y una velocidad de 220 m/s (relativa al motor). El aire se calienta en la cámara de combustión a razón de 15 000 kJ/s, y sale del motor a 427 °C. Determine el empuje producido por este motor de propulsión por reacción. (*Sugerencia:* elija todo el motor como el volumen de control.)

9-133E Un turborreactor vuela a una velocidad de 900 pies/s a una altitud de 20 000 pies, donde las condiciones ambientales son de 7 psia y 10 °F. La relación de presiones a través del compresor es de 13, y la temperatura en la entrada de la turbina es de 2 400 R. Suponiendo la operación ideal de todos los componentes y calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente, determine, a) la presión en la salida de la turbina, b) la velocidad de los gases producto de la combustión en el escape y c) la eficiencia propulsiva.

9-134E Repita el problema 9-133E teniendo en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura.

9-135 Un motor de reacción pura propulsa un avión a 240 m/s a través de aire que está a 45 kPa y -13 °C. El diámetro de entrada del motor es de 1.6 m. La relación de presiones del compresor es 13, y la temperatura a la entrada de la turbina es de 557 °C. Determine la velocidad a la salida de la tobera de este motor y el empuje producido. Suponga operación ideal para todos los componentes y calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-136 Un avión con motor turborreactor vuela a una velocidad de 280 m/s a una altitud de 9 150 m donde las condiciones de ambiente son 32 kPa y -32 °C. La relación de presiones a través del compresor es 12, y la temperatura a la entrada de la turbina es de 1 100 K. El aire entra al compresor a razón de 50 kg/s, y el combustible tiene un poder calorífico de 42 700 kJ/kg. Suponiendo operación ideal para todos los componentes y calores específicos constantes a temperatura ambiente, determine a) la velocidad de los gases de escape, b) la potencia de propulsión desarrollada y c) la tasa de consumo de combustible.

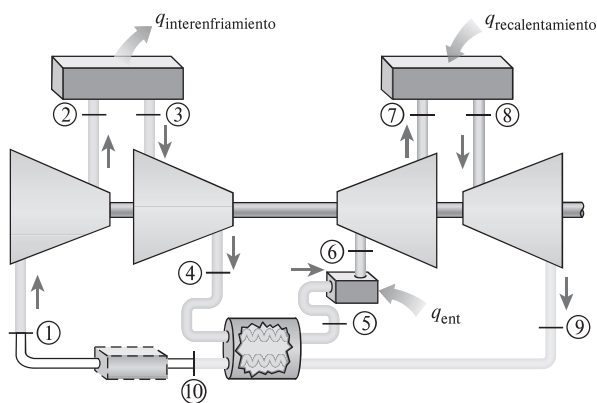



FIGURA P9-127E

9-137 Repita el problema 9-36 utilizando una eficiencia del compresor de 80 por ciento y una eficiencia de la turbina de 85 por ciento.

9-138E Un motor de propulsión de turbohélice opera donde el aire está a 8 psia y -10°F en un avión que vuela a una velocidad de 600 pies/s. La relación de presiones del ciclo Brayton es 10 y la temperatura del aire a la entrada de la turbina es 940°F . El diámetro de la hélice es de 10 pies y la tasa de flujo másico a través de la hélice es 20 veces que aquella a través del compresor. Determine la fuerza de empuje generada por este sistema de propulsión. Suponga una operación ideal para todos los componentes y calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-139E Reconsidere el problema 9-138E. ¿Cuánto cambiaría el empuje si el diámetro de la hélice se redujera a 8 pies con la misma tasa de flujo másico a través del compresor? Nota. La relación de flujos másicos ya no será 20.

9-140 Considere un avión impulsado por un motor turborreactor que tiene una relación de presiones de 9. El avión está estacionado en tierra, mantenido en posición por sus frenos. El aire ambiente está a 7°C y 95 kPa y entra al motor a razón de 20 kg/s. La turbosina tiene un poder calorífico de 42 700 kJ/kg, y se quema por completo a razón de 0.5 kg/s. Ignorando el efecto del difusor y el pequeño aumento de flujo másico a la salida del motor, así como las ineficiencias de los componentes del motor, determine la fuerza que se debe aplicar a los frenos para mantener estacionado el avión. *Respuesta:* 19 370 N

9-141  Reconsidere el problema 9-140. En el enunciado del problema, reemplace la tasa de flujo másico de entrada con una tasa de flujo volumétrico de $18.1\text{ m}^3/\text{s}$. Utilizando un software apropiado, investigue el efecto de la temperatura de entrada al compresor en el rango de -20 a 30°C en la fuerza que se debe aplicar a los frenos para mantener el avión estacionario. Trace esta fuerza en función de la temperatura de entrada al compresor.

Análisis de ciclos de potencia de gas según la segunda ley

9-142 Un ciclo Otto ideal tiene una relación de compresión de 8. Al principio del proceso de compresión, el aire está a 95 kPa y 27°C , y 750 kJ/kg de calor se transfieren al aire durante el proceso de adición de calor a volumen constante. Determine la destrucción de exergía total asociada con el ciclo, suponiendo una temperatura de fuente constante de 2 000 K y una temperatura del sumidero de 300 K. También determine la exergía al final del tiempo de potencia. Tenga en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura.

Respuestas: 245 kJ/kg, 145 kJ/kg

9-143 Un ciclo Diésel de aire estándar tiene una relación de compresión de 16 y una relación de cierre de admisión de 2. Al principio del proceso de compresión el aire está a 95 kPa y 27°C . Determine la destrucción de exergía total asociada con el ciclo, suponiendo una temperatura de fuente de 2 000 K y una temperatura de sumidero de 300 K. También, determine la exergía al final del proceso de compresión isentrópica. Tenga en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura. *Respuestas:* 293 kJ/kg, 349 kJ/kg


9-144E Un ciclo Diésel de aire estándar tiene una relación de compresión de 18.2. El aire está a 120°F y 14.7 psia al principio del proceso de compresión y 3 200 R al final del proceso de adición de calor. Determine la destrucción de exergía asociada con el proceso de rechazo de calor del ciclo, suponiendo una temperatura de fuente de 3 200 R y una temperatura de sumidero de 540 R. También, determine la exergía al final del proceso de expansión isentrópica. Tenga en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura.

9-145E Un ciclo dual de aire estándar tiene una relación de compresión de 20 y una relación de cierre de admisión de 1.3. La relación de presiones durante el proceso de adición de calor a volumen constante es 1.2. Este ciclo se efectúa a 14 psia y 70°F al principio de la compresión. Calcule la exergía que se pierde cada vez que el ciclo se repite. Los alrededores están a 14.7 psia y 70°F . La temperatura de la fuente es la misma que la temperatura máxima del ciclo, y la temperatura del sumidero es la misma que la temperatura mínima del ciclo. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-146E Un ciclo Brayton ideal simple utiliza argón como fluido de trabajo. Al principio de la compresión, $P_1 = 15$ psia y $T_1 = 80^\circ\text{F}$; la temperatura máxima del ciclo es $1\ 200^\circ\text{F}$; y la presión en la cámara de combustión es 150 psia. El argón entra al compresor por una abertura de 3 pies² a una velocidad de 200 pies/s. Determine la tasa a la cual el ciclo genera entropía. La temperatura de la fuente es la misma que la temperatura máxima del ciclo, y la temperatura del sumidero es la misma que la temperatura mínima del ciclo. *Respuesta:* 0.320 Btu/s-R

9-147 Una turbina de gases para un automóvil se diseñó con un regenerador. El aire entra al compresor de este motor a 100 kPa y 20°C . La relación de presiones del compresor es 8, la temperatura máxima del ciclo es 800°C , y el flujo de aire frío sale del regenerador 10°C más frío que el flujo de aire caliente a la entrada del regenerador. El ciclo produce 150 kW. La eficiencia isentrópica del compresor es 87 por ciento, y la eficiencia isentrópica de la turbina es 93 por ciento. Determine la destrucción de exergía en cada uno de los procesos del ciclo. La temperatura del depósito caliente es la misma que la temperatura máxima del ciclo y la temperatura del depósito frío es la misma que la temperatura mínima del ciclo. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-148 Un ciclo Brayton con regeneración que utiliza aire como fluido de trabajo tiene una relación de presiones de 7. Las temperaturas máximas del ciclo son 310 y 1 150 K. Considere una eficiencia isentrópica de 75 por ciento para el compresor y de 82 por ciento para la turbina y una efectividad de 65 por ciento para el regenerador. Determine la destrucción de exergía total asociada con el ciclo, suponiendo una temperatura de la fuente de 1 500 K y una temperatura del sumidero de 290 K. También, determine la exergía de los gases de escape a la salida del regenerador. Use calores específicos variables para el aire.

9-149  Reconsidere problema 9-148, y con un software apropiado, investigue el efecto de variar la relación de presiones del ciclo de 6 a 14 en la destrucción de exergía total del ciclo y la exergía de los gases de combustión que salen del regenerador. Trace los resultados en función de la relación de presiones. Comente los resultados.

9-150 Entra aire al compresor de una turbina de gas regenerativa a 310 K y 100 kPa, donde se comprime a 900 kPa y 650 K. El regenerador tiene una efectividad de 80 por ciento, el aire entra a la turbina a 1400 K, y la eficiencia isentrópica de la turbina es 90 por ciento. Determine la destrucción de exergía asociada con cada uno de los procesos del ciclo, suponiendo una temperatura de la fuente de 1260 K y una temperatura del sumidero de 300 K. También, determine la exergía de los gases de escape a la salida del regenerador. Considere $P_{\text{escape}} = P_0 = 100$ kPa y suponga calores específicos variables para el aire.

9-151E Una turbina de gas opera con un regenerador y dos etapas de recalentamiento e interenfriamiento. El aire entra a este motor a 14 psia y 60 °F, la relación de presiones para cada etapa de compresión es 3, la temperatura del aire que entra a la turbina es 940 °F, el motor produce 1 000 hp, y el regenerador opera correctamente. La eficiencia isentrópica de cada compresor es 80 por ciento y la de cada turbina es 33 por ciento. ¿Cuál proceso del ciclo pierde la mayor cantidad de potencial de trabajo? La temperatura de la fuente de calor es la misma que la temperatura máxima del ciclo, y la temperatura del sumidero de calor es la misma que la temperatura mínima del ciclo. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-152 Una central eléctrica de turbina de gases opera en el ciclo Brayton regenerativo entre los límites de presión de 100 y 700 kPa. El aire entra al compresor a 30 °C a razón de 12.6 kg/s y sale a 260 °C. Luego se calienta en un regenerador a 400 °C debido a los gases de combustión que salen de la turbina. En la cámara de combustión se quema un combustible diésel con un valor calorífico de 42 000 kJ/kg con una eficiencia de combustión de 97 por ciento. Los gases de combustión salen de la cámara de combustión a 871 °C y entran a la turbina, cuya eficiencia isentrópica es 85 por ciento. Considerando los gases de combustión como aire y utilizando calores específicos constantes a 500 °C determine *a)* la eficiencia isentrópica del compresor, *b)* la efectividad del regenerador, *c)* la relación de aire-combustible en la cámara de combustión, *d)* la salida de potencia neta y la relación de trabajo de retroceso, *e)* la eficiencia térmica, y *f)* la eficiencia según la segunda ley de la central. También determine *g)* la eficiencia según la segunda ley del compresor, la turbina y el regenerador, y *h)* la tasa del flujo de exergía con los gases de combustión a la salida del regenerador. *Respuestas:* *a)* 0.881, *b)* 0.632, *c)* 78.1, *d)* 2 267 kW, 0.583, *e)* 0.345, *f)* 0.469, *g)* 0.929, 0.932, 0.890, *h)* 1 351 kW

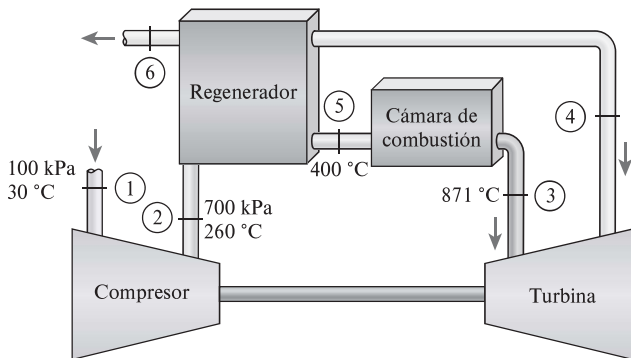


FIGURA P9-152

9-153 Un moderno motor de encendido por compresión de cuatro cilindros, cuatro tiempos y 1.8 L de alta velocidad opera en el ciclo dual ideal con una relación de compresión de 16. El aire está a 95 kPa y 70 °C al principio del proceso de compresión, y la velocidad del motor es 2 200 rpm. Se quemaron cantidades iguales de combustible a volumen y a presión constantes. La presión máxima permisible en el ciclo es 7.5 MPa debido a las limitaciones de resistencia del material. Utilizando calores específicos constantes a 1000 K, determine *a)* la temperatura máxima en el ciclo, *b)* la salida de trabajo neto y la eficiencia térmica, *c)* la presión media efectiva, y *d)* la salida de potencia neta. También, determine *e)* la eficiencia según la segunda ley del ciclo y la tasa de salida de exergía con los gases de escape cuando se purgan. *Respuestas:* *a)* 2 308 K, *b)* 836 kJ/kg, 59.5 por ciento, *c)* 860 kPa, *d)* 28.4 kW, *e)* 68.3 por ciento, 10.3 kW

Problema de repaso

9-154 Un ciclo de aire estándar con calores específicos variables se ejecutará en un sistema cerrado con 0.003 kg de aire, y consiste en los siguientes tres procesos:

1-2 Compresión isentrópica de 100 kPa y 27 °C a 700 kPa

2-3 $P = \text{constante}$ Adición de calor *constante* hasta un volumen inicial específico

3-1 $v = \text{constante}$ Rechazo de calor *constante* hasta el estado inicial

a) Muestre el ciclo en los diagramas P - U y T - s .

b) Calcule la temperatura máxima en el ciclo.

c) Determine la eficiencia térmica.

Respuestas: *b)* 2 100 K, *c)* 15.8 por ciento

9-155 Repita el problema 9-154 utilizando calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-156 Un ciclo de Carnot se ejecuta en un sistema cerrado y utiliza 0.0025 kg de aire como fluido de trabajo. La eficiencia del ciclo es 60 por ciento, y la temperatura mínima en el ciclo es 300 K. La presión al principio de la expansión isentrópica es 700 kPa, y al final de la compresión isentrópica es 1 MPa. Determine la salida de trabajo neto por ciclo.

9-157 Un ciclo de Carnot de gas ideal utiliza helio como fluido de trabajo y rechaza calor hacia un lago a 15 °C. Determine la relación de presiones, la relación de compresión, y la temperatura mínima de la fuente de calor en este ciclo para tener una eficiencia térmica de 50 por ciento.

Respuestas: 5.65, 2.83, 576 K

9-158E Repita el problema 9-157 cuando el lago está a 60 °F y la eficiencia del ciclo de Carnot debe ser de 60 por ciento.

9-159E Un motor diésel V-16 turbocargado de cuatro tiempos fabricado para propulsar trenes rápidos produce 4 400 hp a 1 500 rpm. Determine la cantidad de trabajo producido por cilindro por *a)* ciclo mecánico y *b)* el ciclo termodinámico.

9-160 Un ciclo de Otto con una relación de compresión de 8 comienza su compresión a 94 kPa y 10 °C. La temperatura máxima del ciclo es 900 °C. Utilizando suposiciones de aire estándar, determine la eficiencia térmica de este ciclo usando *a)* calores específicos constantes a temperatura ambiente y *b)* calores específicos variables.

Respuestas: *a)* 56.5 por ciento, *b)* 53.7 por ciento

9-161 Un ciclo Diésel tiene una relación de compresión de 22 y comienza su compresión a 85 kPa y 15 °C. La temperatura máxima del ciclo es 1 200 °C. Utilizando suposiciones de aire estándar, determine la eficiencia térmica de este ciclo usando *a)* calores específicos constantes a temperatura ambiente y *b)* calores específicos variables.

9-162 Considere un motor que opera en el ciclo Diésel con aire como fluido de trabajo. El volumen del cilindro es de 1 200 cm³ al principio del proceso de compresión, 75 cm³ al final, y 150 cm³ después del proceso de adición de calor. El aire está a 17 °C y 100 kPa al principio del proceso de compresión. Determine *a)* la presión al principio del proceso de rechazo de calor, *b)* el trabajo neto por ciclo en kJ, *c)* la presión media efectiva.

9-163 Repita el problema 9-162 utilizando argón como fluido de trabajo.

9-164 Un motor de cuatro cilindros, cuatro tiempos, de encendido por chispa opera en el ciclo de Otto ideal con una razón de compresión de 11 y un volumen total de desplazamiento de 1.8 litros. El aire está a 90 kPa y 50 °C al inicio del proceso de compresión. La entrada de calor es de 1.5 kJ por ciclo por cilindro. Determine *a)* la temperatura y presión máximas que ocurren durante el ciclo, *b)* el trabajo neto por ciclo por cilindro y la eficiencia térmica del ciclo, *c)* la presión media efectiva y *d)* la potencia entregada para una velocidad de motor de 3 000 rpm. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente con $c_v = 0.821$ kJ/kg·K, $c_p = 1.108$ kJ/kg·K, y $k = 1.35$.

9-165 Un combustible típico de hidrocarburos produce 43 000 kJ/kg de calor cuando se usa en un motor de ignición por chispa. Determine la relación de compresión que se necesita para que un ciclo ideal de Otto use 0.039 gramos de combustible para producir 1 kJ de trabajo. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente. *Respuesta:* 9.66

9-166E Un ciclo dual ideal tiene una relación de compresión de 14 y usa aire como fluido de trabajo. Al principio del proceso de compresión, el aire está a 14.7 psia y 120 °F, y ocupa un volumen de 98 pulg³. Durante el proceso de adición de calor, se transfieren al aire 0.6 Btu de calor a volumen constante y 1.1 Btu a presión constante. Usando calores específicos constantes evaluados a temperatura ambiente, determine la eficiencia térmica del ciclo.

9-167 Un motor de gasolina de 1.6 L, cuatro cilindros y cuatro tiempos opera en el ciclo de Otto con una relación de compresión de 11. El aire está a 100 kPa y 37 °C al principio del proceso de compresión, y la presión máxima en el ciclo es 8 MPa. Los procesos de compresión y expansión se pueden modelar como politrópicos con una constante politrópica de 1.3. Utilizando calores específicos constantes a 850 K, determine *a)* la temperatura al final del proceso de expansión, *b)* la salida de trabajo neto y la eficiencia térmica, *c)* la presión media efectiva, *d)* la velocidad del motor para una salida de potencia neta de 50 kW, y *e)* el consumo de combustible específico, en g/kWh, definido como la relación entre la masa de combustible consumido y el trabajo neto producido. La relación de aire-combustible, definida como la cantidad de aire dividida entre la cantidad de admisión de combustible, es 16.

9-168 Considere un ciclo Stirling ideal que utiliza aire como fluido de trabajo, el cual está a 400 K y 200 kPa al principio

del proceso de compresión isotérmico, y se suministra calor al aire desde una fuente a 1 800 K en la cantidad de 900 kJ/kg. Determine *a)* la presión máxima en el ciclo y *b)* el trabajo neto producido por una unidad de masa de aire.

Respuestas: *a)* 5 139 kPa, *b)* 700 kJ/kg

9-169 Considere un ciclo Brayton ideal simple que opera entre los límites de temperatura de 300 y 1 250 K. Utilizando calores específicos a temperatura ambiente, determine la relación de presiones a la cual las temperaturas del aire de salida del compresor y la turbina son iguales.

9-170 Considere un ciclo Brayton ideal simple con aire como fluido de trabajo. La relación de presiones del ciclo es 6, y las temperaturas mínima y máxima son 300 y 1 300 K, respectivamente. Ahora se duplica la relación de presiones sin cambiar las temperaturas mínima y máxima del ciclo. Determine el cambio de *a)* la producción neta de trabajo por unidad de masa y *b)* la eficiencia térmica del ciclo como resultado de esta modificación. Suponga calores específicos variables para el aire.

Respuestas: *a)* 41.5 kJ/kg, *b)* 10.6 por ciento

9-171 Repita el problema 9-170 usando calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-172 Un ciclo Brayton con una relación de presiones de 15 opera con aire que entra al compresor a 70 kPa y 0 °C, y a la turbina a 600 °C. Calcule el trabajo neto específico producido por este ciclo, considerando el aire como gas ideal con *a)* calores específicos constantes a temperatura ambiente y *b)* calores específicos variables.

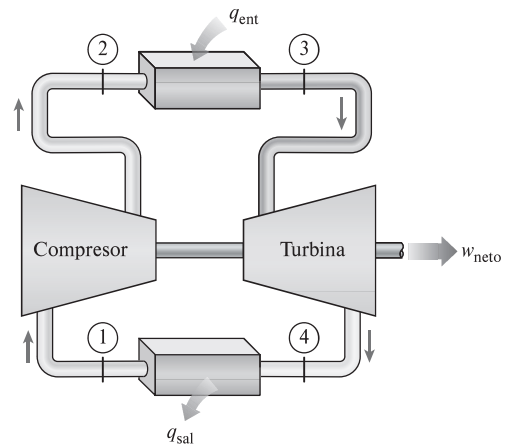


FIGURA P9-172

9-173 Se usa helio como fluido de trabajo en un ciclo Brayton con regeneración. La relación de presión del ciclo es 8, la temperatura en la entrada del compresor es de 300 K y la temperatura en la entrada de la turbina es de 1 800 K. La efectividad del regenerador es de 75 por ciento. Determine la eficiencia térmica y la razón de flujo másico requerido del helio para una potencia neta producida de 60 MW, suponiendo que tanto el compresor como la turbina tienen una eficiencia isentrópica de *a)* 100 por ciento y *b)* 80 por ciento.

9-174 Considere un ciclo ideal de turbina de gas con una etapa de compresión y dos etapas de expansión y regeneración.

La relación de presiones a través de cada etapa de turbina es la misma. Los gases de escape de la turbina de alta presión entran al regenerador y luego entran a la turbina de baja presión para expansión a la presión de entrada del compresor. Determine la eficiencia térmica de este ciclo como función de la relación de presión del compresor y la relación de temperatura de entrada a la turbina de alta presión al compresor. Compare su resultado con la eficiencia del ciclo regenerativo estándar.

9-175 Una planta de turbina de gas opera en el ciclo Brayton regenerativo con dos etapas de recalentamiento y dos etapas de interenfriamiento entre los límites de presión de 100 y 1 200 kPa. El fluido de trabajo es aire. El aire entra a la primera y a la segunda etapas del compresor a 300 K y 350 K, respectivamente, y a la primera y segunda etapas de la turbina, a 1 400 K y 1 300 K, respectivamente. Suponiendo que tanto el compresor como la turbina tienen una eficiencia isentrópica de 80 por ciento y que el regenerador tiene una efectividad de 75 por ciento, y usando calores específicos variables, determine *a*) la relación del trabajo de retroceso y la producción neta de trabajo, *b*) la eficiencia térmica y *c*) la eficiencia según la segunda ley del ciclo. También determine *d*) las exergías en las salidas de la cámara de combustión y el regenerador. Este problema se resuelve con un software apropiado.

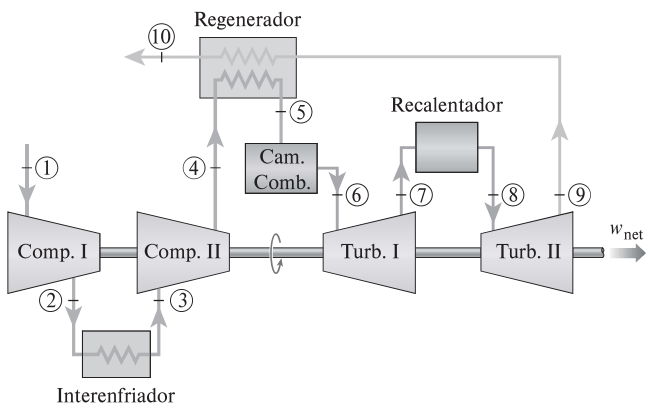


FIGURA P9-175

9-176 Compare la eficiencia térmica de una turbina de gas de dos etapas con regeneración, recalentamiento e interenfriamiento con la de una turbina de gas de tres etapas con el mismo equipo cuando *a*) todos los componentes operan idealmente, *b*) el aire entra al primer compresor a 100 kPa y 20 °C, *c*) la relación total de presiones a través de todas las etapas de compresión es 16 y *d*) la temperatura máxima del ciclo es 800 °C.

9-177E El empuje específico de un sistema de propulsión de un avión es la fuerza producida por unidad de flujo másico que produce el empuje. Considere un motor de reacción que opera en un ambiente a 10 psia y 30 °F y que propulsa un avión que vuela a una velocidad de 1 200 pies/s. Determine el empuje específico de este motor cuando la relación de compresión del compresor es 9 y la temperatura a la entrada de la turbina es 700 °F. Suponga operaciones ideales para todos los componentes y calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-178 Las necesidades de electricidad y calor de una planta se deben satisfacer mediante una planta de

cogeneración que consiste en una turbina de gas y un intercambiador de calor para la producción de vapor de agua. La planta opera en un ciclo Brayton simple entre los límites de presión de 100 y 1 000 kPa con aire como fluido de trabajo. El aire entra al compresor a 20 °C. Los gases de combustión salen de la turbina y entran al intercambiador de calor a 450 °C, y salen del intercambiador de calor a 325 °C, mientras el agua líquida entra al intercambiador de calor a 15 °C y sale a 200 °C como vapor saturado. La potencia neta producida por el ciclo de turbina de gas es de 1 500 kW. Suponiendo una eficiencia isentrópica del compresor de 86 por ciento y una eficiencia isentrópica de la turbina de 88 por ciento, y usando calores específicos variables, determine *a*) el flujo másico del aire, *b*) la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica y *c*) la tasa de producción de vapor de agua en el intercambiador de calor. También determine *d*) la eficiencia de utilización de la planta de cogeneración, definida como la relación entre la energía total utilizada y la energía suministrada a la planta. Este problema se resuelve con un software apropiado.

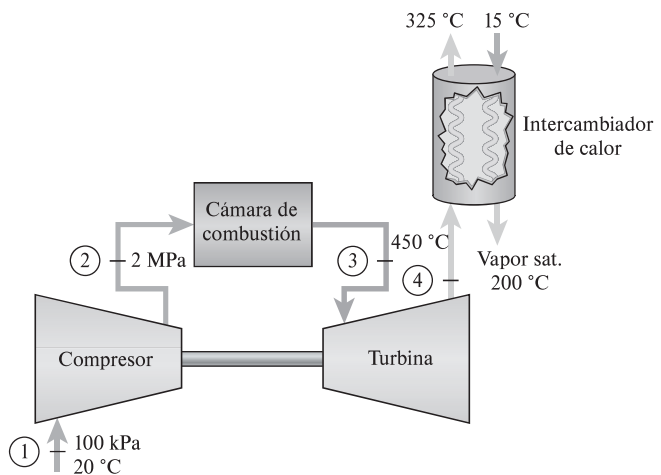


FIGURA P9-178

9-179 Un avión de propulsión por reacción vuela a una velocidad de 1 100 km/h a una altitud donde la temperatura y la presión del aire son -35 °C y 40 kPa. El aire sale del difusor a 50 kPa, con una velocidad de 15 m/s, y los gases de combustión entran a la turbina a 450 kPa y 950 °C. La turbina produce 800 kW de potencia, la que en su totalidad se usa para impulsar el compresor. Suponiendo una eficiencia isentrópica de 83 por ciento para el compresor, la turbina y la tobera, y usando calores específicos variables, determine *a*) la presión de los gases de combustión a la salida de la turbina, *b*) el flujo másico del aire a través del compresor, *c*) la velocidad de los gases a la salida de la tobera y *d*) la potencia de propulsión y la eficiencia de propulsión de este motor. Este problema se resuelve con un software apropiado.

9-180 Un ciclo de aire estándar con calores específicos constantes se lleva a cabo en un sistema cerrado de cilindro-émbolo, y está compuesto de los siguientes tres procesos:

1-2 Expansión isentrópica con una relación de expansión

$$r = V_1/V_2$$

2-3 Adición de calor a volumen constante


3-1 Rechazo de calor a presión constante


- Trace los diagramas $P-U$ y $T-s$ para este ciclo.
- Obtenga una expresión para la relación del trabajo de retroceso en función de k y r .
- Obtenga una expresión para la eficiencia térmica del ciclo en función de k y r .
- Determine el valor de la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia cuando r tiende a la unidad.

¿Qué implican sus resultados acerca del trabajo neto realizado por el ciclo?


9-181 Considere el ciclo ideal regenerativo Brayton. Determine la relación de presiones que maximizará la eficiencia térmica del ciclo y compare este valor con la relación de presiones que maximizaría el trabajo neto del ciclo. Para las mismas razones de temperaturas máximas a mínimas, explique por qué la relación de presiones para una eficiencia máxima es menor que la relación de presiones para un trabajo máximo.


9-182 Utilizando la relación de cierre de admisión r_c y la relación de presiones durante un proceso de adición de calor a volumen constante r_p , determine la cantidad de calor agregado al ciclo dual. Desarrolle una ecuación para $q_{\text{ent}}/(c_v T_1 r^{k-1})$ en función de k , r_c y r_p . Use calores específicos constantes a temperatura ambiente.


9-183  Con la ayuda de un software apropiado, estudie el efecto de los calores específicos variables en la eficiencia térmica del ciclo de Otto ideal usando aire como fluido de trabajo. Al inicio del proceso de compresión, el aire está a 100 kPa y 300 K. Determine el porcentaje de error involucrado al usar valores constantes de calor específico a temperatura ambiente para las siguientes combinaciones de razones de compresión y temperaturas de ciclo máximas: $r = 6, 8, 10, 12$ y $T_{\text{máx}} = 1\,000, 1\,500, 2\,000, 2\,500$ K.

9-184  Usando un software apropiado, determine los efectos de la relación de presiones, la temperatura máxima de ciclo y las eficiencias isentrópicas del compresor y la turbina en la producción neta de trabajo por unidad de masa y la eficiencia térmica de un ciclo Brayton simple con aire como fluido de trabajo. El aire está a 100 kPa y 300 K a la entrada del compresor. También, suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente. Determine la producción neta de trabajo y la eficiencia térmica para todas las combinaciones de los siguientes parámetros, y saque conclusiones de los resultados:

Relación de presiones:	5, 8, 14
Temperatura máxima del ciclo:	800, 1 200, 1 600 K
Eficiencia isentrópica del compresor:	80, 100 por ciento
Eficiencia isentrópica de la turbina:	80, 100 por ciento


9-185  Repita el problema 9-184 considerando la variación de los calores específicos con la temperatura.


9-186  Repita el problema 9-184 usando helio como fluido de trabajo.


9-187  Con la ayuda de un software apropiado, determine los efectos de la relación de presiones, la temperatura máxima del ciclo, la efectividad del regenerador y las


eficiencias del compresor y la turbina en la producción neta de trabajo por unidad de masa, y en la eficiencia térmica de un ciclo Brayton regenerativo con aire como fluido de trabajo. El aire está a 100 kPa y 300 K en la entrada del compresor. También suponga calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente. Determine la producción neta de trabajo y la eficiencia térmica para todas las combinaciones de los siguientes parámetros:

Relación de presiones:	6, 10
Temperatura máxima del ciclo:	1 500, 2 000 K
Eficiencia isentrópica del compresor:	80, 100 por ciento
Eficiencia isentrópica de la turbina:	80, 100 por ciento
Efectividad del regenerador:	70, 90 por ciento

9-188  Repita el problema 9-187 considerando la variación de los calores específicos del aire con la temperatura.

9-189  Repita el problema 9-187 utilizando helio como fluido de trabajo.

9-190  Usando software apropiado, determine el efecto del número de etapas de compresión y expansión en la eficiencia térmica de un ciclo Brayton ideal regenerativo con compresión y expansión de etapas múltiples. Suponga que la relación total de presiones del ciclo es 18, y que el aire entra a cada etapa del compresor a 300 K y a cada etapa de la turbina a 1 200 K. Usando calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente, determine la eficiencia térmica del ciclo variando el número de etapas de 1 a 22 en incrementos de 3. Grafique la eficiencia térmica contra el número de etapas. Compare sus resultados con la eficiencia de un ciclo Ericsson que opera entre los mismos límites de temperatura.

9-191  Repita el problema 9-190 usando helio como fluido de trabajo.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

9-192 Para los límites especificados de temperaturas máxima y mínima, el ciclo ideal con la eficiencia térmica más baja es

- Carnot
- Stirling
- Ericsson
- Otto
- las eficiencias de todos son iguales

9-193 Un ciclo de Carnot opera entre los límites de temperatura de 300 y 2 000 K, y produce 400 kW de potencia neta. La tasa de cambio de entropía del fluido de trabajo durante el proceso de adición de calor es

- 0 kW/K
- 0.200 kW/K
- 0.174 kW/K
- 0.235 kW/K
- 1.33 kW/K

9-194 Un ciclo de Otto con aire como fluido de trabajo tiene una relación de compresión de 10.4. En condiciones de aire frío estándar, la eficiencia térmica de este ciclo es

- 10 por ciento
- 39 por ciento
- 61 por ciento
- 79 por ciento
- 82 por ciento

9-195 Se comprime aire en un ciclo Diésel ideal de 2 a 0.13 L, y luego se expande durante un proceso de adición de calor a

presión constante a 0.30 L. En condiciones de aire frío estándar, la eficiencia térmica de este ciclo es

- a) 41 por ciento b) 59 por ciento c) 66 por ciento
d) 70 por ciento e) 78 por ciento

9-196 Se comprime gas helio en un ciclo de Otto ideal, de 20 °C y 2.5 L a 0.25 L, y su temperatura aumenta en 700 °C adicionales durante el proceso de adición de calor. La temperatura del helio antes del proceso de expansión es

- a) 1 790 °C b) 2 060 °C c) 1 240 °C
d) 620 °C e) 820 °C

9-197 En un ciclo ideal de Otto, se comprime aire de 1.20 kg/m³ y 2.2 L a 0.26 L, y la producción neta de trabajo del ciclo es de 440 kJ/kg. La presión media efectiva para este ciclo es

- a) 612 kPa b) 599 kPa c) 528 kPa
d) 416 kPa e) 367 kPa

9-198 Entra aire a un motor de turborreactor a 320 m/s a razón de 30 kg/s y sale a 570 m/s con respecto al avión. El empuje desarrollado por el motor es

- a) 2.5 kN b) 5.0 kN c) 7.5 kN
d) 10 kN e) 12.5 kN

9-199 En un ciclo Brayton ideal, se comprime aire de 95 kPa y 25 °C a 1 400 kPa. En condiciones de aire frío estándar, la eficiencia térmica de este ciclo es

- a) 40 por ciento b) 44 por ciento c) 49 por ciento
d) 54 por ciento e) 58 por ciento

9-200 En un ciclo Brayton ideal, se comprime aire de 100 kPa y 25 °C a 1 MPa, y luego se calienta a 927 °C antes de entrar a la turbina. En condiciones de aire estándar frío, la temperatura del aire a la salida de la turbina es

- a) 349 °C b) 426 °C c) 622 °C
d) 733 °C e) 825 °C

9-201 Considere un ciclo Brayton ideal ejecutado entre los límites de presión de 1 200 y 100 kPa, y los límites de temperatura de 20 y 1 000 °C con argón como fluido de trabajo. La producción neta de trabajo de este ciclo es

- a) 68 kJ/kg b) 93 kJ/kg c) 158 kJ/kg
d) 186 kJ/kg e) 310 kJ/kg

9-202 Un ciclo Brayton ideal tiene una producción neta de trabajo de 150 kJ/kg, y una relación del trabajo de retroceso de 0.4. Si tanto la turbina como el compresor tuvieran una eficiencia isentrópica de 85 por ciento, la producción neta de trabajo del ciclo sería

- a) 74 kJ/kg b) 95 kJ/kg c) 109 kJ/kg
d) 128 kJ/kg e) 177 kJ/kg

9-203 En un ciclo Brayton ideal con regeneración, se comprime gas argón de 100 kPa y 25 °C a 400 kPa, y luego se calienta a 1 200 °C antes de entrar a la turbina. La temperatura más alta a la que se puede calentar el argón en el regenerador es

- a) 246 °C b) 846 °C c) 689 °C
d) 368 °C e) 573 °C

9-204 En un ciclo Brayton ideal con regeneración, se comprime aire de 80 kPa y 10 °C a 400 kPa y 175 °C, se calienta a 450 °C en el regenerador, y luego se calienta más a 1 000 °C antes de entrar a la turbina. En condiciones de aire estándar frío, la efectividad del regenerador es

- a) 33 por ciento b) 44 por ciento c) 62 por ciento
d) 77 por ciento e) 89 por ciento

9-205 Considere una turbina de gas que tiene una relación de presiones de 6 y que opera en ciclo Brayton con regeneración entre los límites de temperatura de 20 y 900 °C. Si la relación de calores específicos del fluido de trabajo es 1.3, la eficiencia térmica máxima que esta turbina de gas puede tener es

- a) 38 por ciento b) 46 por ciento c) 62 por ciento
d) 58 por ciento e) 97 por ciento

9-206 Un ciclo de turbina de gas con muchas etapas de compresión y expansión y un regenerador de 100 por ciento de efectividad tiene una relación de presiones total de 10. El aire entra a cada una de las etapas del compresor a 290 K y a cada etapa de la turbina a 1 200 K. La eficiencia térmica de este ciclo de turbina de gas es

- a) 36 por ciento b) 40 por ciento c) 52 por ciento
d) 64 por ciento e) 76 por ciento

Problemas de diseño y ensayo

9-207 La cantidad de combustible introducido en un motor de ignición por chispa se usa en parte para controlar la potencia producida por el motor. La gasolina produce cerca de 42 000 kJ/kg cuando se quema con aire en un motor de ignición por chispas. Desarrolle un registro para el consumo de gasolina y la temperatura máxima del ciclo contra la producción de potencia de un ciclo de Otto con una relación de compresión de 8.

9-208 El peso de un motor diésel es directamente proporcional a la relación de compresión ($W = kr$), porque se debe usar más metal para robustecer el motor para que soporte presiones más altas. Examine el trabajo neto específico producido por un motor diésel por unidad de peso al variar la relación de presión y permanecer fijo el suministro específico de calor. Haga esto para varios suministros de calor y constantes de proporcionalidad k . ¿Hay algunas combinaciones óptimas de k y suministros específicos de calor?

9-209 En respuesta a la preocupación sobre el medio ambiente, algunos de los principales fabricantes de automóviles están fabricando automóviles eléctricos. Escriba un ensayo sobre las ventajas y desventajas de los automóviles eléctricos y analice cuándo es aconsejable comprar un automóvil eléctrico en lugar de un automóvil tradicional de combustión interna.

9-210 Se están llevando a cabo muchas investigaciones para desarrollar motores adiabáticos que no requieran enfriar el bloque del motor. Tales motores están basados en materiales cerámicos debido a su capacidad de soportar altas temperaturas. Escriba un ensayo sobre el estado actual del desarrollo del motor adiabático.

tico. También determine las eficiencias máximas posibles con estos motores y compárelas con las de los motores actuales.

9-211 Escriba un ensayo sobre los desarrollos más recientes de motores de dos tiempos, y averigüe cuándo se podrían ver en el mercado automóviles impulsados por motores de dos tiempos. ¿Por qué los principales fabricantes de automóviles tienen nuevamente interés en motores de dos tiempos?

9-212 Los gases de escape de la turbina de un ciclo Brayton simple son bastante calientes y se pueden usar para aplicaciones térmicas. Un uso propuesto es generar vapor saturado a $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ de agua a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ en una caldera. Este vapor se distribuirá a varios edificios en un campus universitario para calefacción de espacios. Para este fin se va a usar un ciclo Brayton con una relación de presiones de 6. Grafique la potencia producida, el flujo de vapor de agua producido y la temperatura máxima del ciclo como funciones de la tasa de adición de calor al ciclo. La temperatura a la entrada de la turbina no debe exceder $2000\text{ }^{\circ}\text{C}$.

9-213 Una turbina de gas opera con un regenerador y dos etapas de recalentamiento e interenfriamiento. Este sistema está diseñado de modo que cuando el aire entra al compresor a 100 kPa y $15\text{ }^{\circ}\text{C}$, la relación de presiones para cada etapa de compresión es 3; la temperatura del aire cuando entra a una turbina es de $500\text{ }^{\circ}\text{C}$, y el regenerador opera perfectamente. A plena carga, esta máquina produce 800 kW . Para que esta máquina dé servicio a una carga parcial, se reduce la adición de calor en ambas cámaras de combustión. Desarrolle un programa óptimo de adición de calor a las cámaras de combustión para cargas parciales que van de 400 kW a 800 kW .

9-214 Desde que Aegidius Elling, de Noruega, la introdujo en 1903, la inyección de vapor de agua entre la cámara de combus-

tión y la turbina se usa incluso en algunas turbinas modernas de gas que están actualmente en operación, para enfriar los gases de combustión a una temperatura metalúrgicamente segura, al mismo tiempo que aumenta el flujo másico a través de la turbina. Actualmente hay varias plantas de turbina de gas que usan inyección de vapor de agua para aumentar la potencia y mejorar la eficiencia térmica.

Considere una planta de generación eléctrica de turbina de gas cuya relación de presión es 8. Las eficiencias isentrópicas del compresor y de la turbina son 80 por ciento, y hay un regenerador con una efectividad de 70 por ciento. Cuando el flujo másico de aire a través del compresor es de 40 kg/s , la temperatura a la entrada de la turbina llega a ser de 1700 K . Pero la temperatura de entrada a la turbina está limitada a 1500 K , y por lo tanto se está considerando la inyección de vapor de agua a los gases de combustión. Sin embargo, para evitar las complicaciones asociadas con la inyección de vapor, se propone usar aire en exceso (es decir, admitir mucho más aire que el que se necesita para llevar a cabo la combustión) para bajar la temperatura de combustión y, por lo tanto, la temperatura de entrada a la turbina, al mismo tiempo que se aumenta el flujo másico y por lo tanto la producción de potencia de la turbina. valúe esta propuesta, y compare el desempeño termodinámico de una planta de generación eléctrica de turbina de gas de “alto flujo de aire” con el de una de “inyección de vapor de agua”, en las siguientes condiciones de diseño: el aire ambiente está a 100 kPa y $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, se dispone de un suministro adecuado de agua a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y la cantidad de combustible suministrado a la cámara de combustión permanece constante.