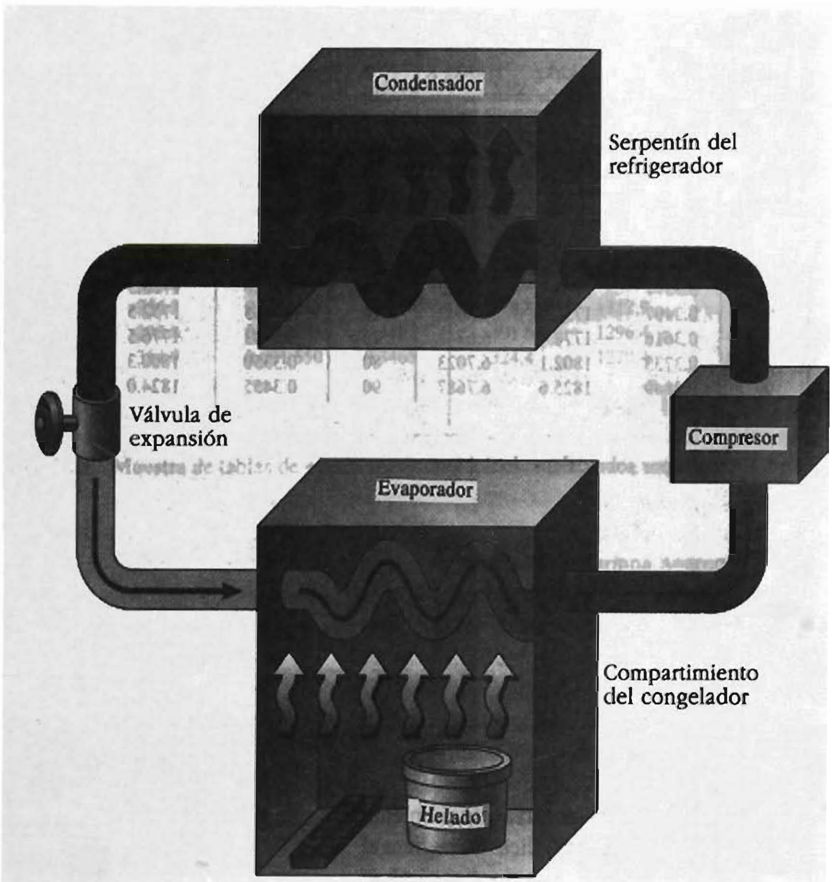
85

Problemario de termodinámica aplicada

Raymundo López Callejas, Mabel Vaca, Araceli Lara



UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA
Casa abierta al tiempo Azcapotzalco

De izquierda a derecha: Mabel Vaca Mier, Raymundo Lopez Callejas y Araceli Lara Valdivia

RAYMUNDO LÓPEZ CALLEJAS es ingeniero mecánico, egresado de la ESIME, del IPN, y maestro en Ciencias en Ingeniería Mecánica por la propia ESIME del IPN.

MABEL VACA MIER es ingeniera ambiental, egresada de la UAM Azapotzalco, maestra en Ingeniería por la Universidad de McGill, Canadá, y doctora en Ingeniería Ambiental por la UNAM.

ARACELI LARA VALDIVIA es ingeniera química industrial, egresada de la ESIQUIE del IPN, y maestra en Ciencias en Ingeniería Ambiental por la ESIA del IPN.

PROBLEMARIO DE TERMODINÁMICA APLICADA

Colección
Libros de Texto y Manuales de Práctica

Serie
Materiales de apoyo a la docencia
(Teoría y prácticas de laboratorio; problemarios)

Problemario de termodinámica aplicada

Raymundo López Callejas
Mabel Vaca
Araceli Lara

UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA
Casa abierta al tiempo Azcapotzalco

Portada
Virginia Flores/Sans Serif Editores

Composición tipográfica, diseño, producción y cuidado editorial
Sans Serif Editores, telfax 674 60 91

Primera edición 1999

ISBN: 970-654-239-6

Impreso en México
Printed in Mexico

PRÓLOGO

A LO LARGO DE VARIOS AÑOS de impartir la unidad de enseñanza-aprendizaje (UEA) Termodinámica Aplicada I, en la UAM Azcapotzalco, se ha notado que con mucha frecuencia los alumnos tienen serias dificultades para comprender los principios básicos de la asignatura. Esta deficiencia se hace muy evidente durante el proceso de solución de problemas en los que deben aplicar dichos principios. El problemario que se presenta en las siguientes páginas tiene el propósito de complementar el trabajo del profesor en el aula y, al mismo tiempo, formar al alumno en la comprensión y aplicación de una metodología estructurada para resolver problemas.

En este problemario se ha querido evitar que la solución de los problemas consista en la mera sustitución de números en las fórmulas, lo cual en este nivel de la licenciatura no contribuye a la comprensión de los principios físicos.

Aun cuando en el mercado existen algunos textos que se especializan en la presentación de problemas resueltos, éstos no incluyen la explicación, los pormenores de la solución ni los puntos importantes del razonamiento, con el detalle requerido por el alumno que cursa esta UEA.

Las soluciones presentadas en este problemario son originales y fueron desarrolladas en su totalidad por los autores. Los problemas fueron adaptados de los libros de texto que más se emplean en la enseñanza de dicho curso, citados en la bibliografía. En el texto se utiliza únicamente el sistema internacional de unidades. Al final de esta obra se ha incluido una selección de problemas para que el alumno se entrene y mejore su habilidad en el arte de su resolución y se ha presentado la respuesta a cada uno de ellos.

Es pertinente mencionar que los temas aquí desarrollados se apegan al programa de Termodinámica Aplicada I de la División de Ciencias Básicas e Ingeniería de la UAM-Azcapotzalco como se le imparte en las carreras de Ingeniería Ambiental, Eléctrica, Física, Industrial, Mecánica y Química, y de acuerdo con los programas vigentes. Sin embargo, por el tratamiento de los temas, seguramente será de utilidad para otras escuelas de ingeniería, aunque sus programas difieran un tanto de los aquí presentados.

En un trabajo como éste, en el que han de cuidarse numerosos detalles, y pese al esmero que autores y correctores pusieron en las múltiples revisiones, es probable que todavía se hallen algunos errores. Por tal razón, suplicamos a los lectores que, de encontrar alguno, se sirvan comunicárnoslo, para corregirlo en las próximas ediciones.

CAPÍTULO I

CONCEPTOS FUNDAMENTALES

OBJETIVOS

EN ESTE CAPÍTULO se presenta la solución de problemas que permitirán que el alumno aplique los conceptos fundamentales de la física para sentar las bases necesarias en la termodinámica. Asimismo, se hace énfasis en el empleo cuidadoso de sustituciones numéricas con unidades congruentes. De esta manera se cubren los siguientes temas:

- Densidad y peso específico.
- Presión manométrica y absoluta.
- Variación de la presión atmosférica sobre el nivel del mar.
- Energía cinética y potencial y sus implicaciones.
- Eficiencia, definida como la relación de lo que se logra respecto a su costo.
- Proceso termodinámico.

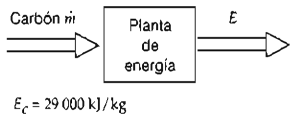
PROBLEMA I.1

Objetivo: Aplicar el concepto de eficiencia térmica a un sistema generador de energía.

Para generar 3 800 kW de energía en una industria se utilizan 11 600 kg/h de vapor de agua. Este vapor se obtiene de la combustión de 1 450 kg/h de carbón cuya capacidad térmica específica es de 29 000 kJ/kg. *a)* Calcule la eficiencia térmica global del sistema. *b)* Si la energía adicionada al vapor de agua, a partir de dicha combustión es igual a 2 950 kJ/kg, ¿qué fracción de la energía liberada por el carbón se agrega al vapor?

Datos

$\dot{m} = 11\ 600$ kg/h vapor de agua
$\dot{m} = 1\ 450$ kg/h carbón
$E = 3\ 800$ kW
$E_c = 29\ 000$ kJ/kg
$E_c \rightarrow E_{v.a}$
a) $\eta = ?$
b) $\eta_{gen} = ?$
$E_{sum} = 2\ 950$ kJ/kg



Solución

Aplicando la definición de eficiencia térmica a la planta, es decir, la relación que existe entre la energía obtenida y la energía suministrada, se tiene:

$$\eta = \frac{E_{ob}}{E_{sum}}$$

en donde la energía obtenida es igual a la producida y la energía suministrada es el resultado de la combustión del carbón. La energía suministrada será entonces igual al producto de la cantidad de carbón por su capacidad térmica específica; sustituyendo valores:

$$\eta = \frac{(3\ 800\ \text{kW})\ (3\ 600\ \text{s/h})}{(1\ 450\ \text{kg/h})\ (29\ 000\ \text{kJ/kg})}$$

$$\eta = 0.325$$

Este resultado indica que 67.5% de la energía suministrada a la planta se pierde por ineficiencias de los componentes del sistema.

La fracción de energía que se libera del carbón y que es suministrada al vapor es igual a la eficiencia de generación, la cual se expresa como la relación que hay entre el calor absorbido y el calor suministrado, esto es:

$$\eta_{gen} = \frac{\Delta Q_{abs}}{\Delta Q_{sum}}$$

El calor suministrado en este caso debe considerar a la cantidad de vapor generado, esto es:

$$\eta_{gen} = \frac{(2\,950 \text{ kJ/kg})\,(11\,600 \text{ kg/h})}{(1\,450 \text{ kg/h})\,(29\,000 \text{ kJ/kg})}$$

$$\eta_{gen} = 0.813$$

Es decir, la energía que se pierde en la generación del vapor es igual a 18.7 por ciento.

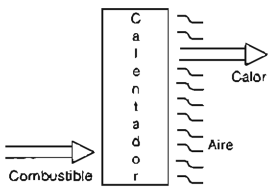
PROBLEMA I.2

Objetivo: Aplicar el concepto de eficiencia térmica a un sistema termodinámico.

Un radiador consume 4.3 L/h de combustible (la densidad es 0.88 g/cm³) de capacidad térmica específica igual a 46 400 kJ/kg. Se transfieren 124 000 kJ/h de calor al medio ambiente. Determine la eficiencia de conversión de energía de combustión a energía térmica.

Datos

$\Delta V = 4.3$ L/h
$E_c = 46\,400$ kJ/kg
$\rho = 0.88$ g/cm^3
$\Delta Q = 124\,000$ kJ/h



Solución

La eficiencia de conversión de la energía de combustión en energía térmica se puede definir como la relación que existe entre el calor de salida y el calor de entrada:

$$\eta_{con} = \frac{\Delta Q_{sal}}{\Delta Q_{ent}}$$

El calor de salida es igual a la cantidad de energía transferida al aire, y el calor de entrada se obtiene del combustible, multiplicando su capacidad térmica específica por el flujo másico, es decir:

$$\eta_{con} = \frac{124\,000 \text{ kJ/h}}{(46\,400 \text{ kJ/kg})\,(4.3 \text{ L/h})\,(0.88 \text{ g/cm}^3)}$$

$$\eta_{con} = 70.6\%$$

Este resultado muestra que existe una pérdida de 29.4% de energía que no es utilizada por el sistema de calentamiento de aire.

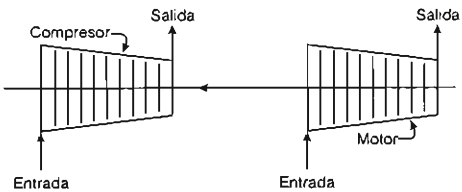
PROBLEMA I.3

Objetivo: Obtener la eficiencia térmica del conjunto compresor-motor.

Un compresor de aire consume 4 475 kW de energía provenientes de un motor que utiliza gas natural. Las unidades más eficientes de motor-compresor llegan a consumir hasta 9 050 kJ/h de energía proveniente del combustible, por cada kilowatt. Si la unidad opera 8 600 h/año y la capacidad térmica específica del combustible es de 37 000 kJ/mce (metros cúbicos a las condiciones normales o estándar), *a)* determine la eficiencia del motor. Si el combustible cuesta $ 150 por cada 1 000 mce, *b)* determine el costo de operación anual, y *c)* calcule el ahorro anual que podría lograrse si se emplea un equipo cuya demanda de combustible es de 9 500 kJ/kW-h.

Datos

$E_{sum.} = 4\ 475$ kW (gas natural)
$t = 8\ 600$ h/año
$E_c = 9\ 050$ kJ/h/kW
$E_{con.} = 37\ 000$ kJ/mce
a) $\eta_{motor} = ?$
b) $\$_{total} = ?$
c) ahorro = ?



Solución

La eficiencia del motor equivale a la energía alimentada que se emplea para mover el compresor y se determina como la relación que existe entre la energía suministrada y la energía obtenida, esto es:

$$\eta_{motor} = \frac{E_{ob}}{E_{sum}}$$

La energía obtenida es igual a un kilowatt y el consumo de energía es de 9 050 kJ/h por cada kilowatt, entonces:

$$\eta_{motor} = \frac{1\text{ kW} \times 3\ 600\text{ s/h}}{9\ 050\text{ kJ/h/kW}}$$

$$\eta_{motor} = 39.8\%$$

Esto significa que el motor desperdicia 60.2% de energía que proviene del combustible.

El costo de operación anual se obtiene al multiplicar el costo por cada 1 000 mce por el consumo de combustible necesario para lograr la cantidad de energía requerida:

$$\text{costo} = \frac{\$\ 150}{1\ 000\text{ mce}} \times \frac{1}{37\ 000\text{ kJ/mce}} \times \frac{9\ 050\text{ kJ/h}}{\text{kW}}$$

$$\times \frac{8\ 600\text{ h}}{\text{año}} \times 4\ 475\text{ kW}$$

$$\text{costo} = \$\ 1\ 412\ 000.00\text{ por año}$$

El ahorro se obtiene al calcular la diferencia entre lo gastado por la máquina ineficiente y la más eficiente, y el resultado se divide entre lo que dio la más eficiente:

$$\text{ahorro} = 1\ 412\ 000\frac{\$}{\text{año}} \times \frac{9\ 500 - 9\ 050}{9\ 050}\ \frac{\text{kJ/kW h}}{\text{kJ/kW h}}$$

$$\textbf{ahorro} = \textbf{\$ 70 209 por año}$$

Esta máquina es más eficiente que la anterior porque aprovecha más la energía del combustible y el ahorro que se logra es considerable.

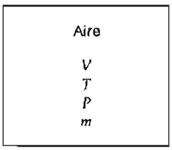
PROBLEMA I.4

Objetivo: Aplicar los conceptos de propiedad intensiva y extensiva.

Defina tres propiedades intensivas y dos extensivas de un sistema de 2.34 kg de aire a 25 C y 1 bar, que ocupa dos metros cúbicos. Calcule además su peso específico si la aceleración gravitacional local es de 9.65 m/s².

Datos

$V = 2$ m³ (aire)
$P = 1$ bar
$T = 25$ C
$m = 2.34$ kg



Solución

Puesto que las propiedades intensivas son independientes de la magnitud de la masa existente en el sistema, entonces éstas son T, P y v:

$$T = 25\text{ C}$$

$$P = 1\text{ bar}$$

$$v = V/m$$

$$v = \frac{2\text{ m}^3}{2.34\text{ kg}}$$

$$v = 0.854\text{ m}^3/\text{kg}$$

V y m sí dependen de la magnitud de la masa del sistema, por lo tanto son propiedades extensivas y:

$$V = 2\text{ m}^3$$

$$m = 2.34\text{ kg}$$

El peso específico de una sustancia se define como el producto existente entre la gravedad y la densidad de la sustancia, por lo tanto:

$$\gamma = g\rho$$

$$\gamma = g\frac{m}{V}$$

$$\gamma = 9.65\text{ m/s}^2\left(\frac{2.34\text{ kg}}{2\text{ m}^3}\right)$$

$$\boldsymbol{\gamma = 11.29\text{ N/m}^3}$$

El valor de las propiedades extensivas es una función de la masa contenida en el sistema, y el de las intensivas no.

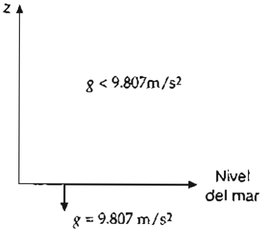
PROBLEMA I.5

Objetivo: Evaluar una propiedad en función de las variaciones de la gravedad con la altura.

A una latitud de 45° la expresión $g = 9.807 - 3.32 \cdot 10^{-6} z$ describe la variación de la aceleración de la gravedad en función de la altitud, en la cual g está dada en m/s² y z en metros. Calcule la elevación sobre el nivel del mar, en kilómetros, a la cual el peso de una persona habrá disminuido en: *a)* 1 %; *b)* 2%, y *c)* 4%.

Datos

$g = 9.807 - 3.32 \cdot 10^{-6} z$
a) $z = ?$ km, si $w = 0.99\, w_0$
b) $z = ?$ km, si $w = 0.98\, w_0$
c) $z = ?$ km, si $w = 0.96\, w_0$



Solución

El peso de una sustancia es una función de la gravedad y como ésta depende de la altura sobre el nivel del mar, entonces, al variar la gravedad también variará el peso. El peso se define como el producto entre la masa y la gravedad, esto es:

$$w = m \cdot g$$

$$w = m\,(9.807 - 3.32 \times 10^{-6}\,z)$$

$$w = \frac{w_0}{g_0}\,(9.807 - 3.32 \times 10^{-6}\,z)$$

donde g_0 es la gravedad normal al nivel del mar que tiene un valor de 9.807 m/s².

Sustituyendo valores:

$$0.99\,w_0 = w_0(9.807 - 3.32 \times 10^{-6}\,z)/g_0$$

Despejando z se tiene:

$$z = \frac{(0.01)\,(9.807)}{3.32 \times 10^{-6}}$$

$$= 29\,540 \text{ m}$$

$$= \mathbf{29.54\ km}$$

De manera similar para 2% de variación, se tiene:

$$\mathbf{z = 59.1\ km}$$

y finalmente para 4%:

$$\mathbf{z = 118.15\ km}$$

La aceleración de la gravedad varía con la altitud del lugar, por lo tanto variarán aquellas propiedades que sean función de ella.

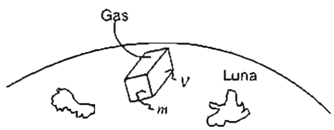
PROBLEMA I.6

Objetivo: Reconocer las propiedades cuyo valor depende de la gravedad.

Un gas de 3.4 kg de masa ocupa un volumen de 1.2 m³ en la Luna. Determine: *a)* el volumen específico del gas en m³/kg; *b)* su densidad en g/cm³, y *c)* su peso específico en N/m³. La aceleración local de la gravedad g_{Luna} es 1.67 m/s².

Datos

$g_{Luna} = 1.67$ m/s²
$m = 3.4$ kg
$V = 1.2$ m³
a) $v = ?$
b) $\rho = ?$
c) $\gamma = ?$



Solución

El volumen específico de una sustancia se define como la relación que hay entre su volumen y la masa, por lo tanto:

$$v = \frac{V}{m}$$

$$= \frac{1.2 \text{ m}^3}{3.4 \text{ kg}}$$

$$v = 0.3529\ \mathbf{m^3/kg}$$

La densidad es el recíproco del volumen específico:

$$\rho = \frac{1}{v}$$

$$= \frac{1}{0.354\ \text{m}^3/\text{kg}} \times \frac{1\ \text{m}^3}{10^6\ \text{cm}^3} \times \frac{10^3\ \text{g}}{1\ \text{kg}}$$

$$\rho = \mathbf{2.8 \times 10^{-3}\ g/cm^3}$$

El peso específico es el producto de la densidad y la gravedad:

$$\gamma = g_{\text{Luna}}\, \rho$$

$$= (1.67\ \text{m/s}^2)\ (2.8\ \text{kg/m}^3)$$

$$\gamma = \mathbf{4.67\ N/m^3}$$

El peso específico es una propiedad cuyo valor depende del valor de la gravedad del lugar, no así el volumen específico y la densidad.

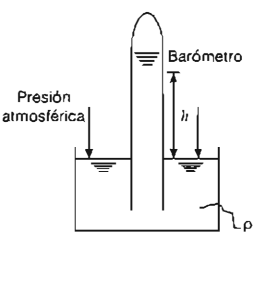
PROBLEMA I.7

Objetivo: Aplicar el concepto de presión absoluta.

***a)* Calcule la presión manométrica en bares que corresponde a una presión absoluta de 2.30 bares; *b)* determine la presión absoluta en bares equivalente a una lectura de 500 mbares de vacío; *c)* convierta 0.70 bares absolutos a milibares de vacío, y *d)* determine la presión manométrica en kilopascal que corresponde a 1.30 bares absolutos. Considere en todos los casos que la presión barométrica es de 930 mbares.**

Datos

$P_{bar} = 930$ mbares
a) $P_{ab} = 2.3$ bares en $P_{man} = ?$
b) $P_v = 500$ mbares en $P_{ab} = ?$
c) $P_{ab} = 0.7$ bares en $P_v = ?$
d) $P_{ab} = 1.3$ bares en $P_{man} = ?$



Solución

De la definición de presión absoluta se tiene:

$$P_{ab} = P_{\text{bar}} + P_{\text{man}}$$

Despejando:

$$P_{\text{man}} = P_{ab} - P_{\text{bar}}$$

Sustituyendo:

$$P_{\text{man}} = 2.3\ \text{bares} - 0.93\ \text{bares}$$

$$P_{\text{man}} = \mathbf{1.37\ bares}$$

Ésta es la presión que leería un manómetro, que es el dispositivo mecánico que se emplea justamente para lograr dicha medición.

De manera similar:

$$P_{ab} = P_{\text{bar}} + P_v$$

$$P_{ab} = 0.93\ \text{bares} - 0.5\ \text{bares}$$

$$P_{ab} = \mathbf{0.43\ bares}$$

Para medir la presión absoluta se utiliza también un manómetro, pero en su carátula debe decir que es capaz de medirla:

$$P_v = 700\ \text{mbares} - 930\ \text{mbares}$$

$P_v = -230$ mbares

Para medir las presiones de vacío se utiliza un manómetro que recibe el nombre de vacuómetro:

$P_{man} = 1.3 \text{ bares} - 0.93 \text{ bares}$

$P_{man} = 0.37$ bares

$P_{man} = 37\ kPa$

(NOTA: 1 bar = 10^5 Pa)

El concepto de presión absoluta es muy empleado en la termodinámica, de hecho, la única presión que se emplea para todos los cálculos y referencias es la absoluta.

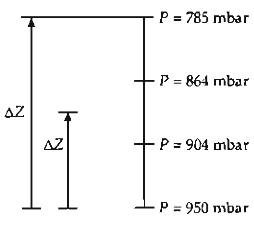
PROBLEMA I.8

Objetivo: Estudiar la dependencia que tiene la presión atmosférica de la altura.

Un fanático de los globos aerostáticos lleva consigo un barómetro, el cual se añade una presión de 950 mbares antes de elevarse en su globo. En el curso de su ascenso efectúa tres mediciones adicionales: *a)* 904 mbares; *b)* 864 mbares, y *c)* 785 mbares. Estime la distancia vertical en metros que ha ascendido a partir del nivel del terreno. Suponga que el aire tiene una densidad promedio de 1.2 kg/m³. No considere el efecto de la altura sobre la aceleración de la gravedad.

Datos

$P_{bar} = 950$ mbares
$\rho = 1.2$ kg/m³
a) z = ?, si $P = 904$ mbares
b) z = ?, si $P = 864$ mbares
c) z = ?, si $P = 785$ mbares



Solución

Considerando la ley de la hidrostática, la cual establece que la variación de la presión en el seno de un fluido es una función del peso específico multiplicado por la altura (profundidad por el signo negativo) a la que se encuentre el punto bajo análisis, se tiene:

$$\Delta P = -\rho g \Delta Z$$

En esta expresión el producto de la densidad por la gravedad es el peso específico. El valor de la gravedad es igual a:

$$g = 9.806 \text{ m/s}^2$$

Como el valor que interesa es la variación en altura se despeja de la ley de la hidrostática, obteniéndose:

$$\Delta Z = \Delta P/\rho g$$

Sustituyendo:

$$\Delta Z = \frac{(904 - 950) \text{ mbares}}{(-1.2 \text{ kg/m}^3)\ 9.806 \text{ m/s}^2\ (1\,000 \text{ mbares/bar})\ 10^{-5}}$$

$$\Delta Z = 391 \text{ m}$$

Este valor significa que el globo ha ascendido 391 metros.

De manera similar, para P = 864 mbares:

$$\Delta Z = \frac{(864 - 950)\ \text{mbares}}{(-1.2\ \text{kg/m}^3)\ (9.806\ \text{m/s}^2)\ (1\,000\ \text{mbares/bar})\ 10^{-5}}$$

$$\Delta Z = \mathbf{731\ m}$$

Finalmente, para el caso de P = 785 mbares:

$$\Delta Z = \mathbf{1\,402\ m}$$

La presión atmosférica es una función de la altura y, en la medida en que se ascienda, la presión atmosférica disminuirá su valor.

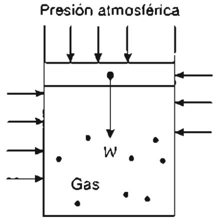
PROBLEMA I.9

Objetivo: Distinguir entre presión absoluta y presión manométrica.

Una masa de un gas contenida en un cilindro vertical está a una presión absoluta de 0.150 MPa, y se tapa mediante un émbolo cuya masa total es m. El área de la sección transversal del cilindro es de 400 mm². Determine el valor de m en kilogramos, utilizando el valor estándar de la aceleración de la gravedad si la presión atmosférica en el exterior del cilindro es de 1 bar.

Datos

P = 0.150 MPa
A = 400 mm^2
P_{bar} = 1 bar



Solución

La presión absoluta se define como la suma de las presiones barométrica y manométrica, o sea:

$$P_{ab} = P_{bar} + P_{man}$$

Despejando la presión manométrica:

$$P_{man} = P_{ab} - P_{bar}$$

Sustituyendo valores:

$$P_{man} = 1.5\ \text{bar} - 1\ \text{bar}$$

$$\mathbf{P_{man} = 0.5\ bares}$$

Pero también la presión manométrica es igual al peso entre el área, y el peso es igual a la masa por la aceleración de la gravedad, es decir:

$$P_{man} = 0.5\ \text{bares} = \text{mg/A}$$

Despejando la masa y sustituyendo valores:

$$m = \frac{(0.5 \times 10^5\ \text{N/m}^2)\ (4 \times 10^{-4}\ \text{m}^2)}{(9.806\ \text{m/s}^2)}$$

$$\mathbf{m = 2.04\ kg}$$

Éste es el valor de la masa que hay en el cilindro con las condiciones indicadas. Observe la importancia de eliminar el valor de la presión atmosférica de la presión absoluta, ya que sólo nos interesa la presión manométrica.

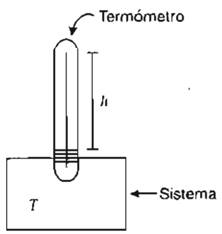
Problema I.10

Objetivo: Obtener la temperatura de un sistema utilizando un termómetro de gas ideal.

Se desea conocer la temperatura T de un sistema mediante el empleo de un termómetro de gas a volumen constante. Para calibrarlo se usa un sistema que está en el punto triple del agua. La columna de mercurio del termómetro para el primer sistema es de 29.6 cm y la calibración es de −12.6 cm. Calcule el valor de la temperatura T, en Kelvin, si la presión barométrica es 975 mbares (97.5 kPa) y la densidad relativa del mercurio es 13.6.

Datos

$h_{hg1} = 29.6$ cm
$h_{hg2} = -12.6$ cm
$P_{bar} = 975$ mbares
$S_{hg} = 13.6$
$T = ?$ K



Solución

Se sabe que la presión se puede expresar como una columna de fluido dada como el producto del peso específico por la altura del mismo, es decir:

$$P = gh$$

Primero se determinará el valor de la presión para el medidor. Con las condiciones dadas, la presión para la temperatura desconocida es:

$$P_1 = (13.6)\ (1\,000\ \text{kg/m}^3)\ (0.296\ \text{m})\ (9.8\ \text{m/s}^2)$$

$$P = 39\,491\ \text{N/m}^2$$

que al pasarlo a bares es:

$$\mathbf{P = 0.394\ bares}$$

La presión absoluta para esta medición se obtiene al sumarle el valor de la presión atmosférica:

$$P_{abs1} = (0.98\ \text{bares}) + (0.394\ \text{bares})$$

$$\mathbf{P_{abs1} = 1.374\ bares}$$

Éste es el valor de la presión absoluta del sistema. La presión que mide este dispositivo cuando se pone en contacto con un sistema que está en el punto triple del agua se obtiene de la siguiente manera:

$$P_2 = (13.6)\ (1\,000\ \text{kg/m}^3)\ (-0.126\ \text{m})\ (9.8\ \text{m/s}^2)$$

$$P_2 = -0.168\ \text{bares}$$

$$P_{abs2} = (0.98\ \text{bares}) + (-0.168\ \text{bares})$$

$$\mathbf{P_{abs2} = 0.812\ bares}$$

Observe que la presión leída por el dispositivo es negativa, pero que la presión absoluta no lo es. Esto se debe a que no existen presiones absolutas negativas. Ahora, con ayuda de la ecuación de temperatura de un gas ideal, dada por la siguiente ecuación:

$$T = 273.16 \left[\frac{P_{abs1}}{P_{abs2}} \right]$$

al sustituir los valores encontrados de las presiones, se obtiene:

$$T = 273.16\ \text{K} \left[\frac{1.374\ \text{bares}}{0.812\ \text{bares}} \right]$$

$$\mathbf{T = 462\ K}$$

Éste es el valor de la temperatura a la que se encuentra el sistema. Observe que es posible saber su valor si se emplea el medidor de presión y se compara su funcionamiento con el del agua en el estado triple.

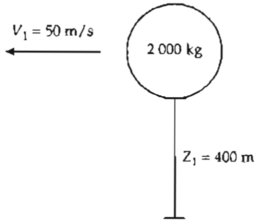
PROBLEMA I.11

Objetivo: Aplicar la ecuación de conservación de la energía, considerando sólo los términos de energía cinética y potencial.

Un objeto cuya masa es de 2 000 kg se mueve a una velocidad de 50 m/s a una altitud de 400 m, ambos medidos respecto a la superficie de la Tierra. La aceleración de la gravedad es constante e igual a $g = 9.7\ m/s^2$. *a)* Si la energía cinética aumentase en 2 400 kJ sin cambiar la elevación, calcule la velocidad final. *b)* Si la energía potencial aumentase en 2 400 kJ sin cambio en la velocidad, ¿cuál sería la altura final, en metros?

Datos

$m = 2\,000$ kg
$V_1 = 50$ m/s
$Z_1 = 400$ m
$g = 9.7$ m/s^2
a) $V_2 = ?$
b) $Z_2 = ?$



Solución

La ecuación de conservación de la energía está dada por:

Δ Energía cinética + Δ Energía potencial + Δ Energía de presión = Constante

En este problema no hay variaciones en la energía de presión porque se realiza a presión atmosférica, la cual se supone constante. Por lo tanto, la ecuación que se utiliza es:

$$\Delta Ec + \Delta Ep = c$$

en la cual ΔEc es el incremento de la energía cinética y ΔEp es el incremento en la potencial.

Para el caso en el que la energía cinética aumenta en 2 400 kJ sin existir variaciones en la energía potencial la ecuación que se emplea es:

$$\Delta Ec = c$$

la cual es igual a:

$$\Delta Ec = \frac{1}{2}\, m \left(\dot{V}_2^2 - \dot{V}_1^2\right)$$

$$\Delta Ec = 2\,400 \text{ kJ}$$

Despejando la velocidad final se tiene:

$$\dot{V}_2^2 = \frac{2\Delta Ec}{m} + \dot{V}_1^2$$

Sustituyendo los valores numéricos:

$$\dot{V}_2^2 = \frac{2(2\,400 \text{ kJ})}{2\,000 \text{ kg}} + (50 \text{ m/s})^2$$

$$\dot{V}_2^2 = 4\,900 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$V_2 = 70 \text{ m/s}$$

La variación de la energía cinética produce un cambio en la velocidad; en este caso la velocidad final tiene un valor de 70 m/s, lo que representa un incremento de 20 m/s. Para el caso en el que la energía potencial aumenta sin variar la energía cinética, la ecuación que se utiliza es:

$$\Delta\, Ep = c$$

la cual se representa por:

$$\Delta\, Ep = mg(z_2 - z_1)$$

Como el incremento de ésta es igual a 2 400 kJ, entonces:

$$Z_2 = \frac{\Delta\, Ec}{mg} + Z_1$$

Sustituyendo los valores:

$$Z_2 = \frac{2\,400 \text{ kJ}}{(2\,000 \text{ kg})\,(9.81 \text{ m/s}^2)} + 400 \text{ m}$$

La elevación final es:

$$\mathbf{Z_2 = 523.71\ m}$$

Un cambio de 2 400 kJ en la energía potencial provoca una diferencia de altura de 123.71 m. Observe cómo para un incremento de energía igual el efecto es diferente en la velocidad y en la altura.

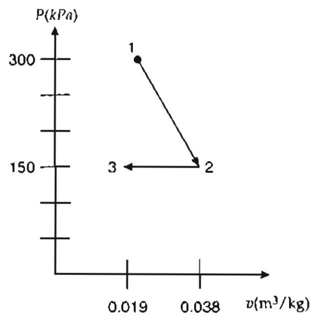
PROBLEMA I.12

Objetivo: Determinar el trabajo realizado por un gas que sufre dos procesos termodinámicos.

Una masa de aire se somete a dos procesos consecutivos, en el proceso 1-2 se expande desde $P_1 = 300$ kPa, y $v_1 = 0.019$ m^3/kg hasta $P_2 = 150$ kPa, en éste la relación P-v es constante. En el proceso 2-3 se comprime a presión constante hasta $v_3 = v_1$. Represente el proceso en un diagrama P-v y determine el trabajo por unidad de masa de aire.

Datos

$P_1 = 300 \text{ kPa} = 3 \times 10^5 \text{ N/m}^2$
$P_2 = 150 \text{ kPa} = 1.5 \times 10^5 \text{ N/m}^2$
$v_1 = 0.019 \text{ m}^3\text{/kg}$
$\Delta\, w = ?$



Solución

Primero se obtendrá el valor del volumen en el estado final del proceso 1-2, puesto que éste se lleva a cabo de acuerdo con la siguiente expresión:

$$Pv = c$$

entonces:

$$P_1 v_1 = P_2 v_2$$

Al despejar el volumen final la ecuación es:

$$v_2 = \frac{P_1 v_1}{P_2}$$

Sustituyendo los valores numéricos:

$$v_2 = \frac{(300\ \text{kPa})\ (0.019\ \text{m}^3/\text{kg})}{150\ \text{kPa}}$$

El resultado es:

$$\mathbf{v_2 = 0.038\ m^3/kg}$$

Ahora se calcula el valor del trabajo para el proceso 1-2; la ecuación que se emplea es:

$$\Delta\, w_{1\text{-}2} = P_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1}$$

Sustituyendo los valores numéricos:

$$\Delta\, w_{1\text{-}2} = 3 \times 10^5\ \text{N/m}^2\ (0.019\ \text{m}^3/\text{kg}) \ln \left(\frac{0.038}{0.019}\right)$$

$$\mathbf{\Delta w_{1\text{-}2} = 3.951\ kJ/kg}$$

El trabajo para el proceso 2-3 se determina con la ecuación:

$$\Delta\, w_{2\text{-}3} = P_2(v_3 - v_2)$$

Ya que el proceso es a presión constante, sustituyendo los valores numéricos:

$$\Delta\, w_{2\text{-}3} = 1.5 \times 10^5\ \text{N/m}^2\ (0.019 - 0.038)\ \text{m}^3/\text{kg}$$

$$\mathbf{\Delta\, w_{2\text{-}3} = -2.850\ kJ/kg}$$

Observe que el signo que se obtiene es negativo. El trabajo total es:

$$\Delta\, w = \Delta\, w_{1\text{-}2} + \Delta\, w_{2\text{-}3}$$

Sustituyendo los valores obtenidos:

$$\Delta\, w = (3.951 - 2.850)\ \text{kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta\, w = 1.101\ kJ/kg}$$

El trabajo realizado por el aire en los dos procesos es de 1.101 kJ/kg.

CAPÍTULO II

PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA

OBJETIVOS

En este capítulo se presenta la solución de problemas que requieren la aplicación de la primera ley de la termodinámica o principio de la conservación de la energía. También se analizan las relaciones de esta ley con otras cantidades que se conservan, como la masa y el momento.

Las soluciones planteadas permiten al alumno aclarar que hay una relación entre los estados de un sistema y la transferencia de energía; el sistema cambia de un estado a otro mediante la transferencia de energía, ya sea en forma de trabajo o de calor. La cantidad de energía transferida depende de la trayectoria; los estados de una sustancia no dependen de cómo se llegó a ellos sino únicamente de sus propiedades en el estado correspondiente. Así, se cubren los siguientes conceptos:

- Relación entre trabajo y energía potencial.
- Interacciones entre trabajo, calor y energía interna.
- Trabajo termodinámico y útil.
- Trabajo de compresión de un resorte.
- Trabajo de flecha.
- Empleo de las tablas termodinámicas para la cuantificación de las propiedades de una sustancia.
- Conceptos de gas ideal y sustancial real.
- Trazo y análisis de diagramas *P-v*.

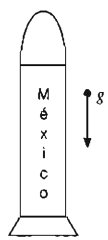
PROBLEMA II.1

Objetivo: Calcular el trabajo que se necesita para lanzar un satélite hasta una altura sobre la superficie terrestre.

La aceleración gravitacional en función de la altitud sobre el nivel del mar puede calcularse mediante: $g = 9.807 - 3.32 \times 10^{-6}\, z$, donde las unidades de g son m/s^2 y las de z son metros. Se lanza un satélite cuya masa es de 240 kg a una altura de 400 km sobre la superficie terrestre. ¿Cuánto trabajo sería necesario para el lanzamiento?

Datos

$g = 9.807 - 3.32 \times 10^{-6}\, z$
$m = 240$ kg
$z = 400$ km
$\Delta\, W = ?$



Solución

Para determinar el trabajo que es necesario invertir en el lanzamiento del satélite, se utiliza la ecuación de energía potencial:

$$\Delta\, W = mg\, \Delta\, z$$

Al integrar esta ecuación entre los límites de altura a la cual se va a colocar el satélite, se tiene:

$$\Delta W = \int_{z1}^{z2} mg\,dz$$

en donde el valor de z_1 es igual a cero, puesto que es el nivel de referencia, sustituyendo el valor de la gravedad proporcionado:

$$\Delta W = \int_{z1}^{z2} m(9.807 - 3.32 \cdot 10^{-6}\, z)\,dz$$

Integrando entre los límites de la función z_2 y z_1 y considerando que la masa es constante, se tiene:

$$\Delta W = m\, 9.807\, z \,\Big|_{z1}^{z2} - m\frac{3.32 \times 10^{-6}}{2}\, z^2 \Big|_{z1}^{z2}$$

Sustituyendo los límites en la ecuación resultante con $Z_1 = 0$:

$$\Delta W = m(9.807)\,(z_2) - \frac{[m\, 3.32 \times 10^{-6}\, z_2^2]}{2}$$

Sustituyendo los valores numéricos:

$$\Delta W = (240\text{ kg})\,(9.807\text{ m/s}^2)\,(400\,000\text{ m}) - \left(\frac{240\text{ kg}}{2}\right)$$

$$(3.32 \times 10^{-6})\,(400\,000)^2\text{ m}^2$$

$$\mathbf{\Delta W = 877\,728\text{ Joules}}$$

Para llevar al satélite de 240 kg de masa hasta una altura de 400 km sobre el nivel del mar, donde la gravedad tiene el valor indicado por la ecuación, es necesario aplicar un trabajo cercano a 880 kJ.

Problema II.2

Objetivo: Aplicar la primera ley de la termodinámica a un sistema y determinar el trabajo y el calor que se necesita para regresarlo a su estado inicial siguiendo una trayectoria diferente.

Se lleva un sistema cerrado desde el estado 1 al estado 2, siguiendo la trayectoria X. Después, el sistema llega a su estado inicial siguiendo cualquiera de las dos trayectorias diferentes: Y, Z. En la tabla siguiente se proporcionan valores de ΔQ y ΔW para las tres trayectorias y dos sistemas diferentes, A y B. Determine el valor de los faltantes de ΔQ y ΔW para: *a)* el sistema A, y *b)* el sistema B.

Datos

Sistema A			
Trayectoria	*Proceso*	ΔQ	ΔW
X	1 a 2	12	?
Y	2 a 1	–7	4
Z	2 a 1	?	5

Sistema B			
Trayectoria	*Proceso*	ΔQ	ΔW
X	1 a 2	?	–7
Y	2 a 1	–4	8
Z	2 a 1	12	?

Solución

El sistema del problema es sometido a un ciclo formado por dos procesos y se debe cumplir la primera ley de la termodinámica, es decir, que la energía se debe conservar sin importar la trayectoria que se siga en los procesos de retorno al estado 1. La ecuación de conservación de la energía es:

$$\Delta E = \Delta Q + \Delta W$$

Aplicando esta ecuación a la trayectoria Y del sistema A:

$$\Delta E = -7 + 4 = -3$$

Ésta es la energía que se necesita para ir del punto 2 al 1, por lo tanto, la energía que se debe tener para ir de 1 a 2 es de 3. Considerando este valor se encuentra el trabajo necesario para ir por la trayectoria x, esto es:

$$\Delta W_x = \Delta E - \Delta Q$$

$$= 3 - 12$$

$$= -9$$

Este valor indica que para que el proceso exista es necesario que el sistema realice el trabajo, es decir, pierda esta cantidad de energía.

Para el caso del calor de la trayectoria z, que es de 2 a 1, la energía invertida es de –3, como se calculó anteriormente. Al sustituir se obtiene:

$$\Delta Q_z = \Delta E + \Delta W$$

$$= -3 - 5$$

$$= -8$$

El valor negativo de calor implica que el sistema lo ha perdido.

Aplicando la misma ecuación de energía a la trayectoria Y del sistema B se tiene:

$$\Delta E = -4 + 8$$

$$\Delta E = 4$$

Ésta es la energía que se necesita para ir de 2 a 1. Ahora se procederá de manera similar al inciso *(a)*; el calor para la trayectoria es:

$$\Delta Q_x = -4 - (-7)$$

$$\Delta Q_x = 3$$

En este caso el valor positivo del calor indica que se ha agregado calor al sistema.

Para el caso del trabajo de la trayectoria z, que es de 2 a 1, la energía invertida es igual a 4, con lo cual se obtiene:

$$\Delta W_z = 4 - 12$$

$$\Delta W_z = -8$$

Finalmente, para ser posible el proceso es necesario que el sistema pierda esta cantidad de energía en forma de trabajo.

Aplicando la primera ley de la termodinámica se puede calcular la relación de intercambio que hay entre trabajo y calor ya que la energía total en el ciclo debe ser cero.

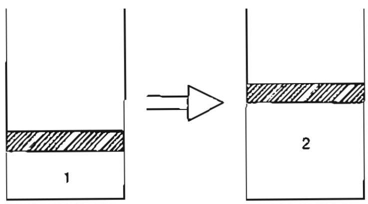
PROBLEMA II.3

Objetivo: Calcular el trabajo que se requiere aplicar a un gas cuando se expande en un cilindro con pistón si se siguen procesos diferentes.

Un aparato de cilindro y pistón sin fricción, rodeado de la atmósfera, contiene un gas. Inicialmente la presión del gas es de 800 kPa y el volumen es de 0.010 m³. Si el gas se expande hasta un volumen final de 0.020 m³, calcule el trabajo desempeñado a través del brazo del pistón. La presión atmosférica es de 100 kPa. Suponga que el proceso que conecta a los estados terminales corresponde al tipo siguiente: *a)* la presión es constante; *b)* el producto *PV* es constante; *c)* el producto *PV*² es constante, y *d)* compare los tres procesos cuasiestáticos mediante un diagrama *PV*.

Datos

$P_1 = 800$ kPa
$V_1 = 0.01$ m³
$V_2 = 0.02$ m³
a) $\Delta W = ?$, si $P = c$
b) $\Delta W = ?$, si $PV = c$
c) $\Delta W = ?$, si $PV^2 = c$



Solución

Primero se calculará el trabajo realizado por la atmósfera sobre el conjunto de cilindro-pistón. Como el proceso es de expansión, entonces la presión atmosférica actúa sobre el pistón evitando que se desplace libremente. Este trabajo es igual al producto de la presión atmosférica y desplazamiento volumétrico de la expansión, esto es:

$$\Delta W_{at} = -P_0 \times \Delta V$$

$$= -100\,000\ Pa \times (0.02 - 0.01)\ \text{m}^3$$

$$\Delta W_{at} = -1\,000\ \text{Nm}$$

Para el caso en el que el proceso es a presión constante, el trabajo termodinámico se calcula como el producto de la presión y del desplazamiento volumétrico:

$$\Delta W = -PdV$$

$$= 800\,000\ Pa\ (0.02 - 0.01)\ \text{m}^3$$

$$\mathbf{\Delta W = -8\,000\ Nm}$$

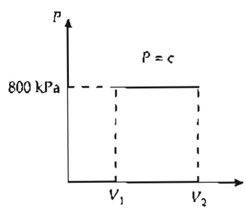
Por lo tanto, el trabajo final será igual a la diferencia que existe entre el trabajo termodinámico y el atmosférico:

$$\Delta W_f = \Delta W - W_{at}$$

$$= -8\,000 - (-1\,000)$$

$$\mathbf{\Delta W_f = -7\,000\ Nm}$$

El diagrama del proceso es el siguiente:



Para el proceso con $PV = c$, es decir, $P = c/V$, se sustituye éste en la ecuación de trabajo:

$$\Delta W = -P\,dV$$

y se obtiene:

$$\Delta W = -\int \frac{c}{V} dV$$

Integrando entre los límites del volumen:

$$\Delta W = -c \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

y sustituyendo los valores de la constante $c = P_1 V_1$:

$$\Delta W = -P_1 V_1 \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

$$\Delta W = -8 \cdot 10^5 \cdot 0.01 \ln\left(\frac{0.02}{0.01}\right)$$

$$\Delta W = -5\,545 \text{ Nm}$$

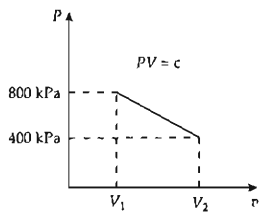
el trabajo final será igual a:

$$\Delta W_f = \Delta W - W_{at}$$

$$\Delta W_f = -5\,545 - (-1\,000)$$

$$\mathbf{\Delta W_f = -4\,545 \text{ Nm}}$$

El diagrama del proceso es el siguiente:



Para el proceso con $PV^2 = c$, es decir, $P = c/V^2$, se sustituye en la ecuación de trabajo:

$$\Delta W = -\int \frac{c}{V^2} dV$$

y se integra:

$$\Delta W = c\left(\frac{1}{V_2} - \frac{1}{V_1}\right)$$

En este caso la constante $c = P_1 V_1^2$; sustituyendo este valor:

$$\Delta W = P_1 V_1^2\left(\frac{1}{V_2} - \frac{1}{V_1}\right)$$

$$\Delta W = 8 \times 10^5 \times 0.01^2\left(\frac{1}{0.02} - \frac{1}{0.01}\right)$$

$$\mathbf{\Delta W = -4\,000 \text{ Nm}}$$

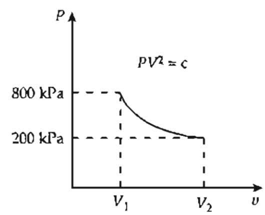
El valor del trabajo final es:

$$\Delta W_f = \Delta W - W_{at.}$$

$$\Delta W_f = -4\,000 + 1\,000$$

$$\mathbf{\Delta W_f = -3\,000 \text{ Nm}}$$

El diagrama del proceso es el siguiente:



Observe que los tres valores obtenidos del trabajo final son muy diferentes, es decir, es muy importante considerar el tipo de proceso que se tenga para determinar el resultado correcto del problema.

PROBLEMA II.4

Objetivo: Calcular el trabajo de expansión de un gas a partir de datos que se obtuvieron experimentalmente.

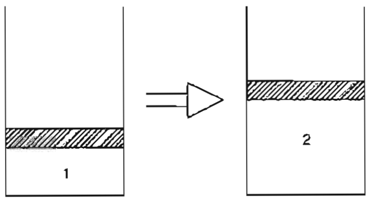
Se expande cierta cantidad de dióxido de azufre gaseoso (SO_2) en el interior de un aparato de pistón y cilindro y se obtienen los siguientes datos experimentales:

P, bar	3.45	2.75	2.07	1.38	0.69
v, m³/kg	0.125	0.150	0.187	0.268	0.474

***a)* Calcule el trabajo de expansión por kilogramo de SO_2. *b)* Si la fricción entre el cilindro y el pistón equivale a 0.15 *P*, ¿qué cantidad de trabajo se entregó a los alrededores?**

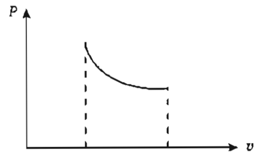
Datos

a) $\Delta W_{exp} = ?$
b) $W_{a\ell} = ?$, si fricción = 0.15 P



Solución

Para encontrar el trabajo de expansión en este problema es necesario hacer la gráfica con los datos proporcionados de *P vs. v*:



A continuación es necesario calcular el área bajo la curva con algún método conocido, por ejemplo, calcular la presión promedio y multiplicarla por el volumen específico, de donde se obtiene:

$$\Delta W_{exp} = \text{área bajo la curva } P - v$$

$$\mathbf{\Delta W_{exp} = -49.5\ kJ/kg}$$

Una vez que se tiene el valor del trabajo realizado se sustraen las pérdidas, las cuales en este caso tienen un valor de 15% del valor de la presión, por lo tanto, el valor final del trabajo será igual a:

$$\Delta W_{alr} = 0.85(\Delta W)$$

$$\Delta W_{alr} = 0.85(-49.5)$$

$$\mathbf{\Delta W_{alr} = -42.1\ kJ/kg}$$

Observe cómo influyen las pérdidas en el valor del trabajo final obtenido del sistema, quizá la conclusión más importante de este problema sería que es deseable reducir el valor de ellas para obtener el máximo de trabajo posible, puesto que son de fricción.

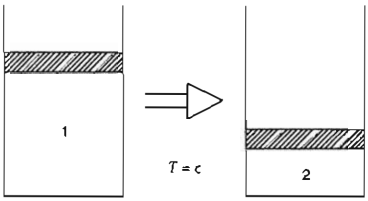
PROBLEMA II.5

Objetivo: Calcule el trabajo realizado en la compresión de un gas real, considerando la fricción.

Se comprime un gas cuya masa molecular es 60 a una temperatura constante de 27 C, desde 0.12 a 0.04 m³. La relación PvT para el gas se obtiene de $Pv = RT[1 + (b/v)]$, en donde $b = 0.012$ m³/kg y $Ru = 8.314$ kJ/(kgmol K). *a)* Determine el trabajo cuasiestático requerido; *b)* calcule la producción de trabajo útil si la fuerza de fricción entre el pistón y el cilindro es de 10 000 N y el pistón se mueve 0.5 metros.

Datos

$M = 60$
$V_1 = 0.12 \text{ m}^3$
$Pv = TR[1 + b/v]$
$Ru = 8.314 \text{ kJ/kgmol K}$
$T = 27 \text{ C} + 273 = 300 \text{ K}$
$V_2 = 0.04 \text{ m}^3$
$b = 0.012 \text{ m}^3\text{/kg}$
a) $\Delta W = ?$
b) $\Delta W_u = ?$, si $F_f = 10\,000$ N y $L = 0.5$ m



Solución

Para lograr la compresión del gas es necesario invertir cierta cantidad de trabajo; éste se calcula con la expresión de trabajo termodinámico:

$$\Delta W = -P\,dv$$

en la cual el valor de la presión se calcula de la ecuación proporcionada que indica el comportamiento del gas. Despejando de ella la presión, se obtiene:

$$P = \frac{Ru\,T[1 + b/v]}{mv}$$

Ahora, sustituyendo en la expresión del trabajo:

$$\Delta W = \int \frac{Ru\,T\,[1 + b/v]}{Mv}\,dv$$

$$\Delta W = -\frac{Ru\,T}{M}\left[\int_{v1}^{v2}\frac{dv}{v} + \int_{v1}^{v2}\frac{b}{v^2}\right]dv$$

Integrando entre los límites proporcionados:

$$\Delta W = -\frac{Ru\,T}{M}\left[\ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) - b\left(\frac{1}{v_2} - \frac{1}{v_1}\right)\right]$$

Sustituyendo los valores:

$$\Delta W = -\frac{8.314 \text{ kJ/(kgmol K)} (300 \text{ K}) (1\,000 \text{ J/kJ})}{(60 \text{ kg/kgmol})} \times$$

$$\left[\ln\left(\frac{0.04}{0.12}\right) - 0.012\left(\frac{1}{0.04} - \frac{1}{0.12}\right)\right]$$

$$\mathbf{\Delta W = 54\,000 \text{ Nm}}$$

Observe que el resultado obtenido tiene signo positivo, esto indica que el sistema está ganando trabajo, es decir, que para lograr la compresión del gas siempre es necesario agregar cierta cantidad de trabajo.

El trabajo útil es igual al trabajo termodinámico menos el trabajo de fricción que se pierde en el cilindro, el cual se calcula de la siguiente manera:

$$\Delta W_f = F_f \times L$$

Al sustituir los valores, se tiene:

$$\Delta W_f = (10\,000 \text{ N})\,(0.5 \text{ m})$$

$$\mathbf{\Delta W_f = 5\,000 \text{ Nm}}$$

Ahora se aplica la ecuación antes mencionada:

$$\Delta W_u = \Delta W - \Delta W_f$$

$$\mathbf{\Delta W_u = 49\,000 \text{ Nm}}$$

Nuevamente observe cómo del trabajo realizado sólo una parte es aprovechada por el sistema y la otra es invertida para vencer las pérdidas que se presentan.

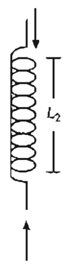
PROBLEMA II.6

Objetivo: Emplear la ecuación de trabajo para determinar la deformación de un resorte.

Un resorte se comprime hasta una longitud final de 6 cm. Calcule la longitud inicial cuando el trabajo sobre el resorte fue: *a)* 6.48 J, y *b)* 2.88 J. Considere la constante igual a 144 N/cm.

Datos

$L_2 = 6$ cm
$K_s = 144$ N/cm
a) $\Delta W_r = 6.48$ J, $L_0 = ?$
b) $\Delta W_r = 2.88$ J, $L_0 = ?$



Solución

Para calcular la longitud inicial del resorte se aplica la ecuación de trabajo que se obtiene de la expresión:

$$\Delta W = \int P\, dv$$

en la cual:

$$P = F/A = KL/A$$

y

$$dv = A\, dL$$

Sustituyendo e integrando en la primera ecuación:

$$\Delta W_r = \frac{K_s(X_2^2 - X_1^2)}{2}$$

en la cual K_s es la constante del resorte. Despejando las X se tiene:

$$\frac{2\Delta W_r}{K_s} = X_2^2 - X_1^2$$

Sustituyendo los valores de las X:

$$X_1 = L_1 - L_0 = 0$$

Como el resorte inicialmente no se ha tensado y por lo tanto no se ha deformado:

$$X_2 = 6 - L_0$$

Sustituyendo estos valores:

$$\frac{2\Delta W_r}{K_s} = (6 - L_0)^2$$

Al despejar L_0:

$$6 - L_0 = \left(\frac{2\Delta W_r}{K_s}\right)^{1/2}$$

$$L_0 = 6 - \left(\frac{2\Delta W_r}{K_s}\right)^{1/2}$$

Al sustituir los valores del trabajo y de la constante del resorte se obtiene:

$$L_0 = 6 \text{ cm} - \left[\frac{2(6.48 \text{ Nm})}{144 \text{ N/cm}} \times \frac{100 \text{ cm}}{\text{m}}\right]^{1/2}$$

$$L_0 = 6\text{ cm} - (\pm 3)\text{ cm}$$

Cabe notar que el valor positivo (+3) no es un valor posible porque $L_0 = 3$ y la longitud inicial del resorte no puede ser menor que la longitud cuando está comprimido, por lo tanto, el resultado correcto es:

$$L_0 = 9\text{ cm}$$

Para el caso en el que $\Delta W_r = 2.88$ J, se tiene:

$$L_0 = 6\text{ cm} - \left[\frac{2 \times 2.88 \times 100}{144}\right]^{1/2}$$

$$L_0 = 6\text{ cm} - (\pm 2)\text{ cm}$$

Como +2 no es un valor posible, entonces:

$$L_0 = 8\text{ cm}$$

Observe que al aplicar diferentes trabajos a un resorte la longitud inicial debe ser diferente para un mismo valor de longitud final.

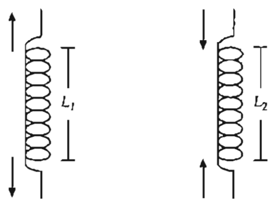
PROBLEMA II.7

Objetivo: Obtener las características de un resorte y emplearlas para determinar el trabajo realizado.

Se extiende un resorte lineal hasta una longitud de 0.60 m, gracias a la aplicación de una fuerza de +800 N. Posteriormente, cuando se comprime el resorte hasta 0.20 m, longitud menor a L_0, la fuerza sobre el sistema es de −200 N. Calcule: *a)* la longitud en ausencia de tensión L_0; *b)* la constante K_s, y *c)* el trabajo necesario para cambiar la longitud de 0.60 m a 0.20 m.

Datos

$L_f = 0.60$ m
$L_2 = 0.20$ m
$F_2 = -200$ N
$F_1 = 800$ N
$L_0 = L_2$
a) $L_0 = ?$
b) $K_s = ?$
c) $\Delta W_r = ?$, si $L_1 = 0.60$ m a $L_2 = 0.20$ m



Solución

Se tiene un resorte que se somete a dos condiciones diferentes. Primero se le aplica una fuerza para extenderlo y posteriormente se le comprime por la acción de otra fuerza distinta. Para calcular la longitud original del resorte en ausencia de tensión se emplea la ecuación:

$$F = K_s(L - L_0)$$

Puesto que se trata del mismo resorte, entonces la constante es la misma:

$$K_{s_1} = K_{s_2}$$

De la ecuación original de la fuerza sobre el resorte se despeja la constante y se sustituye en la ecuación anterior:

$$\frac{F_1}{(L_1 - L_0)} = \frac{F_2}{(L_2 - L_0)}$$

Al trabajarla algebraicamente se tiene:

$$(L_2 - L_0)\, F_1 = (L_1 - L_0)\, (F_2)$$

Sustituyendo los valores conocidos:

$$(+0.2 - L_0)\ \text{m} \cdot (800\ \text{N}) = (+0.6 - L_0)\ \text{m} \cdot (-200\ \text{N})$$

De la cual al despejar L_0 se obtiene la longitud original del resorte, sin esfuerzos:

$$\mathbf{L_0 = 0.28\ m}$$

Una vez que se tiene el valor de la longitud del resorte el valor de la constante se puede obtener al despejarla de la primera ecuación, esto es:

$$K_s = \frac{800\ \text{N}}{(0.6 - 0.28)\ \text{m}}$$

$$\mathbf{K_s = 2\,500\ N/m}$$

Finalmente, el trabajo requerido para deformar al resorte desde la longitud L_1 hasta la L_2 se calcula con la expresión:

$$\Delta W_r = \frac{K_s(X_2^2 - X_1^2)}{2}$$

Al sustituir los valores adecuados:

$$\Delta W_r = \frac{2\,500\ \text{N/m}[(0.6 - 0.28)^2\ \text{m}^2 - (0.2 - 0.28)^2\ \text{m}^2]}{2}$$

$$\mathbf{\Delta W_r = 120\ J}$$

Ésta es la magnitud del trabajo que se necesita para deformar el resorte, primero al extenderlo y posteriormente al comprimirlo, la longitud sin deformación es de 28 cm y su constante es 2 500 N/m.

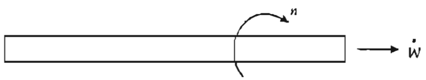
PROBLEMA II.8

Objetivo: Determinar la potencia transmitida por una flecha.

Una flecha que gira a razón de 2 000 r/min desarrolla un par de 150 Nm. Determine la potencia transmitida.

Datos

$n = 2\,000$ r/min
$T = 150$ Nm
$\dot{W} = ?$ kW



Solución

La potencia proporcionada por una flecha se calcula con la expresión del par aplicado multiplicado por la velocidad angular a la que está girando, es decir:

$$\dot{W} = T\omega$$

Sustituyendo valores se obtiene:

$$\dot{W} = (150\ \text{Nm})\ (2\,000\ \text{r/min})\ (2\ \pi\ \text{rad/r})$$

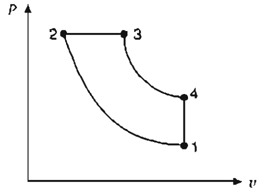
$$(1\ \text{min}/60\ \text{seg})\ (1\ \text{kJ}/1\,000\ \text{J})$$

$$\mathbf{\dot{W} = 31.416\ kW}$$

Este resultado indica que una flecha girando a 2 000 rpm con un par de 150 Nm es capaz de proporcionar una potencia de 31.4 kW.

PROBLEMA II.9

Objetivo: Calcular las variaciones de energía que sufre una sustancia en un ciclo termodinámico con la primera ley.



Un aparato de pistón y cilindro contiene un gas que experimenta una serie de procesos cuasiestáticos que constituyen un ciclo. Los procesos son los siguientes: 1-2, compresión adiabática; 2-3, expansión a presión constante; 3-4, expansión adiabática; 4-1, expansión a volumen constante. En la tabla siguiente se enlistan los valores que corresponden al principio y final de cada proceso.

Sistema A				
Edo.	*P*/bares	*V*/cm³	*T*/C	*U*/kJ
1	0.95	5 700	20	1.47
2	23.9	570	465	3.67
3	23.9	1 710	1 940	11.02
4	4.45	5 700	1 095	6.79

Sistema B			
P/kPa	*V*/cm³	*T*/C	*U*/kJ
110	500	300	0.137
950	125	650	0.305
950	250	1 300	0.659
390	500	1 060	0.522

Para el caso del sistema A y del sistema B, grafique la trayectoria del ciclo en coordenadas *PV* y calcule las interacciones de calor y trabajo para cada uno de los cuatro procesos.

Solución

El diagrama *P-v* del ciclo termodinámico al cual se somete a la sustancia de trabajo es como el que se presenta en la figura anterior. Se muestran los cuatro procesos que se trazan a partir de los datos proporcionados en el enunciado del problema. Para la solución de éste se emplea la ecuación de la conservación de la energía, la cual se escribe como:

$$\Delta U = \Delta Q + \Delta W$$

y se aplicará en cada proceso. Por lo tanto, la respuesta para el sistema A es que el proceso de 1-2 es una compresión adiabática, es decir, que el intercambio de calor es igual a cero, por ser un proceso adiabático

$$\Delta Q = 0$$

De esta manera:

$$\Delta W = \Delta U$$

$$\Delta W = U_2 - U_1$$

$$\Delta W = 3.67 \text{ kJ} - 1.47 \text{ kJ}$$

$$\Delta W = 2.2 \text{ kJ}$$

El signo positivo del trabajo indica que se realiza trabajo sobre el sistema, lo cual es cierto, puesto que el proceso es una compresión adiabática.

El proceso de 2-3 es a presión constante, la diferencia de energía interna se calcula directamente con los datos proporcionados en el problema:

$$\Delta U = U_3 - U_2$$

$$\Delta U = 11.02 \text{ kJ} - 3.67 \text{ kJ}$$

$$\mathbf{\Delta U = 7.35 \text{ kJ}}$$

El trabajo realizado por o sobre el sistema se calcula con la definición de trabajo termodinámico:

$$\Delta W = -P(V_3 - V_2)$$

$$\Delta W = -23.9 \text{ bares } \frac{(1\,710 - 570) \text{ cm}^3}{10^4 \text{ cm}^2/\text{m}^2}$$

$$\mathbf{\Delta W = -2.724 \text{ kJ}}$$

El signo negativo indica que el sistema realiza trabajo.

Finalmente el calor se determina por:

$$\Delta Q = \Delta U - \Delta W$$

$$\Delta Q = 7.35 \text{ kJ} - (-2.724) \text{ kJ}$$

$$\mathbf{\Delta Q = 10.074 \text{ kJ}}$$

El signo positivo de calor determina que se le ha agregado al sistema.

El proceso de 3-4 es una expansión adiabática, entonces no hay ganancia ni pérdida de calor, esto es:

$$\Delta Q = 0$$

De tal forma que:

$$\Delta W = \Delta U$$

Entonces:

$$\Delta U = U_4 - U_3$$

$$\Delta U = 6.79 \text{ kJ} - 11.02 \text{ kJ}$$

$$\Delta U = -4.23 \text{ kJ}$$

Así que:

$$\mathbf{\Delta W = -4.23 \text{ kJ}}$$

El signo negativo indica que el sistema pierde esta cantidad de trabajo, es decir, que lo realiza con los alrededores.

El proceso de 4-1 es a volumen constante. De acuerdo con la definición de trabajo termodinámico, si no hay variación del volumen entonces el trabajo es nulo:

$$\Delta W = 0$$

La variación de la energía interna se calcula con los valores proporcionados en el enunciado del problema:

$$\Delta U = U_1 - U_4$$

$$\Delta U = 1.47 \text{ kJ} - 6.79 \text{ kJ}$$

$$\mathbf{\Delta U = -5.35 \text{ kJ}}$$

Finalmente:

$$\Delta U = \Delta Q$$

$$\mathbf{\Delta Q = -5.32 \text{ kJ}}$$

Este resultado indica que el sistema pierde esta cantidad de calor al realizar este proceso a volumen constante.

De manera similar, para el sistema B se tiene:

	ΔQ/kJ	ΔU/kJ	ΔW/kJ
1 – 2	0	0.168	0.168
2 – 3	0.472	0.354	– 0.118
3 – 4	0	– 0.137	– 0.137
4 – 1	– 0.385	– 0.385	0

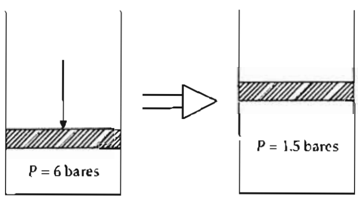
PROBLEMA II.10

Objetivo: Obtener el trabajo realizado por una sustancia cuando se expande en el interior de un conjunto cilindro-pistón.

Un aparato de cilindro y pistón perfectamente aislado contiene un gas que se encuentra inicialmente a 6 bares y 177 C, y ocupa un volumen de 0.05 m³. El gas experimenta un proceso cuasiestático, de acuerdo con la expresión $PV^2 = c$. La presión final es de 1.5 bares. Calcule: *a)* el trabajo realizado, y *b)* el cambio en la energía interna, si el suministro de calor es de 5.0 kJ.

Datos

$P_1 = 6$ bares
$V_1 = 0.05$ m^3
$P_2 = 1.5$ bares
$T_1 = 177$ C
$PV^2 = c$
a) $\Delta W_{1-2} = ?$ J
b) $\Delta U_{1-2} = ?$ kJ, si $\Delta Q = 5$ kJ



Solución

Para determinar el trabajo realizado se debe considerar el tipo de proceso que se tiene dentro del cilindro, que en este caso es:

$$PV^2 = c$$

Para el proceso la ecuación es:

$$P_1 V_1^2 = P_2 V_2^2$$

De la definición de trabajo termodinámico, dada por:

$$\Delta W = -P\,dV$$

La presión tiene un valor dado por:

$$P = \frac{c}{V^2}$$

Sustituyendo:

$$\Delta W_{1-2} = -\int \frac{C}{V^2}\,dV$$

Integrando entre los límites del problema:

$$\Delta W_{1-2} = \left[\frac{c}{V}\right]_{V_1}^{V_2}$$

Al sustituir el valor de la constante se tiene:

$$\Delta W_{1-2} = \frac{P_1 V_1^2}{V_2 - V_1}$$

Con los valores numéricos:

$$\Delta W = (6 \text{ bares}) \cdot (0.05 \text{ m}^3)^2 \cdot \left(\frac{1}{0.1} - \frac{1}{0.05}\right) \text{m}^3$$

$$\mathbf{\Delta W = -15 \text{ kJ}}$$

El signo negativo indica que el sistema ha perdido esta cantidad de trabajo, es decir, que el proceso fue una expansión.

La energía interna se calcula con la primera ley de la termodinámica:

$$\Delta U_{1-2} = \Delta Q + \Delta W$$

$$\Delta U_{1-2} = 5 \text{ kJ} - 15 \text{ kJ}$$

$$\mathbf{\Delta U_{1-2} = -10 \text{ kJ}}$$

También al realizar el proceso el sistema pierde esta cantidad de energía interna.

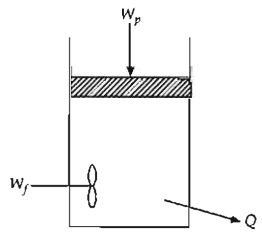
PROBLEMA II.11

Objetivo: Aplicar la primera ley de la termodinámica a un sistema comprimido al que se le suministra trabajo con un agitador.

Un aparato vertical de pistón y cilindro contiene un gas que se encuentra comprimido por un émbolo sin fricción, cuyo peso es de 3 000 N. Un agitador mecánico contenido en el cilindro entrega al gas un trabajo equivalente a 6 800 Nm, durante un cierto periodo. Si el gas pierde 8.7 kJ de calor y su energía interna experimenta un cambio igual a –1 kJ, calcule la distancia que el pistón tendría que moverse. El área del pistón es de 50 cm² y la presión de la atmósfera en el exterior es de 0.95 bares.

Datos

$W_p = 3\,000$ N
$\Delta Q = -8.7$ kJ
$A = 50$ cm²
$P_{at.} = 0.95$ bares
$\Delta W_f = 6\,800$ Nm
$\Delta U = -1$ kJ
$\Delta Z = ?$ m



Solución

De la primera ley de la termodinámica:

$$\Delta U = \Delta Q + \Delta W$$

en donde el trabajo termodinámico es igual al suministrado por el agitador menos el del medio ambiente, es decir:

$$\Delta W = \Delta W_f - \Delta W_{amb.}$$

y el trabajo del ambiente es:

$$\Delta W_{amb.} = -P_{at}\Delta V$$

se sustituyen éstos en la ecuación de la energía interna:

$$\Delta U = \Delta Q + \Delta W_f - P_{at}\Delta V$$

Despejando el volumen:

$$\Delta V = \frac{(\Delta U - \Delta Q - \Delta W_f)}{P}$$

La presión es igual a:

$$P = P_{at.} + P_{pis.}$$

La variación del volumen es:

$$\Delta V = A\Delta Z$$

Puesto que el área es conocida, se despeja ΔZ y se sustituyen los valores, obteniendo:

$$\Delta Z = \frac{-1\,000\text{ J} - (-8\,700\text{ J}) - 6\,800\text{ J}}{\left[0.95 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} + \frac{3\,000\,N}{50\text{ cm}^2} \times 10^4 \frac{\text{cm}^2}{\text{m}^2}\right] \frac{50}{10^4} \frac{\frac{\text{cm}^2}{\text{cm}^2}}{\text{m}^2}}$$

$$\Delta Z = -0.259\text{ m}$$

El signo negativo indica que el volumen disminuyó, por lo tanto, se trata de una compresión, que resulta de la pérdida de calor y energía interna.

PROBLEMA II.12

Objetivo: Emplear las tablas termodinámicas del agua para calcular algunas de sus propiedades.

El cuadro siguiente enlista algunas propiedades del agua. Determine los valores que se han omitido.

	Presión P/(bares)	*Temp.* T/(C)	*Volumen específico* $v/(\text{cm}^3/\text{g})$	*Entalpía* h/(kJ/kg)	*Energía interna* u/(kJ/kg)	*Calidad* X/(%)
a)		150.0	392.8			
b)	20.0	320.0				
c)		100.0		2 100.0		
d)	60.0		25			
e)	50.0	140.0				
f)	15.0	400.0				
g)	10.0					0.6
h)		290.0			2 766.2	
i)		200.0			2 000.0	
j)		140.0		589.13		
k)	4.5				622.25	

En las tablas de propiedades del agua, el valor de la temperatura coincide con el dato del volumen específico correspondiente al del vapor saturado, por lo tanto, los valores encontrados son:

$$P = 4.758 \text{ bares}$$

$$h = 2\,746.5 \text{ kJ/kg}$$

$$u = 2\,559.5 \text{ kJ/kg}$$

$$X = 100\%$$

Con los valores de presión y temperatura proporcionados se encuentra que el estado corresponde a vapor sobrecalentado y los valores solicitados son:

$$v = 130.8 \text{ cm}^3/\text{g}$$

$$h = 3\,064.5 \text{ K}$$

$$u = 2\,807.9 \text{ kJ/kg}$$

$$X = \text{sobrecalentado}$$

A 100 C y a la entalpía de 2 100 kJ/kg el agua se encuentra dentro de la curva de saturación, por lo tanto es necesario encontrar la calidad de la siguiente manera:

$$h_l = 419.5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_g = 2\,257 \text{ kJ/kg}$$

$$X = \frac{h - h_l}{h_{lg}}$$

$$X = \frac{2\,100 \text{ kJ/kg} - 419.5 \text{ kJ/kg}}{2\,257 \text{ kJ/kg}}$$

$$X = 0.745$$

Con este valor se determinan los siguientes valores:

$$P = 1.014 \text{ bares}$$

$$v = 1\,248.0 \text{ cm}^3/\text{g}$$

$$u = 1\,974 \text{ kJ/kg}$$

En la tabla de saturación a 60 bares de presión, el volumen específico de 25.8 cm³/g se encuentra dentro del intervalo de valores de v_f y v_g, por tanto el estado termodinámico es una mezcla líquido-vapor que tiene una calidad de:

$$v_l = 1.3 \text{ cm}^3/\text{g}$$

$$v_g = 32.44 \text{ cm}^3/\text{g}$$

$$X = \frac{v - v_l}{v_g - v_l}$$

$$X = \frac{25 \text{ cm}^3/\text{g} - 1.3 \text{ cm}^3/\text{g}}{32.44 \text{ cm}^3/\text{g} - 1.3 \text{ cm}^3/\text{g}}$$

$$X = 0.763$$

Con este valor se obtiene:

$$T = 275.6 \text{ C}$$

$$h = 2\,486 \text{ kJ/kg}$$

$$u = 2\,260.0 \text{ kJ/kg}$$

A 50 bares y 140 C el estado termodinámico del agua es un líquido comprimido, los valores faltantes son:

$$v = 1.6768 \text{ cm}^3/\text{g}$$

$$h = 592.15 \text{ kJ/kg}$$

$$u = 586.76 \text{ kJ/kg}$$

En el caso de 15 bares y 400 C de temperatura el vapor se encuentra sobrecalentado con:

$$v = 203 \text{ cm}^3/\text{g}$$

$$h = 3\,255.8 \text{ kJ/kg}$$

$$u = 2\,951.3 \text{ kJ/kg}$$

Como se proporciona el valor de la calidad y la presión a la que se encuentra el vapor de agua entonces los valores restantes son:

$$T = 179.9 \text{ C}$$

$$v = 117 \text{ cm}^3/\text{g}$$

$$h = 1\,972 \text{ kJ/kg}$$

$$u = 1\,854.8 \text{ kJ/kg}$$

A 290 C y 2 766.2 kJ/kg a la entalpía le corresponde un estado de vapor de agua saturado, los valores solicitados son:

$$P = 74.36 \text{ bares}$$

$$v = 25.57 \text{ cm}^3/\text{g}$$

$$u = 25.76 \text{ kJ/kg}$$

A 200 C y 2 000 kJ/kg de energía interna el sistema tiene una calidad de:

$$X = \frac{u - u_l}{u_g - u_l}$$

$$X = \frac{(2\,000 - 850.7) \text{ kJ/kg}}{(2\,595.3 - 850.7) \text{ kJ/kg}}$$

$$X = 0.659$$

Con este valor se obtiene:

$$P = 15.54 \text{ bares}$$

$$v = 84.3 \text{ cm}^3/\text{g}$$

$$h = 2\,131 \text{ kJ/kg}$$

El agua a 140 C y 589.13 kJ/kg de entalpía se encuentra en estado de líquido saturado, es decir, su calidad es de cero, los valores faltantes son:

$$P = 3.613 \text{ bares}$$

$$v = 1.0797 \text{ cm}^3/\text{g}$$

$$u = 588.74 \text{ kJ/kg}$$

A la presión de 4.5 bares y 622.25 kJ/kg de energía interna el agua se encuentra como líquido saturado, los valores correspondientes son:

$$T = 147.9 \text{ C}$$

$$v = 1.0882 \text{ cm}^3/\text{g}$$

$$h = 623.25 \text{ kJ/kg}$$

Es importante resaltar que el manejo de las tablas de propiedades de sustancias puras prevé el conocimiento de por lo menos dos propiedades o de una propiedad y el estado termodinámico.

PROBLEMA II.13

Objetivo: Emplear las tablas termodinámicas del refrigerante 12 para calcular algunas de sus propiedades.

Determine los datos que se piden para el refrigerante 12 en las condiciones siguientes:

_a)_ la presión y el volumen específico de líquido saturado a 8 C,

_b)_ la temperatura y la entalpía de vapor saturado a 6 bares,

_c)_ el volumen específico y la energía interna a 0.7 MPa y 40 C,

_d)_ la temperatura y el volumen específico a 3.2 bares y una calidad de 40%,

_e)_ el volumen específico y la entalpía aproximados a 8 C y 12 bares,

_f)_ la presión y la entalpía a -15 C y 50% de calidad,

_g)_ la temperatura y la energía interna a 0.9 MPa y una entalpía de 211.92 kJ/kg,

_h)_ la calidad y el volumen específico a 44 C y una entalpía de 166.8 kJ/kg,

i) **la energía interna y el volumen específico a 30 C y una entalpía de 199.62 kJ/kg,**

j) **la presión y la entalpía a 40 C y una energía interna de 187.81 kJ/kg, y**

k) **la entalpía y el volumen específico aproximados a 10 bares y 20 C.**

Solución

Para resolver este problema es necesario utilizar la tabla de las propiedades del refrigerante 12 y obtener los valores solicitados. Se sugiere que el alumno revise cuidadosamente el procedimiento de solución del problema II.12 para encontrar las siguientes respuestas, aplicando una metodología análoga.

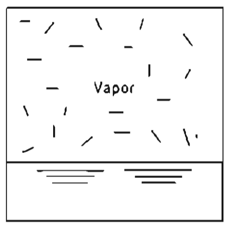
a) $P = 3.9815$ bares	$v = 0.7297$ cm^3/g
b) $T = 22$ C	$h = 196.57$ kJ/kg
c) $v = 26.76$ cm^3/g	$u = 189$ kJ/kg
d) $T = 1.11$ C	$v = 21.83$ cm^3/g
e) $v = 0.73$ cm^3/g	$h = 43.5$ kJ/kg
f) $P = 1.826$ bares	$h = 101.65$ kJ/kg
g) $T = 50$ C	$u = 193.1$ kJ/kg
h) $X = 0.7$	$v = 11.75$ cm^3/g
i) $u = 182.11$ kJ/kg	$v = 23.51$ cm^3/g
j) $P = 8$ bares	$h = 206.07$ kJ/kg
k) $h = 54.87$ kJ/kg	$v = 0.7525$ cm^3/g

Para conocer las propiedades del estado de una sustancia a través del empleo de las tablas termodinámicas se requiere conocer el valor de dos de ellas.

PROBLEMA II.14

Objetivo: Calcular la condición inicial del estado de una mezcla de líquido y vapor de agua.

Un tanque rígido que contiene una mezcla húmeda de agua a 60 C se calienta hasta alcanzar el estado crítico. Calcule: *a)* **la calidad de la mezcla inicial, y** *b)* **el cociente inicial del volumen de vapor y el del líquido, si el volumen específico de la mezcla es de 3.155 cm^3/g.**



$V = c$

Datos

$V = c$
$T_1 = 60$ C
Estado crítico
a) $X = ?$
b) $V_v / V_l = ?$
$v = 3.155$ cm^3/g

Solución

El hecho de que el tanque sea rígido obliga a considerar que tanto la masa como el volumen permanecerán constantes. Primero se determina el valor de la calidad de la mezcla inicial utilizando la ecuación:

$$v = v_l\,(1 - X) + v_g\,X$$

Sustituyendo los valores encontrados a la temperatura de 60 C:

$$3.155 \text{ cm}^3/\text{g} = 1.017 \text{ cm}^3/\text{g}\,(1 - X) + 7\,671 \text{ cm}^3/\text{g}\,X$$

Despejando la calidad se obtiene:

$$X = \mathbf{0.00028}$$

Para calcular la relación de los volúmenes se utiliza:

$$\frac{V_v}{V_l} = \frac{m_v v_v}{m_l v_l} = \frac{m_v (7\,671)\ \text{cm}^3/\text{g}}{m_l (1.017)\ \text{cm}^3/\text{g}}$$

De la definición de la calidad de la mezcla:

$$\frac{m_v}{m_v + m_l} = 0.00028$$

entonces:

$$\frac{m_v}{m_l} = \frac{0.00028}{1 - 0.00028}$$

Sustituyendo en la expresión inicial:

$$\frac{V_v}{V_l} = \frac{0.00028\ (7\,671)\ \text{cm}^3/\text{g}}{(1 - 0.00028)\ (1.017)\ \text{cm}^3/\text{g}}$$

La relación de volúmenes es:

$$\frac{V_v}{V_l} = \mathbf{2.112}$$

Este resultado indica que el volumen de vapor es 2.112 veces mayor que el volumen ocupado por el líquido en el recipiente.

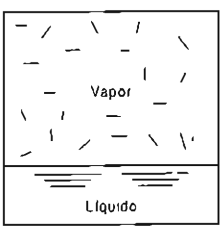
PROBLEMA II.15

Objetivo: Calcular la calidad de una mezcla líquido-vapor de una sustancia empleando las tablas termodinámicas.

Determine la calidad de la mezcla de agua líquida y vapor a 200 C, contenida en un sistema cerrado, si la energía interna del líquido saturado es 25% de la energía total del sistema.

Datos

$T = 200$ C
$U_l = 0.25\ U_t$
$X = ?$



Solución

La energía interna del líquido se calcula con:

$$U_l = m_l u_l = 0.25\ U_t$$

de donde se despeja la masa del líquido que se tiene:

$$m_l = 0.25\ U/u_l$$

De igual forma para el vapor:

$$U_g = m_g u_g = 0.75\ U$$

de donde:

$$m_g = 0.75\ U/u_g$$

Utilizando la definición de calidad:

$$X = \frac{m_g}{m_l + m_g}$$

con los valores de energía interna a la temperatura de 200 C:

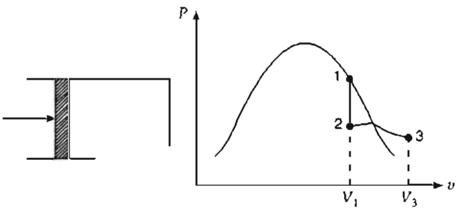
$$X = \frac{0.75/2\,595.3\,(\text{kJ/kg})}{0.25/850.65\,(\text{kJ/kg}) + 0.75/2\,595.3\,(\text{kJ/kg})} \qquad \mathbf{X = 0.496}$$

Es posible determinar la calidad de una mezcla de un líquido y su vapor, en este caso partiendo de los datos de la temperatura y la proporción de la energía interna específica.

PROBLEMA II.16

Objetivo: Determinar las variaciones de la energía interna de una sustancia empleando sus tablas termodinámicas.

Un dispositivo de cilindro y pistón contiene vapor de agua seco y saturado a 30 bares cuando su volumen es de 0.03 m^3. Posteriormente se enfría a volumen constante hasta 200 C (estado 2). Finalmente, el sistema alcanza el doble de su volumen mediante una expansión isotérmica. Determine: *a)* la presión en el estado 2; *b)* la presión en el estado 3; *c)* el cambio de la energía interna para los dos procesos, y *d)* dibuje los procesos en un diagrama *P-v*.



Datos

$P_1 = 30$ bares
$V_1 = 0.03$ m^3
$T_2 = 200$ C
$T_2 = cte = T_3$
$v_3 = 2v_1$
a) $P_2 = ?$
b) $P_3 = ?$
c) $u_2 - u_1 = ?$
$u_3 - u_2 = ?$

Solución

Los procesos a los que se somete al vapor de agua se muestran en el diagrama de la figura. El volumen específico del vapor de agua en los estados 1 y 2 es:

$$v_2 = v_1 = 66.68 \text{ cm}^3/\text{g}$$

Este valor es menor al que se tendría a la temperatura de 200 C, por lo tanto, el estado 2 es una mezcla líquido-vapor.

La presión de saturación a esta temperatura tiene un valor de:

$$P_2 = P_{\text{sat. a } 200\text{ C}} = 15.54 \text{ bares}$$

Para el estado 3, en el que el volumen específico es dos veces el inicial y además se mantiene constante la temperatura, los valores son:

$$v_3 = 2\,v_1$$

$$v_3 = 2(66.68) \text{ cm}^3/\text{g}$$

$$v_3 = 133.36 \text{ cm}^3/\text{g}$$

Debido a que el volumen obtenido es mayor al correspondiente al vapor saturado a la temperatura de 200 C, entonces el estado 3 es sobrecalentado. La presión en 3 se encuentra por interpolación:

$$P_3 = 10 \text{ bares} + 5\,\frac{206 - 133.4}{206 - 132.5} \text{ bares}$$

$$\mathbf{P_3 = 14.93 \text{ bares}}$$

La calidad del punto 2 se encuentra con el valor del volumen específico:

$$X_2 = \left(\frac{66.68 - 1.16}{127.4 - 1.16}\right)\frac{\text{cm}^3/\text{g}}{\text{cm}^3/\text{g}}$$

$$X_2 = 0.519$$

Una vez que se tienen los valores necesarios de los puntos 2 y 3 ya es posible evaluar la diferencia de las energías internas:

$$u_2 = 850.65 \text{ kJ/kg} + 0.519(2\,595.3 - 850.7) \text{ kJ/kg}$$

$$u_2 = 1\,756.1 \text{ kJ/kg}$$

$$u_2 - u_1 = 1\,756.1 \text{ kJ/kg} - 2\,604.1 \text{ kJ/kg}$$

$$u_2 - u_1 = -848 \text{ kJ/kg}$$

$$u_3 = 2\,621.9 \text{ kJ/kg} - 0.988(2\,621.9 - 2\,598.1) \text{ kJ/kg}$$

$$u_3 = 2\,598 \text{ kJ/kg}$$

$$u_3 - u_2 = 2\,598 \text{ kJ/kg} - 1\,756.1 \text{ kJ/kg}$$

$$u_3 - u_2 = 842 \text{ kJ/kg}$$

Cada cambio que existe en el vapor dentro del cilindro va acompañado necesariamente de una variación de sus propiedades, tal como la diferencia de energía interna entre los diferentes procesos.

PROBLEMA II.17

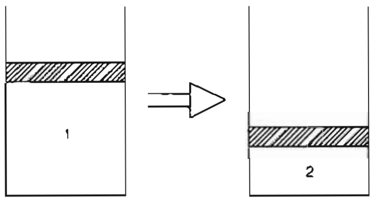
Objetivo: Obtener el error en el cálculo de la energía interna en que se incurre si se considera a un gas real como ideal.

Se comprime nitrógeno en un dispositivo de cilindro y émbolo desde 1 MPa, 200 K y 5 L hasta 10 MPa y 0.7706 L. Determine: *a)* la temperatura final y el cambio en la energía interna empleando los datos de las tablas de vapor; *b)* la temperatura final y el cambio en la energía interna utilizando datos de gas ideal, y *c)* el error porcentual en Δu si se utiliza el modelo de gas ideal.

Datos

N_2
$P_1 = 1$ MPa
$T_1 = 200$ K
$V_1 = 5$ L
$P_2 = 10$ MPa
$V_2 = 0.7706$ L

a) $T_2 = ?$ $\Delta u = ?$, para gas real
b) $T_2 = ?$ $\Delta u = ?$, para gas ideal



Solución

Puesto que la masa del fluido dentro del cilindro permanece constante, entonces la relación de los volúmenes será igual a la de los volúmenes específicos, esto es:

$$v_2 = v_1\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

El volumen específico en la condición inicial se determina a partir de la ecuación de gas ideal; puesto que el fluido es nitrógeno, el resultado de esta operación es 0.0581 m^3/kg. Sustituyendo en la ecuación anterior se obtiene:

$$v_2 = 0.0581(\text{m}^3/\text{kg})\,\frac{7.706 \times 10^{-4}\ m^3}{50 \times 10^{-4}\ m^3}$$

$$v_2 = 8.95 \times 10^{-3}\ \text{m}^3/\text{kg}$$

$$\mathbf{v_2 = 8.95\ cm^3/g}$$

Con este valor se encuentra en las tablas que a la presión de $P = 100$ bares se tiene un valor $T_2 = 300$ K.

Con los dos valores de estado inicial y final se obtiene la variación de energía interna específica, que al multiplicarla por la masa proporciona la energía interna total:

$$\Delta U = m\Delta u = \frac{0.005\ \text{m}^3}{0.0581\ \text{m}^3/\text{kg}}\,(302.7 - 244.6)\ \text{kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta U = 5\ kJ}$$

Para encontrar la temperatura del estado 2 del nitrógeno se parte de la ecuación de gas ideal:

$$T_2 = T_1\frac{P_2V_2}{P_1V_1}$$

Sustituyendo los valores conocidos:

$$T_2 = 200\ \text{K}\frac{(100\ \text{bares})\ (7.706 \times 10^{-4}\ \text{m}^3)}{(10\ \text{bares})\ (0.005\ \text{m}^3)}$$

$$\mathbf{T_2 = 308\ K}$$

La masa de nitrógeno se calcula con los valores del estado inicial, con la ecuación de gas ideal:

$$m = \frac{P_1V_1}{RT_1}$$

$$m = \frac{10\ \text{bares}(0.005)\ \text{m}^3\ (28)\ \text{kg/kgmol}}{0.08314\ (\text{bar m}^3)/(\text{kgmol K})\ (200)\ \text{K}}$$

$$\mathbf{m = 0.0842\ kg}$$

Con los datos de las temperaturas obtenidas y de la tabla del N_2 como gas ideal se tiene que la energía interna es:

$$u_1 = 4\,354\ \text{kJ/kgmol}$$

$$u_2 = 6\,395\ \text{kJ/kgmol}$$

Por lo tanto, el valor de la energía interna total es:

$$\Delta U = \frac{m}{M}\,(u_2 - u_1)$$

Sustituyendo los valores numéricos:

$$\Delta U = \frac{0.0842\ \text{kg}}{28\ \text{kg/kgmol}} \times (6\,395 - 4\,354)\ \text{kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta U = 6.14\ kJ}$$

Como se observa, los valores que se han obtenido son diferentes, el porcentaje de error que existe entre ellos se calcula con:

$$\%E = \frac{\Delta U_{\text{ideal}} - \Delta U_{\text{real}}}{\Delta U_{\text{real}}}$$

Sustituyendo los valores numéricos:

$$\%E = \frac{6.14\ \text{kJ} - 5\ \text{kJ}}{5\ \text{kJ}}$$

$$\mathbf{\%E = 23\%}$$

Considerar a un gas como ideal representa una variación que puede ser significativa con respecto a su comportamiento real; en este caso la variación es de 23 por ciento.

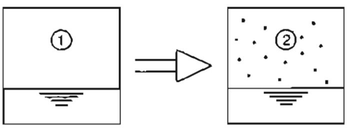
PROBLEMA II.18

Objetivo: Calcular la variación de las propiedades del agua comprimida cuando cambian sus condiciones termodinámicas.

Se comprime agua desde 50 bares y 80 C hasta 200 bares y 100 C. Determine el cambio de la energía interna y la entalpía: *a)* usando la tabla de líquido comprimido; *b)* utilizando los valores de saturación, y *c)* compare los resultados anteriores.

Datos

$P_1 = 50$ bares
$T_1 = 80$ C
$P_2 = 200$ bares
$T_2 = 100$ C
a) $\Delta u = ?$ $\quad \Delta h = ?$ (líquido comprimido)
b) $\Delta u = ?$ $\quad \Delta h = ?$ (saturación)



Solución

Para encontrar los valores de energía interna y de entalpía se utilizan las tablas de líquido comprimido. Como se conocen los valores de presión y temperatura las diferencias son:

$$\Delta u = 413.39 \text{ kJ/kg} - 333.72 \text{ kJ/kg}$$

$$= \mathbf{79.67 \text{ kJ/kg}}$$

$$\Delta h = 434.06 \text{ kJ/kg} - 338.85 \text{ kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta h = 95.21 \text{ kJ/kg}}$$

Cuando no se dispone de las tablas de líquido comprimido es posible obtener una aproximación de los resultados anteriores aplicando las condiciones de saturación. De las tablas del agua, tomando como base la temperatura, se obtienen los siguientes valores para las diferencias solicitadas:

$$\Delta u = 418.94 \text{ kJ/kg} - 334.86 \text{ kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta u = 84.08 \text{ kJ/kg}}$$

$$\Delta h = 419.04 \text{ kJ/kg} - 334.91 \text{ kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta h = 84.13 \text{ kJ/kg}}$$

El porcentaje de error que existe entre los valores obtenidos se determina si se considera como estado de referencia el del líquido comprimido, los resultados son:

$$\%E\Delta u = \frac{84.08 \text{ kJ/kg} - 79.67 \text{ kJ/kg}}{79.67 \text{ kJ/kg}}$$

$$\mathbf{\%E\Delta u = 5.53\%}$$

$$\%E\Delta h = \frac{84.13 \text{ kJ/kg} - 95.21 \text{ kJ/kg}}{95.21 \text{ kJ/kg}} 100$$

$$\%E\Delta h = -11.6\%$$

Los resultados obtenidos indican que sí existen diferencias si se considera incorrectamente el estado real en el que se encuentra el agua. Para el caso de la energía interna es de 5.53% y de la entalpía, de −11.6%, el signo negativo indica que como líquido comprimido es mayor que en estado de saturación.

PROBLEMA II.19

Objetivo: Trazar el proceso al que se somete una sustancia en un diagrama P-v.

Represente en un diagrama P-v los procesos a volumen constante a los que se somete un refrigerante 12 inicialmente a 6 bares y 60 C cuando se lleva hasta: *a)* 5 bares, y *b)* 100 C.

Datos

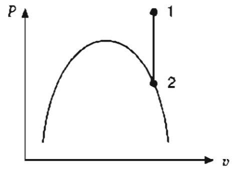
R12
$v = c$
$P_1 = 6$ bares
$T_1 = 60$ C
a) $P_2 = 5$ bares
b) $T_2 = 100$ C

Solución

Para la condición de $P_1 = 6$ bares y $T_1 = 60$ C se encuentra en las tablas que corresponde a un estado de vapor sobrecalentado. Cuando pasa al estado de $P_2 = 5$ bares pero manteniendo el volumen constante de $v_1 = v_2 = 34.8$ cm^3/g, con el cual se obtiene que a la presión final le corresponde al estado de saturación, ya que a esa presión los valores son:

$$T_{sat.} = 15.60 \text{ C}$$

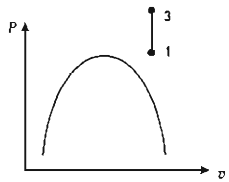
$$v_{sat.} = 34.82 \text{ cm}^3/\text{g}$$



Cuando la temperatura final es de 100 C con el volumen constante, se tiene que el R12 está como vapor sobresaturado y su condición es de:

$$P_2 \equiv 7 \text{ bares}$$

$$v_2 \equiv 39.19 \text{ cm}^3/\text{g}$$



En un diagrama P-v es posible trazar uno o varios procesos a los que se somete una sustancia, siempre y cuando se conozcan al menos dos propiedades termodinámicas.

PROBLEMA II.20

Objetivo: Calcular en forma gráfica y analítica diversas propiedades de una sustancia que sufre un proceso.

Se lleva a cabo una compresión isotérmica de refrigerante 12 en un dispositivo de cilindro y émbolo que inicialmente se encuentra a 5 bares y 40 C, hasta 9 bares. *a)* Grafique el proceso en un diagrama P-v y estime en forma gráfica el trabajo del proceso; *b)* determine el trabajo si el fluido se modela como un gas ideal; *c)* calcule la transferencia de calor como gas real y como ideal, y *d)* calcule el porcentaje de error al comparar ambos resultados.

Datos

R12
$P_1 = 5$ bares
$T_1 = 40$ C
$T = c$

$P_2 = 9$ bares

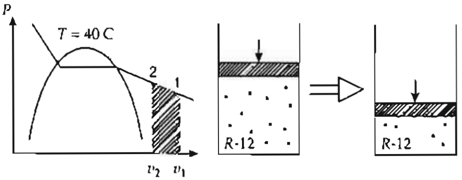
b) $\Delta w = ?$

$\Delta w_{ideal} = ?$

c) $\Delta q = ?$

$\Delta q_{ideal} = ?$

d) $\%E = ?$



Solución

El diagrama P-v del proceso al que se somete al R12 es como el que se muestra en la figura. Con los datos proporcionados en el enunciado y la ayuda de las tablas se obtiene que éste se lleva a cabo en la región de vapor sobrecalentado.

De la misma gráfica es posible encontrar al trabajo que se solicita, que es igual al área bajo la curva, esto es:

$$\Delta w = \text{área } (v_1 1 2 v_2 v_1)$$

la cual se calcula como:

$$\Delta w = (v_8 - v_9)\left(\frac{P_8 + P_9}{2}\right) + (v_7 - v_8)\left(\frac{P_7 + P_8}{2}\right)$$

$$+ (v_6 - v_7)\left(\frac{P_6 + P_7}{2}\right) + (v_5 - v_6)\left(\frac{P_5 + P_6}{2}\right)$$

De las tablas se toman los valores:

$$\Delta w = (22.83 - 19.42)\ \text{cm}^3/\text{g} \times \left(\frac{8.5}{2}\right) \text{bares}$$

$$+ (26.76 - 22.83)\ \text{cm}^3/\text{g} \times \left(\frac{7.5}{2}\right) \text{bares}$$

$$+ (31.97 - 26.76)\ \text{cm}^3/\text{g} \times \left(\frac{6.5}{2}\right) \text{bares}$$

$$+ (39.2 - 31.97)\ \text{cm}^3/\text{g} \times \left(\frac{5.5}{2}\right) \text{bares}$$

$$\mathbf{\Delta w = 13.22\ kJ/kg}$$

El trabajo que se obtiene al aplicar el método gráfico tiene un valor de 13.22 kJ/kg.

Si se considera al R12 como gas ideal, se aplica la ecuación:

$$\Delta w_{ideal} = P\, dv$$

en la cual, de la ecuación de gas ideal se tiene que:

$$\Delta w_{ideal} = Ru\, T \ln(P_2/P_1)$$

Sustituyendo los valores conocidos con una masa molecular del R12 de 120.92 kg/kgmol:

$$\Delta w_{ideal} = \frac{8.314\ (\text{kJ})/(\text{kgmol K})}{120.92\ (\text{kg/kgmol})} \cdot (313)K\ \ln(9/5)$$

$$\mathbf{\Delta w_{ideal} = 12.65\ kJ/kg}$$

El valor del calor transferido se obtiene al aplicar la primera ley de la termodinámica:

$$\Delta q = \Delta u - \Delta w$$

Sustituyendo los datos:

$$\Delta q = (186.55 - 191.2)\ \text{kJ/kg} - 12.65\ \text{kJ/kg}$$

Puesto que se conocen los estados inicial y final, es posible obtener el valor de la energía interna para cada uno de ellos. Los números son:

$$\Delta q = -17.6 \text{ kJ/kg}$$

El cambio en el calor transferido como gas ideal es posible obtenerlo también de la primera ley, pero como el proceso es a $T = c$, entonces no hay cambio en la energía interna, por lo tanto:

$$\Delta q_{ideal} = 0 - 12.65 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta q_{ideal} = -12.65 \text{ kJ/kg}$$

El porcentaje de error que se obtiene de considerar al R12 como gas ideal es igual a:

$$\%E = \frac{12.65 - 17.6}{17.6} \times 100$$

$$\%E = -28\%$$

Existe una variación significativa al considerar a un gas como ideal, en este caso el error es de 28%; al aplicar el método gráfico para obtener el trabajo realizado en la compresión el resultado es de 13.22 kJ/kg.

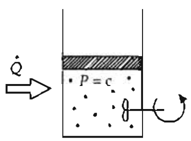
PROBLEMA II.21

Objetivo: Aplicar la primera ley de la termodinámica y los datos tabulados del agua para encontrar el par de accionamiento de una flecha.

Un cilindro con émbolo contiene 1.5 kg de vapor de agua saturado a 3 bares. El sistema posee una rueda de paletas, cuando gira en su interior a 2 000 rev y se suministran 600 kJ de calor a presión constante, la temperatura se eleva a 400 C. Determine el par constante, M, que se aplica a la flecha de la rueda, despreciando la energía que ella pueda almacenar.

Datos

$m = 1.5$ kg vapor saturado
$P_1 = 3$ bares
$\Delta Q = 600$ kJ
$n = 2\,000$ rev
$T_2 = 400$ C
$P = $ c
$M = ?$



Solución

El trabajo que suministra la rueda al vapor de agua se obtiene al aplicar la primera ley de la termodinámica:

$$\Delta W = \Delta U + P \Delta V - \Delta Q$$

Puesto que el cambio de la energía interna más el trabajo mecánico realizado es igual al cambio de entalpía, entonces:

$$\Delta W = \Delta H - \Delta Q$$

y el cambio de entalpía total es igual al producto de la entalpía específica por la masa, es decir:

$$\Delta W = m \Delta h - \Delta Q$$

Sustituyendo los valores numéricos, que se encuentran en las tablas de vapor de agua con las dos temperaturas conocidas y manteniendo la presión constante:

$$\Delta W = 1.5 \text{ kg } (3\,275 - 2\,725.3) \text{ kJ/kg} - 600 \text{ kJ}$$

$$\Delta W = 225 \text{ kJ}$$

El trabajo termodinámico tiene un valor de 225 kJ como consecuencia del suministro de calor y trabajo mecánico.

El par que se necesita aplicar a la rueda de paletas para que gire cierta cantidad de revoluciones se calcula con la relación que existe entre el trabajo termodinámico realizado sobre el fluido y el número de veces que gira la rueda, es decir:

$$M = \frac{\Delta w}{n}$$

$$M = 225 \text{ kJ} \times 10^3 \times \text{Nm/kJ} \frac{1}{2\,000 \text{ rev } (2\pi) \text{ rad/rev}}$$

Para tener un sistema de unidades congruente es necesario que estas vueltas estén en unidades de rad, y se obtienen de la conversión:

$$1 \text{ rev} = 2\pi \text{ rad}$$

Sustituyendo valores numéricos:

$$M = 225 \text{ kJ} \times 10^3 \text{ Nm/kJ} \frac{1}{2\,000 \text{ rev}(2\pi) \text{ rad/rev}}$$

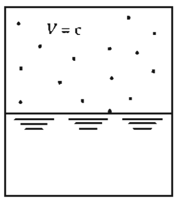
$$\mathbf{M = 17.9 \text{ Nm}}$$

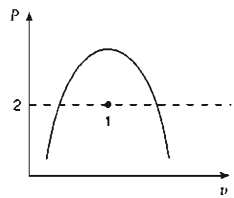
Se puede cuantificar el valor del par que se necesita mantener en la flecha de un motor que mueve a un fluido, el cual adicionalmente recibe calor, aplicando la primera ley de la termodinámica.

PROBLEMA II.22

Objetivo: Aplicar la primera ley de la termodinámica y las tablas termodinámicas a una sustancia para determinar la masa y el calor suministrado.

Se suministra calor a un tanque rígido de 0.1 m³, con refrigerante 12 de una calidad de 50.5% que está a 2 bares, hasta que la presión llega a 5 bares. Determine: *a)* la masa del sistema *b)* el calor, y *c)* dibuje el proceso en un diagrama P-v.





Datos

R12
$V = c$
$P = 2$ bares
$x = 50.5\%$
$V = 0.1 \text{ m}^3$
$P_2 = 5$ bares
a) $m = ?$
b) $\Delta Q = ?$

Solución

La masa del sistema que se va a utilizar es la cantidad de R12 que está dentro del recipiente. Originalmente el refrigerante existe como una mezcla de líquido y gas, ya que la calidad es de 50.5%. De la definición de calidad dada por:

$$X = \frac{v_1 - v_l}{v_g - v_l}$$

se calcula el volumen específico de la mezcla que se encuentra dentro del recipiente:

$$v_1 = v_l + X(v_g - v_l)$$

De las tablas de vapor, con el valor de presión de 2 bares, se obtienen los valores de la ecuación anterior y se sustituyen:

$$v_1 = 0.696\ cm^3/g + 0.505\ (83.54 - 0.7)\ cm^3/g$$

$$v_1 = 42.58\ cm^3/g$$

De la definición de volumen específico se despeja la masa, la cual resulta ser:

$$m = V/v$$

Despejando los valores numéricos con el valor del volumen del recipiente de 0.1 m^3 se obtiene:

$$m = 0.1\ m^3/0.04253\ m^3/kg$$

$$\mathbf{m = 2.35\ kg}$$

La masa de refrigerante que hay dentro del recipiente de líquido y vapor tiene un valor de 2.35 kg.

Como consecuencia del suministro de calor al R12 la presión se incrementa hasta un valor de 5 bares, pero se mantiene constante el volumen, aplicando la primera ley de la termodinámica:

$$\Delta u = \Delta q + \Delta w$$

Debido a la última consideración, el trabajo termodinámico no representa valor alguno, esto es, $\Delta w = 0$, por lo tanto las variaciones de calor van a ser iguales a los cambios de la energía interna del refrigerante:

$$\Delta q = u_2 - u_1$$

La energía interna de la mezcla en el estado inicial se obtiene como:

$$u_1 = u_l + X(u_g - u_l)$$

De las tablas se obtienen los valores necesarios y se sustituyen en la expresión anterior:

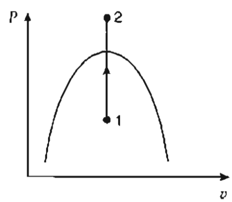
$$u_1 = 24.43\ kJ/kg + 0.505\ (165.36 - 24.43)\ kJ/kg$$

$$u_1 = 95.6\ kJ/kg$$

Como el volumen y la masa dentro del recipiente permanecen constantes, entonces lo mismo sucede con el volumen específico en el estado inicial y final, es decir:

$$v_1 = v_2 = 42.53\ cm^3/g$$

Con este valor y la presión de 5 bares de las tablas se obtiene que el R12 está como vapor sobrecalentado y el valor de u_2 es 203.2 kJ/kg a T_2 = 60 C; el diagrama del proceso es:



Sustituyendo éstos en la ecuación de calor:

$$\Delta Q = 2.35\ kg\ (203.2 - 95.6)\ kJ/kg$$

$$\mathbf{\Delta Q = 252.9\ kJ}$$

Es posible obtener la cantidad de masa de R12 que hay en el recipiente, puesto que se conocen las condiciones del estado inicial y su calidad; para que la presión alcance el valor de 5 bares es necesario agregar 252.9 kJ de calor.

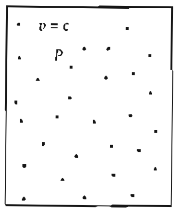
PROBLEMA II.23

Objetivo: Obtener la presión final del proceso de condensación de vapor de agua en un tanque rígido.

Un recipiente rígido de 0.05 m³, inicialmente lleno con vapor de agua seco y saturado a 1 bar, se enfría hasta 75 C. Determine: *a)* la presión final, y *b)* el calor que emite el agua. Represente el proceso en un diagrama *P-v*.

Datos

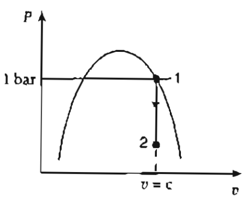
$V = 0.05$ m³
Vapor de agua saturado
$P = 1$ bar
$T_2 = 75$ C
a) $P_2 = ?$ bar
b) $\Delta Q = ?$



Solución

Puesto que el vapor de agua se encuentra dentro de un recipiente rígido, tanto el volumen como la masa no varían, por lo cual el proceso se lleva a cabo con volumen específico constante.

En el diagrama *P-v* siguiente se representa el proceso. Debido a que la sustancia se enfría, entonces el estado final se encuentra en la región de mezcla de líquido y vapor:



La presión en el estado final se obtiene de las tablas del refrigerante con el valor de $T_2 = 75$ C, al cual corresponde un valor de 0.3858 bares, que está por debajo de la presión inicial:

$$P_2 = 0.3858 \text{ bares}$$

Al aplicar la primera ley de la termodinámica al sistema, se encuentra que no existe trabajo alguno realizado por o sobre él, entonces:

$$\Delta Q = m \, \Delta u$$

$$\Delta Q = m(u_2 - u_1)$$

De las tablas se obtiene que el volumen específico tiene un valor de:

$$v_1 = v_2 = 1\,694 \text{ cm}^3/\text{g}$$

con éste se encuentra la calidad de la mezcla con la expresión:

$$v_1 = v_{l2} + X(v_{g2} - v_{l2})$$

Al sustituir los valores se encuentra que su magnitud es de:

$$X = 0.41$$

Con este último se encuentra la magnitud de la energía interna en el estado final:

$$u_2 = 313.9 \text{ kJ/kg} + 0.41(2\,162) \text{ kJ/kg}$$

$$u_2 = 1\,200.3 \text{ kJ/kg}$$

La masa del refrigerante se determina a partir de la definición de volumen específico:

$$m = \frac{V}{v}$$

Con los valores numéricos se obtiene:

$$m = \frac{0.05 \text{ m}^3}{1.694 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$m = 0.0295$ kg

Finalmente, la transferencia de calor total tendrá un valor de:

$$\Delta Q = 0.0295 \text{ kg} (1\,200.3 - 2\,506.1) \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta Q = -38.52 \text{ kJ}$$

El significado físico del signo negativo en el resultado implica que el sistema pierde esa cantidad de calor puesto que se enfría. Este proceso va acompañado de la condensación de cierta parte del vapor de agua.

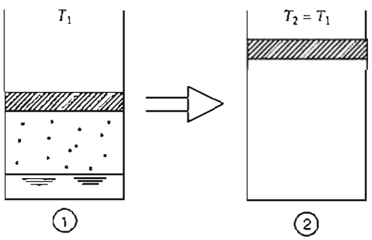
PROBLEMA II.24

Objetivo: Aplicar la primera ley de la termodinámica a una sustancia real que se somete a un proceso isotérmico y graficarlo.

Una mezcla húmeda de refrigerante 12 con una calidad de 50% a 40 C, se expande isotérmicamente hasta una presión de 5 bares. El trabajo que se produce por la expansión es 19 N m/g. *a)* Determine la magnitud y la dirección de cualquier transferencia de calor que pudiese ocurrir, si la masa es 0.1 kg. *b)* Represente el proceso en un diagrama *P-v*.

Datos

$m = 0.1$ kg
R12
$X = 50\%$
$T_1 = 40$ C $= c$
$P_2 = 5$ bares
$w = 19$ Nm/g
a) $\Delta Q = ?$



Solución

La masa contenida en el sistema inicial debe permanecer constante en el proceso, al igual que la temperatura. Si se aplica la primera ley de la termodinámica a este sistema se tiene que:

$$\Delta U = \Delta Q + \Delta W$$

Al despejar el calor transferido, resulta:

$$\Delta Q = \Delta U - \Delta W$$

que es igual a:

$$\Delta Q = U_2 - U_1 - \Delta W$$

Puesto que se conoce la magnitud del trabajo que se produce como consecuencia de la expansión, entonces sólo se necesita encontrar los valores de la energía interna en ambos estados. Para el estado inicial se emplea la ecuación:

$$u_1 = x(u_g - u_l) + u_l$$

De la tabla del R12 se encuentran los valores y se sustituyen en la ecuación anterior:

$$u_1 = 73.82 \text{ kJ/kg} + 0.5(185.74 - 73.83) \text{ kJ/kg}$$

$$u_1 = 129.8 \text{ kJ/kg}$$

El estado final del refrigerante de $T = 40$ C y $P = 5$ bares de las tablas será vapor sobrecalentado, por lo tanto:

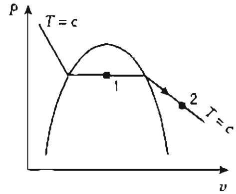
$$u_2 = 191.2 \text{ kJ/kg}$$

Sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación de transferencia de calor se encuentra que:

$$\Delta Q = (191.2 - 129.2) \text{ kJ/kg}(0.1)\text{kg} - \frac{-1.9 \text{ N} \cdot \text{m/g}(1\,000 \text{ g/kg})}{1\,000 \text{ N} \cdot \text{m/kJ}} 0.1\text{kg}$$

$$\Delta Q = 6.39 \text{ kJ}$$

El diagrama del proceso realizado es:



El calor que debe recibir el refrigerador 12 tiene un valor de 6.39 kJ; el signo positivo obtenido indica que lo gana, lo cual sólo será posible si se mantienen las condiciones señaladas en el enunciado del problema.

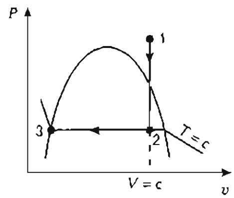
PROBLEMA II.25

Objetivo: Aplicar la primera ley de la termodinámica a un sistema que contiene agua y se le somete a una serie de procesos termodinámicos.

Un tanque de 2 m³ contiene agua a 30 bares y 400 C, que se enfría a volumen constante hasta 200 C. Finalmente se condensa a temperatura constante hasta obtener agua líquida saturada. Calcule la transferencia total de calor y determine su dirección. Represente ambos procesos en un diagrama *P-v*.

Datos

Agua
$V_1 = 2 \text{ m}^3$
$P_1 = 30$ bares
$T_1 = 400$ C
$V = cte. V_1 = V_2$
$T_2 = T_3 = 200$ C
Agua líq. sat.
$\Delta Q = ?$



Solución

Con los datos proporcionados en el enunciado del problema es posible trazar el diagrama *P-v* de los procesos, tal y como se muestra en la figura. Con los valores iniciales y la ayuda de las tablas del agua se encuentra que el fluido está como vapor sobrecalentado. Si se aplica la primera ley de la termodinámica al sistema en el proceso del estado inicial al estado 2 y considerando que se realiza a volumen constante, entonces la variación de calor es igual a las variaciones de la energía interna, esto es,

$$\Delta q_{1-2} = u_2 - u_1$$

$$u_1 = 2\,932.8 \text{ kJ/kg}$$

Como el volumen específico permanece constante en ambos estados, entonces este valor servirá para calcular la cantidad del vapor de agua en el estado 2 utilizando la definición de la calidad:

$$v_1 = v_2 = 99.4\ \text{cm}^3/\text{g}$$

$$X_2 = \frac{(99.4 - 1.16)\ \text{cm}^3/\text{g}}{(127.4 - 1.16)\ \text{cm}^3/\text{g}}$$

$$X_2 = 0.778$$

Ahora se determina la energía interna en el estado 2:

$$u_2 = 850.65\ \text{kJ/kg} + 0.778\ (2\,595.3 - 850.65)\ \text{kJ/kg}$$

$$u_2 = 2\,208.4\ \text{kJ/kg}$$

Por lo tanto, el calor en el proceso de 1 a 2 tiene un valor de:

$$\Delta\, q_{1-2} = 2\,208.4\ \text{kJ/kg} - 2\,932.8\ \text{kJ/kg}$$

$$\Delta\, q_{1-2} = \mathbf{-724.4\ kJ/kg}$$

El signo negativo indica que el proceso implicó una pérdida de energía para el sistema.

El proceso de 2 a 3 se lleva a cabo a temperatura constante, el cual finaliza con un estado de agua saturada, este cambio de energía se obtiene de la primera ley como:

$$\Delta\, q_{2-3} = \Delta\, u_{2-3} - \Delta\, w_{2-3}$$

de donde los cambios de la energía interna son:

$$\Delta\, q_{2-3} = u_3 - u_2 + P\, dv$$

Este cambio es igual al cambio de la entalpía, esto es:

$$\Delta\, q_{2-3} = h_3 - h_2$$

La entalpía del estado 2 se calcula con la calidad anteriormente encontrada:

$$h_2 = 852.45\ \text{kJ/kg} + 0.778(1\,940.7)\ \text{kJ/kg}$$

$$h_2 = 2\,362.3\ \text{kJ/kg}$$

El valor de la entalpía del estado 3 corresponde al de agua líquida saturada:

$$h_3 = 852.45\ \text{kJ/kg}$$

Por tanto, el calor en este proceso tiene una magnitud de:

$$\Delta\, q_{2-3} = 852.45\ \text{kJ/kg} - 2\,362.3\ \text{kJ/kg}$$

$$\Delta\, q_{2-3} = \mathbf{-1\,509.85\ kJ/kg}$$

El signo negativo implica que también lo pierde el sistema. El calor total que se pierde del estado inicial al final será igual a:

$$\Delta\, q_{3-1} = \Delta\, q_{1-2} + \Delta\, q_{2-3}$$

Sustituyendo los valores obtenidos:

$$\Delta\, q_{1-3} = -1\,509.85\ \text{kJ/kg} - 724.4\ \text{kJ/kg}$$

$$\Delta\, q_{1-3} = \mathbf{-2\,234.25\ kJ/kg}$$

El signo negativo implica que el proceso total va acompañado de una pérdida de calor.

Para encontrar la magnitud total es necesario determinar la masa del sistema, para lo cual se emplea el estado inicial, esto es:

$$m = \frac{V}{v}$$

$$m = \frac{2\ \text{m}^3}{99.4\ \text{cm}^3/\text{g}}$$

$$m = \mathbf{20.1\ kg}$$

Al multiplicar este valor por el del calor específico se encuentra el calor total perdido:

$$\Delta\, Q = -2\,234.25\ \text{kJ/kg}\ (20.1)\ \text{kg}$$

$$\Delta\, Q = \mathbf{-44\,908\ kJ}$$

El proceso de condensado de 2 m^3 de vapor sobrecalentado debe ir acompañado de una pérdida de 44 908 kJ de calor cuando la masa es de 20.1 kg.

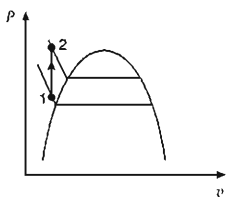
PROBLEMA II.26

Objetivo: Determinar la variación de la energía interna y la entalpía de un líquido comprimido.

Si se comprime agua desde 20 C y 50 bares hasta 80 C y 100 bares, determine el cambio de energía interna y de entalpía, empleando: *a)* la tabla de líquido comprimido, y *b)* los datos de saturación. Calcule el error porcentual que resulta con el segundo método

Datos

$T_1 = 20$ C
$P_1 = 50$ bares
$T_2 = 80$ C
$P_2 = 100$ bares
$\Delta u = ?$ kJ/kg
$\Delta h = ?$ kJ/kg



Solución

La figura muestra el proceso al que se somete al fluido que está en la fase líquida; se le considera como el sistema en este caso si se comprime hasta una presión de 100 bares. De las tablas de líquido comprimido se obtienen los valores necesarios para calcular tanto las variaciones de energía interna como de entalpía. Los datos necesarios son:

Estado	u(kJ/kg)	h(kJ/kg)
1	83.65	88.65
2	332.54	342.83

Por lo tanto, la variación de la energía interna es:

$$\Delta u = u_2 - u_1$$

$$\Delta u = 332.59 \text{ kJ/kg} - 83.65 \text{ kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta u = 248.94 \text{ kJ/kg}}$$

Y la variación de la entalpía es:

$$\Delta h = h_2 - h_1$$

$$\Delta h = 342.83 \text{ kJ/kg} - 88.65 \text{ kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta h = 254.18 \text{ kJ/kg}}$$

Se pueden emplear los datos de saturación para cada uno de los estados con el valor de la presión, y se encuentra que:

Estado	u(kJ/kg)	h(kJ/kg)
1	83.95	83.96
2	334.86	334.41

Sustituyendo éstos en la energía interna:

$$\Delta u = u_2 - u_1$$

$$\Delta u = 334.86 \text{ kJ/kg} - 83.95 \text{ kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta u = 250.91 \text{ kJ/kg}}$$

y la entalpía:

$$\Delta h = h_2 - h_1$$

$$\Delta h = 334.91 \text{ kJ/kg} - 83.96 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h = 250.95 \text{ kJ/kg}$$

El porcentaje de error que existe al emplear estos valores de saturación comparándolos con los del líquido comprimido es:

$$\%E\Delta u = \frac{(250.91 - 248.94) \text{ kJ/kg}}{(248.94) \text{ kJ/kg}} \times 100$$

$$\%E\Delta u = 0.8$$

$$\%E\Delta h = \frac{(250.95 - 259.18) \text{ kJ/kg}}{(254.18) \text{ kJ/kg}} \times 100$$

$$\%E\Delta h = -1.3$$

El error en que se incurre si se emplean datos de saturación en lugar del líquido comprimido es poco significativo, por lo que es factible su empleo en el cálculo.

PROBLEMA II.27

Objetivo: Calcular el volumen específico de una sustancia real empleando diferentes procedimientos.

Calcule el volumen específico del refrigerante 12 a 60 C y 14 bares, usando: ***a)*** **la ecuación de los gases ideales;** ***b)*** **el principio de los estados correspondientes, y** ***c)*** **datos experimentales de tablas.**

Datos

R12
$T_1 = 60$ C
$P_1 = 14$ bares
$v = ?$

Solución

Para obtener el volumen específico del R12, si su comportamiento fuera de gas ideal, se emplea la ecuación de éstos:

$$P v = RuT$$

de donde:

$$v = \frac{RuT}{p}$$

Sustituyendo los valores conocidos con $T = 333$ K, $Ru = 0.08314$ (bar m^3/kgmolK) y la masa molecular del refrigerante 12 120.9 kg/kgmol:

$$v = \frac{0.08314 \text{ bar m}^3\text{/kgmol K}(333 \text{ K})}{14 \text{ bares} (120.9 \text{ kg/kgmol})}$$

$$v = 16.36 \text{ cm}^3\text{/g}$$

Para utilizar el principio de los estados correspondientes, el cual se representa por el factor de compresibilidad Z, se puede interpretar en este caso como:

$$Z = \frac{V_{\text{real}}}{V_{\text{ideal}}}$$

Por lo tanto, es necesario encontrar el valor de este factor. Para lograrlo se emplea el diagrama correspondiente, en el cual hay que conocer primero el valor de la presión reducida y la temperatura reducida. Para el primer caso se tiene:

$$P_r = \frac{P}{P_c}$$

El valor de la presión crítica se obtiene de tablas, y se encuentra que es de 41.2 bares, por lo tanto:

$$P_r = \frac{14 \text{ bares}}{41.2 \text{ bares}}$$

$$P_r = 0.34$$

De igual forma, para la temperatura reducida:

$$T_r = \frac{T}{T_c}$$

Como la temperatura crítica es de 385 K, entonces:

$$T_r = \frac{333 \text{ K}}{385 \text{ K}}$$

$$T_r = 0.865$$

Ya con estos dos valores se busca en el diagrama del factor de compresibilidad y se obtiene el valor de:

$$Z = 0.775$$

que es el punto donde convergen T_r y P_r, tal y como lo puede verificar. Para el volumen específico se tiene entonces que:

$$v_{real} = Zv_{ideal}$$

El valor del volumen ideal es el obtenido por la ecuación de gas ideal, por lo tanto:

$$v_{real} = 0.775(16.36) \text{ cm}^3/\text{g}$$

$$v_{real} = 12.67 \text{ cm}^3/\text{g}$$

El valor que se obtiene de las tablas vale:

$$v = 12.58 \text{ cm}^3/\text{g}$$

En este caso se ha obtenido por tres caminos diferentes el mismo valor del volumen específico del R12 para una condición determinada. El valor como gas ideal es menor que el de tablas, el cual se considera verdadero, y el calculado con el factor de compresibilidad es ligeramente mayor.

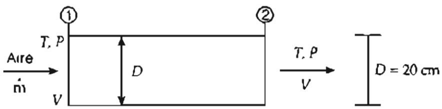
PROBLEMA II.28

Objetivo: Emplear la ecuación de continuidad para calcular el diámetro de una tubería y la velocidad del flujo.

Por un ducto de sección transversal circular pasa un flujo de aire de 2.22 kg/s a 300 C y 400 kPa. Si la velocidad de entrada es de 50 m/s: *a)* determine el diámetro del tubo; *b)* calcule la velocidad de salida, si el aire sale a 240 C y 380 kPa a través de un tubo con diámetro de 20.0 centímetros.

Datos

$\dot{m} = 2.22$ kg/s
$T = 300$ C
$P = 300$ kPa
a) $D = ?$
$\dot{V} = 50$ m/s
$T_2 = 240$ C
$P_2 = 380$ kPa
$D = 20$ cm
b) $V_2 = ?$



Solución

Al aire que entra al tubo se le considera gas ideal, por lo tanto, su comportamiento estará condicionado a la ley de éstos. De la ecuación de flujo másico:

$$\dot{m} = \frac{A_l \dot{V}_1}{v_1}$$

$$\dot{m} = \frac{0.785 \times D^2 \times \dot{V}_1}{v_1}$$

se despeja el diámetro de la tubería:

$$D = \sqrt{\frac{\dot{m} v_1}{0.785 \dot{V}_1}}$$

El volumen específico se obtiene de la ecuación de gas ideal:

$$Pv = RuT$$

Al despejar éste:

$$v_1 = \frac{RuT_1}{P_1}$$

Sustituyendo los valores con $Ru = 8.314$ (KPa m³/kgmol K), $T_1 = 573$ K y 29 kg/kgmol como masa molecular del aire, se tiene:

$$v_1 = \frac{(8.314 \text{ KPa m}^3/\text{kgmolK})\ (573 \text{ K})}{(400 \text{ kPa})\ (29 \text{ kg/kgmol})}$$

$$v_1 = 0.410 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Con este valor en la ecuación del diámetro se tiene:

$$D = \sqrt{\frac{(2.22 \text{ kg/s})(0.41 \text{ m}^3/\text{kg})}{(0.785)(50 \text{ m/s})}}$$

$$D = 0.152 \text{ m}$$

El diámetro tiene un valor de 0.152 m con las condiciones de entrada.

Ahora, para la salida del ducto, la situación cambia y se pide que se encuentre el valor de la velocidad de salida. De la ecuación de flujo másico se tiene:

$$\dot{V}_2 = \frac{\dot{m} v_2}{0.785\ D_2^2}$$

De la ecuación de gas ideal se obtiene el volumen específico con $T_2 = 513$ K, $P_2 = 380$ kPa y Ru tiene el mismo valor, al igual que la masa molecular, entonces:

$$v_2 = \frac{RuT_2}{P_2}$$

$$v_2 = \frac{(8.314 \text{ K Pa m}^3/\text{kgmol K})\ (513 \text{ K})}{(380 \text{ kPa})\ (29 \text{ kg/kgmol})}$$

$$v_2 = 0.387 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Sustituyendo este valor en la ecuación de flujo:

$$\dot{V}_2 = \frac{(2.22 \text{ kg/s})\ (0.387 \text{ m}^3/\text{kg})}{(0.785)\ (0.2 \text{ m})^2}$$

$$\dot{V}_2 = 27.36 \text{ m/s}$$

Las condiciones de presión y temperatura afectan la velocidad del aire, que se considera como gas ideal. Observe que si se mantuviera constante al diámetro de la tubería, la velocidad tendría un valor diferente, ¿podría usted obtenerlo?

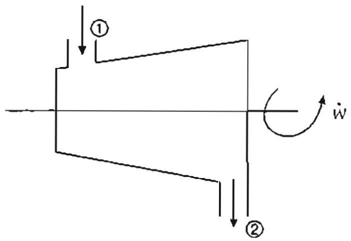
PROBLEMA II.29

Objetivo: Aplicando la ecuación de continuidad determine el gasto másico y la velocidad del vapor de agua que pasa a través de una turbina.

El vapor de agua que entra en una turbina con un tubo de entrada de 0.60 m de diámetro y 4.5 m diámetro de salida, a 60 bares, 500 C y una velocidad de 100 m/s, sale como vapor saturado a 0.60 bares. Determine: *a)* el gasto másico, y *b)* la velocidad de salida.

Datos

$P_1 = 60$ bares
$T_1 = 500$ C
$\dot{V}_1 = 100$ m/s
Vapor saturado
$P_2 = 0.6$ bares
$D_1 = 0.6$ m
$D_2 = 4.5$ m
a) $\dot{m} = ?$ kg/h
b) $\dot{V}_2 = ?$ m/s



Solución

Para determinar el flujo másico del vapor de agua que entra a la turbina se aplica la ecuación de continuidad dada por:

$$\dot{m} = \frac{A_1 \dot{V}_1}{v_1}$$

Sustituyendo los valores conocidos con $v_1 = 56.65$ cm³/g, que se obtiene de las tablas del vapor de agua para la condición de entrada, el valor de 0.785 es el resultado de la relación $\pi/4$:

$$\dot{m} = 100 \text{ m/s} \times \frac{(0.785)\,(0.6)^2 \text{ m}^2\,(10)^6 \text{ cm}^3/\text{m}^3\,(3\,600) \text{ s/h}}{56.65 \text{ cm}^3/\text{g} \times 10^3 \text{ g/kg}}$$

$$\dot{m} = 1.8 \times 10^6 \text{ kg/h}$$

Como el flujo másico que entra a la turbina debe ser el mismo que sale, entonces:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

es decir:

$$\frac{A_1 \dot{V}_1}{v_1} = \frac{A_2 \dot{V}_2}{v_2}$$

Al despejar la velocidad de salida:

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \times \frac{A_1 v_2}{A_2 v_1}$$

Sustituyendo los valores de $v_2 = 2\,732$ cm³/g, obtenido de las tablas con los valores de $P_2 = 0.6$ bares y como vapor saturado:

$$\dot{V}_2 = \frac{100\text{m/s}(0.6 \text{ m})^2\,(2\,732 \text{ cm}^3/\text{g})}{(4.5 \text{ m})^2\,(56.65 \text{ cm}^3/\text{g})}$$

$$\dot{V}_2 = 85.7 \text{ m/s}$$

Para la solución de este problema sólo se emplea la ecuación de conservación de la masa si se conocen las condiciones termodinámicas de entrada y salida del vapor de agua. Observe que la turbina se considera un volumen de control.

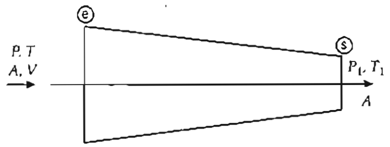
PROBLEMA II.30

Objetivo: Calcular el flujo másico de aire que pasa por un tubo de sección transversal variable.

El aire que circula a través de un tubo de sección transversal variable entra a 6.0 bares, 27 C, y 60 m/s por la sección de 35 cm² y sale a 5.0 bares, 50 C por la sección transversal de 20 cm². Determine: *a)* el gasto másico, y *b)* la velocidad de salida.

Datos

$P_e = 6.0$ bares
$T_e = 27$ C
$A_e = 35$ cm²
$\dot{V}_e = 60$ m/s
$P_s = 5.0$ bares
$T_s = 50$ C
$A_s = 20$ cm²
a) $\dot{m} = ?$
b) $\dot{V}_s = ?$



Solución

Para determinar el valor del flujo másico de aire que pasa por la tubería de sección variable se emplea la ecuación del flujo másico:

$$\dot{m} = \frac{A_e \dot{V}_e}{v_e}$$

El volumen específico del aire a la entrada se determina con la ecuación de gas ideal:

$$v_e = \frac{Ru T_e}{P_e}$$

Sustituyendo este valor en la primera ecuación:

$$\dot{m} = \frac{A_e \dot{V}_e P_e}{Ru T_e}$$

Sustituyendo los valores numéricos con $Ru = 0.08314$ (bar m³/kgmol K):

$$\dot{m} = \frac{(35 \text{ cm}^2)\ (60 \text{ m/s})\ (6 \text{ bares})\ (29 \text{ kg/kgmol})}{(0.08314 \text{ bar m}^3/\text{kgmol K})\ (300 \text{ K})\ (10^4 \text{ cm}^2/\text{m}^2)}$$

$$\dot{m} = \mathbf{1.46\ kg/s}$$

Esta cantidad de flujo másico es la misma que sale por la tubería, esto es:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s$$

Despejando la velocidad de salida se tiene:

$$\dot{V}_s = \dot{V}_e \frac{A_e P_e T_s}{A_s P_s T_e}$$

en la cual al sustituir los valores numéricos queda así:

$$\dot{V}_s = 60 \text{ m/s} \times \frac{(35 \text{ cm}^2)\ (6 \text{ bares})\ (323 \text{ K})}{(20 \text{ cm}^2)\ (5 \text{ bares})\ (300 \text{ K})}$$

$$\dot{V}_s = \mathbf{135.66\ m/s}$$

La ecuación de conservación de la masa se emplea para determinar el valor del flujo másico y la velocidad de salida del aire el cual se comporta como gas ideal; la tubería de sección transversal variable se considera un volumen de control.

PROBLEMA II.31

Objetivo: Determinar el flujo másico del agua que circula por una manguera, aplicando la ecuación de conservación de la masa a un volumen de control.

Una manguera de jardín de 2.50 cm de diámetro interior conduce agua a 20 C y 0.20 MPa. A la salida posee una boquilla de 0.60 cm de diámetro y la velocidad de salida es de 6.0 m/s. Determine: *a)* el gasto másico, y *b)* la velocidad en la manguera.

Datos

Agua
$T = 20$ C
$P = 0.20$ MPa
$D_e = 2.50$ cm
$D_s = 0.6$ cm
$\dot{V}_s = 6$ m/s
a) $\dot{m} = ?$
b) $\dot{V}_e = ?$

Solución

Aplicando la ecuación de conservación de la masa a la salida de la tobera, se tiene:

$$\dot{m} = \frac{A_s \dot{V}_s}{v_s}$$

Sustituyendo los valores de $\pi/4 = 0.785$, y $v_s = 1.002 \text{ X } 10^3$ cm³/kg, obtenido de las tablas del agua a la temperatura de 20 C, tenemos:

$$\dot{m} = \frac{(0.785)\,(0.6)^2\text{ cm}^2\,(6 \times 10^2\text{ cm/s})}{(1.002 \times 10^3\text{ cm}^3/\text{kg})}$$

$$\mathbf{\dot{m} = 0.168\ kg/s}$$

Para determinar el valor de la velocidad de agua en la manguera se aplica la misma ecuación de flujo másico:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s$$

Sustituyendo:

$$\frac{\dot{V}_e A_e}{v_e} = \frac{\dot{V}_s A_s}{v_s}$$

El agua bajo estas condiciones de entrada y de salida es un fluido incompresible, los cambios de volumen específico son despreciables, por tanto, la velocidad de entrada es:

$$\dot{V}_e = \frac{\dot{V}_s A_s}{A_e}$$

Sustituyendo los valores numéricos:

$$\dot{V}_e = \frac{(6\text{ m/s})\,(0.6)^2\text{ cm}^2}{2.5^2\text{ cm}^2}$$

$$\mathbf{\dot{V}_e = 0.345\ m/s}$$

La manguera y la boquilla se consideran un volumen de control y a éste se le aplica la ecuación de conservación de la masa para encontrar el valor del flujo másico, que es igual a 0.168 kg/s, y la velocidad del fluido a la entrada, que es de 0.345 m/s.

PROBLEMA II.32

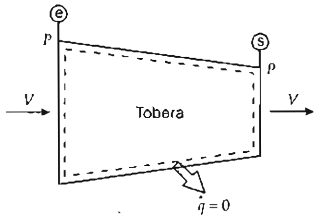
Objetivo: Calcular la temperatura de un fluido a la entrada de una tobera, la cual se considera un volumen de control.

Una tobera adiabática recibe refrigerante 12 a 5 bares y 90 m/s, el cual sale como vapor saturado a 3.2 bares y 200 m/s. Determine: *a)* la temperatura de entrada, y *b)* el gasto másico, si el área de salida es 6.0 cm².

Datos

R12
Tobera
$\Delta q = 0$
$P_e = 5$ bares
$\dot{V}_e = 90$ m/s

Vapor saturado
$P_s = 3.2$ bares
$V_s = 200$ m/s
a) $T_e = ?$ C
b) $\dot{m} = ?$, si $A_s = 6$ cm^2



Solución

A la tobera por donde fluye el refrigerante se le considera el volumen de control, el cual es adiabático, es decir, que no hay flujo de calor a través de sus fronteras. Al aplicar la ecuación de conservación de la energía a éste se tiene:

$$\Delta q + \Delta w = \Delta h + \Delta Ec + \Delta Ep$$

Como en una tobera no hay generación de trabajo ni variaciones apreciables de energía potencial, y además es adiabática, se tiene:

$$\Delta q = \Delta w = \Delta Ep = 0$$

Por lo tanto, los cambios de energía cinética generan variaciones de entalpía exclusivamente:

$$\Delta h = -\Delta Ec$$

Es decir:

$$h_s - h_e = \frac{\dot{V}_e^2 - \dot{V}_s^2}{2}$$

Despejando el valor de la entalpía a la entrada se tiene:

$$h_e = h_2 + \frac{\dot{V}_e^2 - \dot{V}_s^2}{2}$$

Sustituyendo los valores numéricos conocidos y con $h_s = 188$ kJ/kg, tomado de las tablas del R12 con la condición de $P = 3.2$ bares y como vapor saturado, se tiene:

$$h_e = 188 \text{ kJ/kg} + \left(\frac{200^2 - 90^2}{2 \times 1\,000}\right)\frac{\text{m}^2/\text{s}^2}{\text{kg J/kJ}}$$

$$\mathbf{h_e = 204 \text{ kJ/kg}}$$

Este valor es mayor que el que le correspondería al vapor saturado a la presión de 5 bares que es de 194.02 kJ/kg. Por lo tanto se concluye que el refrigerante entra como vapor sobrecalentado y con ayuda de las tablas se encuentra que su temperatura es de:

$$\mathbf{T_e = 30 \text{ C}}$$

Aplicando la ecuación de conservación de la masa a la salida del volumen de control considerado se tiene:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_s A_s}{v_s}$$

Sustituyendo los valores numéricos con $v_3 = 53.51$ cm^3/g, obtenido de las tablas:

$$\mathbf{\dot{m} = 2.24 \text{ kg/s}}$$

Una tobera siempre se considera un elemento adiabático en el cual además no hay consumo ni producción de trabajo. Por lo tanto, la ecuación de conservación de la energía aplicada a este volumen de control se simplifica notablemente y da como resultado que la variación de energía cinética genere cambios únicamente en la entalpía.

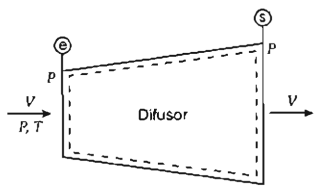
PROBLEMA II.33

Objetivo: Aplicar las ecuaciones de conservación de masa y energía a un difusor para encontrar el área de salida cuando fluye por él un gas ideal.

Una corriente de aire de 250 m/s reduce su velocidad a 40 m/s al pasar por un difusor adiabático. Las condiciones de entrada son 0.1 MPa y 400 C. Determine el área de salida, en centímetros cuadrados, cuando el gasto másico es 7 kg/s a 0.12 MPa.

Datos

Difusor
$\Delta q = 0$
Aire
$\dot{V}_e = 250$ m/s
$\dot{V}_s = 40$ m/s
$P_e = 0.1$ MPa
$T_e = 400$ C
$\dot{m} = 7$ kg/s
$P_s = 0.12$ MPa
$A_s = ?$



Solución

Un difusor es un elemento mecánico que se emplea para reducir la velocidad de un fluido y generalmente se supone adiabático. Si se le considera que es un volumen de control con su frontera sólida como límite y se le aplica la ecuación de conservación de la masa:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_s A_s}{v_s}$$

Para el aire como un gas ideal:

$$v_s = \frac{RuT_s}{P_s}$$

Sustituyendo este valor en la primera ecuación y despejando al área de salida se tiene que:

$$A_s = \frac{\dot{m}\ Ru\ T_s}{\dot{V}_s P_s}$$

Para encontrar la solución de esta ecuación es necesario determinar el valor de la temperatura a la salida, la cual se obtiene si se aplica la ecuación de conservación de la energía al volumen de control seleccionado:

$$\Delta q + \Delta w = \Delta Ec + \Delta Ep + \Delta h$$

Puesto que el difusor es adiabático, no se produce ni suministra trabajo y además se pueden despreciar las variaciones de la energía potencial. Se tiene entonces que:

$$\Delta h = -\Delta Ec$$

Sustituyendo los valores:

$$h_e - h_s = \frac{\dot{V}_s^2 - \dot{V}_e^2}{2g}$$

Pero también para un gas ideal los cambios de entalpía son iguales a:

$$h_e - h_s = Cp\Delta T$$

$$h_e - h_s = Cp(T_e - T_s)$$

Por lo tanto:

$$Cp(T_e - T_s) = \frac{V_s^2 - V_e^2}{2g}$$

Sustituyendo los valores numéricos con la capacidad térmica específica para el aire a presión constante igual a 1 kJ/kg K, entonces:

$$1\ \text{kJ/kg C}\ (400 - T_s)\ \text{C} = \left(\frac{40^2 - 250^2}{(2)\ (1\ 000)}\right) \frac{\text{kJ}}{kg}$$

Al despejar de la ecuación la temperatura de salida se obtiene:

$$T_s = 430.5\ \text{C}$$

Con este valor se sustituye en la ecuación del área de salida, dando por resultado:

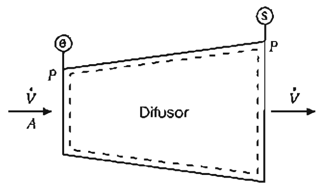
$$A_s = \frac{(7\ \text{kg/s})\ (0.08314\ \text{bar m}^3/\text{kgmol K})\ (703.5\ \text{K})}{(29\ \text{kg/kgmol})\ (40\ \text{m/s})\ (1.2\ \text{bares})} (10^4\ \text{cm}^2/\text{m}^2)$$

$$\mathbf{A_s = 2\ 941\ cm^2}$$

Un difusor tiene como función principal disminuir la velocidad de un fluido, si su frontera sólida se selecciona como un volumen de control, el cual por lo general se considera adiabático y no produce ni consume trabajo; en este problema el área de salida es de 0.29 m^2.

PROBLEMA II.34

Objetivo: Determinar el flujo másico y las condiciones termodinámicas de una sustancia real a la salida de un difusor.



Las condiciones de entrada del refrigerante 12 a un difusor adiabático son 1.8 bares, 20 C y 120 m/s con 10.0 cm² de área. A la salida, las condiciones son 2.0 bares y 49 m/s. Determine: *a)* el gasto másico; *b)* la entalpía de salida; *c)* la temperatura de salida, y *d)* el área de salida.

Datos

Difusor
$\Delta q = 0$
R12
$P_e = 1.8$ bares
$T_e = 20$ C
$\dot{V}_e = 120$ m/s
$A_e = 10$ cm²
$P_s = 2$ bares
$\dot{V}_s = 49$ m/s
a) $\dot{m} = ?$
b) $h_s = ?$
c) $T_s = ?$
d) $A_s = ?$

Solución

Para determinar el flujo másico de refrigerante que pasa por el difusor adiabático se le aplica la ecuación de conservación de la masa, de la cual:

$$\dot{m} = \frac{A_e \dot{V}_e}{v_e}$$

$$\dot{m} = \frac{(10\ \text{cm}^2)\ (120\ \text{m/s}^2)\ (10^4\ \text{cm}^2/\text{m}^2)}{(107.6\text{cm}^3/\text{g})\ (10^3\ \text{g/kg})}$$

$$\mathbf{\dot{m} = 1.111\ kg/s}$$

Para determinar el valor de la entalpía a la salida del difusor, se aplica la ecuación de conservación de la energía al volumen de control:

$$\Delta q + \Delta w = \Delta Ep + \Delta Ec + \Delta h$$

Puesto que el difusor es adiabático, entonces $\Delta q = 0$, no hay generación ni suministro de trabajo y además no hay cambios en la energía potencial, entonces:

$$\Delta h = -\Delta Ec$$

Despejando la entalpía de salida:

$$h_s = h_e + \frac{\dot{V}_e^2 - \dot{V}_s^2}{2}$$

Sustituyendo los valores numéricos con $h_e = 202.6$ kJ/kg, obtenido con las condiciones de presión y temperatura de entrada en las tablas del refrigerante:

$$h_s = 202.6 \text{ kJ/kg} + \left(\frac{120^2 - 49^2}{2\,000}\right) \text{kJ/kg}$$

$$\mathbf{h_s = 208.6 \text{ kJ/kg}}$$

Con este valor de entalpía y la presión de 2 bares, en las tablas del R12 se encuentra que la temperatura de salida tiene un valor de:

$$\mathbf{T_s = 30 \text{ C}}$$

Finalmente, como el flujo másico de entrada es igual al de salida, es decir:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s$$

Al despejar el área de salida se tiene:

$$A_s = A_e \frac{V_e v_e}{V_s v_s}$$

Sustituyendo los valores numéricos con $v_e = 107.6$ cm³/g, obtenido de las tablas del refrigerante:

$$A_s = 10 \text{ cm}^2 \frac{(120 \text{ m/s})\,(100.2 \text{ cm}^3/\text{g})}{(49 \text{ m/s})\,(107.6 \text{ cm}^3/\text{g})}$$

$$\mathbf{A_s = 22.8 \text{ cm}^2}$$

El difusor es un elemento mecánico que se emplea para reducir la velocidad del flujo que circula por él, se le considera adiabático, sin producción ni consumo de trabajo y con incremento de energía potencial prácticamente despreciable. En este caso el flujo másico que circula para las condiciones descritas es de 1.11 kg/s.

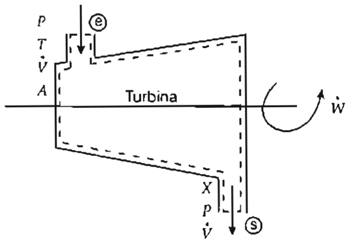
PROBLEMA II.35

Objetivo: Aplicar las ecuaciones de conservación de masa y energía a un volumen de control formado por una turbina y calcular el trabajo de flecha y el gasto másico.

Las condiciones de entrada a una turbina adiabática de vapor de agua son 120 bares, 480 C y 100 m/s con un área de 100 cm². A la salida, la calidad es 90% a 1 bar y 50 m/s. Determine: *a)* el cambio de energía cinética; *b)* el trabajo de flecha; *c)* el gasto másico; *d)* la potencia, y *e)* el área de salida.

Datos

Turbina
$\Delta q = 0$
$P_e = 120$ bares
$T_e = 480$ C
$\dot{V}_e = 100$ m/s
$A_e = 100$ cm²
$X_s = 90\%$
$P_s = 1$ bar
$\dot{V}_s = 50$ m/s
a) $\Delta Ec = ?$
b) $\Delta w = ?$
c) $\dot{m} = ?$
d) $\dot{W} = ?$
e) $A_s = ?$



Solución

Una turbina es un elemento mecánico que se utiliza para generar potencia a cambio de la energía térmica y cinética de un fluido de trabajo. El cambio de la energía cinética se obtiene de:

$$\Delta\, Ec = \frac{\dot{V}_s^2 - \dot{V}_s^2}{2\,000}$$

Puesto que se tienen ambos valores, entonces:

$$\Delta\, Ec = \left(\frac{50^2 - 100^2}{2\,000}\right) \text{kJ/kg}$$

$$\Delta\, Ec = \mathbf{-3.75\ kJ/kg}$$

El signo negativo implica que en el volumen de control considerado pierde energía cinética.

Si se aplica la ecuación de conservación de la energía al volumen de control considerado, se tiene:

$$\Delta\, q + \Delta\, w = \Delta\, Ep + \Delta\, Ec + \Delta\, h$$

Como la turbina es adiabática y se desprecian los cambios en la energía potencial, entonces:

$$\Delta\, w = \Delta\, h + \Delta\, Ec$$

Para encontrar la entalpía a la salida se hace uso de la ecuación:

$$h_s = h_l + X(h_{lg})$$

En la salida, Ps = 1 bar y X = 90%, por lo tanto:

$$h_s = 417.5 \text{ kJ/kg} + 0.9(2\,258) \text{ kJ/kg}$$

$$h_s = 2\,450 \text{ kJ/kg}$$

El valor del trabajo obtenido es de:

$$\Delta\, w = (2\,450 - 3\,293) \text{ kJ/kg} + (-3.75) \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta\, w = \mathbf{-846.75\ kJ/kg}$$

El signo negativo implica que el volumen de control considerado pierde esta cantidad de trabajo.

El flujo másico se determina aplicando la ecuación de conservación de la masa a la entrada de la turbina:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_e A_e}{v_e}$$

El valor del volumen específico se obtiene de las tablas del vapor de agua con las condiciones expresadas en el enunciado del problema; el resultado es:

$$\dot{m} = \frac{(100 \text{ m/s})\,(100 \times 10^2)\text{ m}^2}{25.76 \times 10^3 \text{ m}^3\text{/kg}}$$

$$\dot{m} = \mathbf{38.82\ kg/s}$$

La potencia de la turbina se obtiene si se multiplica el flujo de vapor de agua por el trabajo realizado, es decir:

$$\dot{W} = \dot{m}\Delta w$$

Sustituyendo los valores obtenidos:

$$\dot{W} = (-846.75 \text{ kJ/kg})(38.82 \text{ kg/s})$$

$$\dot{W} = \mathbf{32\,870.8kW}$$

Observe que se ha eliminado el signo negativo del resultado, puesto que se sabe que el volumen de control ha proporcionado este valor.

Para determinar el área de salida de la turbina basta aplicar la ecuación de flujo empleada anteriormente; al despejar el área se obtiene:

$$A_s = \frac{\dot{m}v_s}{\dot{V}_s}$$

Es necesario calcular el valor del volumen específico del vapor de agua a la salida; con la ayuda de las tablas se tiene:

$$v_s = 1.04 \text{ cm}^3/\text{g} + 0.9(1\,693) \text{ cm}^3/\text{g}$$

$$v_s = 1\,524.74 \text{ cm}^3/\text{g}$$

Sustituyendo en la ecuación del área:

$$A_s = \frac{(38.82 \text{ kg/s})\,(1\,524.74 \times 10^3 \text{ cm}^3/\text{kg})}{(50 \text{ m/s})\,(10^6 \text{ cm}^3/\text{m}^3)}$$

$$A_s = \mathbf{1.184 \text{ m}^2}$$

Una turbina de vapor es un elemento mecánico que sirve para generar potencia. Se considera que es adiabático y con incremento de energía potencial despreciable. En este caso la potencia generada es de 32.87 kW con las condiciones señaladas en el problema.

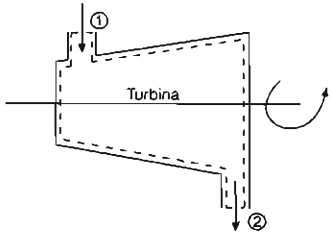
PROBLEMA II.36

Objetivo: Aplicar las ecuaciones de conservación de la masa y la energía a una turbina que se emplea como volumen de control y calcular su potencia.

Las condiciones de entrada del aire a una turbina son 6 bares, 740 K, 120 m/s con una área de 4.91 cm², y las de salida son 1 bar, 450 K y 220 m/s. Hay una pérdida de calor de 15 kJ/kg. Determine: *a)* el cambio de energía cinética; *b)* la potencia, y *c)* el cociente del diámetro de entrada y de salida.

Datos

Turbina
Aire
$P_1 = 6$ bares
$T_1 = 740$ K
$\dot{V}_1 = 120$ m/s
$P_2 = 1$ bar
$T_2 = 450$ K
$\dot{V}_2 = 220$ m/s
$\Delta q = -15$ kJ/kg
$A_1 = 4.91$ cm²
a) $\Delta Ec = ?$
b) $\dot{W} = ?$
c) $D_1/D_2 = ?$



Solución

Una turbina es un dispositivo mecánico que se emplea para generar potencia, algunas veces se le considera adiabática. Para calcular la diferencia que hay entre la energía cinética entre la entrada y la salida se aplica la ecuación:

$$\Delta Ec = \frac{\dot{V}_2^2 - \dot{V}_1^2}{2\,000}$$

Sustituyendo los valores numéricos:

$$\Delta Ec = \left(\frac{220^2 - 120^2}{2\,000}\right) \text{kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta Ec = 17\ kJ/kg}$$

El valor positivo implica que el volumen de control seleccionado ganó esta energía.

Si se aplica la ecuación de conservación de la energía al volumen de control marcado con la línea segmentada, se tiene:

$$\Delta w + \Delta q = (\Delta Ec + \Delta Ep + \Delta h)$$

Despejando el trabajo:

$$\Delta w = (\Delta Ec + \Delta h - \Delta q)$$

La potencia se obtiene al multiplicar este trabajo por el flujo másico que pasa por el volumen de control:

$$\dot{W} = m\Delta w$$

El flujo másico se obtiene de la condición de entrada:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{V}_1 A_1}{v_1}$$

Como se está manejando aire y se le considera gas ideal, entonces el volumen específico se obtiene de:

$$v = \frac{RuT}{P}$$

Sustituyendo este valor:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{V}_1 A_1 P_1}{RuT_1}$$

Con los valores numéricos:

$$\dot{m} = \frac{(120\ \text{m/s})\ (4.91\ \text{cm}^2)\ (6\ \text{bares})\ (29\ \text{kg/kgmol})}{(10^4\ \text{cm}^2/\text{m}^2)\ (0.08314\text{bar m/kgmol K})\ (740\ \text{K})}$$

$$\dot{m} = 0.1666\ \text{kg/s}$$

Sustituyendo los valores de la entalpía, del incremento de la energía cinética y del calor cedido en la ecuación de conservación de energía, el trabajo es:

$$\Delta w = (451.8 - 756.44)\ \text{kJ/kg} + 17\ \text{kJ/kg} - (-15)\ \text{kJ/kg}$$

$$\Delta w = 272.64\ \text{kJ/kg}$$

El hecho de obtener un valor de −272.64 kJ/kg significa que el volumen de control está perdiendo esta cantidad de trabajo, que al multiplicarla por el flujo másico permite el cálculo de la potencia, es decir:

$$\dot{W} = 272.64\ \text{kJ/kg} \times 0.1666\ \text{kg/s}$$

$$\mathbf{\dot{W} = 45.4\ kW}$$

Para obtener la relación de diámetros que existe entre la entrada y salida de la turbina se emplea la ecuación de conservación de la masa:

$$m_1 = m_2$$

esto es:

$$\frac{A_1 v_1 P_1}{T_1} = \frac{A_2 v_2 P_2}{T_2}$$

de donde:

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{v_2 P_2 T_1}{v_1 P_1 T_2}$$

Sustituyendo los valores numéricos:

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{(220 \text{ m/s})\ (1 \text{ bar})\ (740 \text{ K})}{(120 \text{ m/s})\ (6 \text{ bares})\ (450 \text{ K})}$$

$$\frac{A_1}{A_2} = 0.5025$$

Puesto que la relación de área también es:

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2}$$

entonces:

$$D_1/D_2 = 0.704$$

Una turbina es un elemento mecánico que se emplea para la producción de potencia, a costa de la energía del fluido. En este caso se utiliza el aire con un flujo másico de 0.1666 kg/s y produce una potencia de 45.4 kW.

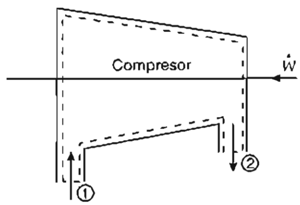
PROBLEMA II.37

Objetivo: Aplicar las ecuaciones de conservación de la masa y la energía a un volumen de control formado por un compresor y determinar la potencia suministrada.

Determine la potencia necesaria para comprimir 30 m³/min de dióxido de carbono desde 0.1 MPa y 310 K hasta 0.5 MPa y 430 K, despreciando el cambio de energía cinética. Considere que ocurre una pérdida de calor de 4.0 kJ/kg.

Datos

CO_2
$P_1 = 0.1$ MPa
$T_1 = 310$ K
$P_2 = 0.5$ MPa
$T_2 = 430$ K
$\dot{V} = 30$ m³/min
$\Delta Ec = 0$
$\Delta q = -4$ kJ/kg
$\dot{W} = ?$



Solución

El elemento mecánico que se emplea para la compresión del gas se llama compresor. En este caso se considera que los cambios de energía potencial y cinética son despreciables, por lo tanto, si se le aplica la ecuación de la conservación de la energía a este volumen de control, se tiene:

$$\Delta q + \Delta w = \Delta Ep + \Delta Ec + \Delta h$$

Con las consideraciones hechas:

$$\Delta q + \Delta w = \Delta h$$

Al despejar el trabajo:

$$\Delta w = h_2 - h_1 - \Delta q$$

Los valores de la entalpía se obtienen de las condiciones de temperatura del problema en las tablas del dióxido de carbono y utilizando su masa molecular, cuyo valor es de 44 kg/kgmol. Al sustituir se tiene que:

$$\Delta w = \frac{(14\,628 - 9\,807)\ \mathrm{kJ/kgmol}}{44.02\ \mathrm{kJ/kgmol}} - (-4)\ \mathrm{kJ/kg}$$

$$\Delta w = \mathbf{113.52\ kJ/kg}$$

El signo positivo que se obtiene del trabajo significa que se le suministra al volumen de control. Si se multiplica este valor por el flujo másico se obtiene la potencia consumida, esto es:

$$\dot{W} = \dot{m}\Delta w$$

El flujo másico se obtiene de la ecuación:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v}$$

Puesto que al dióxido de carbono se le considera gas ideal, entonces el volumen específico se obtiene de la ecuación de gas ideal:

$$v_1 = \frac{RuT_1}{P_1}$$

Al sustituir los valores numéricos con $Ru = 0.08314$ (bar m^3/kgmol K) y 44.02 kg/kgmol como masa molecular del dióxido de carbono, se tiene:

$$v_1 = \frac{(0.08314\ \mathrm{bar\ m^3/kgmol\ K})\ (310\ \mathrm{K})}{(44.02\ \mathrm{kg/kgmol})\ (1\ \mathrm{bar})}$$

$$v_1 = 0.5257\ \mathrm{m^3/kg}$$

Sustituyendo este valor en la ecuación de flujo másico:

$$\dot{m} = \frac{30\ \mathrm{m^3/min}}{0.5857\ \mathrm{m^3/kg}}$$

$$\dot{m} = 51.24\ \mathrm{kg/min}$$

y empleando éste:

$$\dot{W} = 113.52\ \mathrm{kJ/kg} \times \frac{51.24\ \mathrm{kg/min}}{60\ \mathrm{s/min}}$$

$$\dot{W} = \mathbf{96.95\ kW}$$

La máquina que se emplea para comprimir un gas se llama compresor, al cual se le considera un volumen de control. La potencia utilizada para incrementar la presión de 0.1 MPa hasta 0.5 MPa de 51.24 kg/min de dióxido de carbono es de 96.95 kW.

PROBLEMA II.38

Objetivo: Aplicar las ecuaciones de conservación de la masa y energía a un compresor que se le considera volumen de control y determinar la potencia consumida.

Un flujo de 2 000 kg/h de refrigerante 12 entra a un compresor de desplazamiento positivo a 0.6 bares y 0 C a través de un tubo de 7 cm diámetro interno y sale por un tubo de 2 cm de diámetro a 7 bares y 140 C. Durante el proceso se pierden 40 000 kJ/h en forma de calor hacia los alrededores. Determine: *a)* las velocidades de entrada y salida, y *b)* la potencia.

Datos

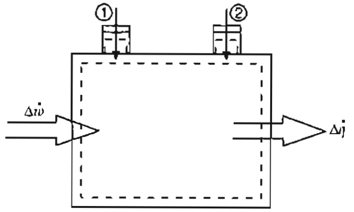
R12
$\dot{m} = 2\,000$ kg/h
$P_1 = 0.6$ bares
$T_1 = 0$ C
$D_1 = 7$ cm
$P_2 = 7$ bares
$T_2 = 140$ C
$D_2 = 2$ cm

$\Delta \dot{q} = -\ 40\ 000$ kJ/h

a) $\dot{V}_1 = ?$

$\dot{V}_2 = ?$

b) $\dot{W} = ?$



Solución

El compresor de desplazamiento positivo es un volumen de control deformable, ya que el pistón se desplaza alternativamente dentro del cilindro, variando su volumen. Para encontrar la velocidad de entrada del refrigerante al volumen de control deformable se aplica la ecuación de conservación de la energía dada por:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_1 A_1}{v_1}$$

Despejando la velocidad se tiene:

$$\dot{V}_1 = \frac{\dot{m} v_1}{A_1}$$

Sustituyendo los valores numéricos:

$$\dot{V}_1 = \frac{(2\ 000\ \text{kg/h})\ (307.9 \times 10^3\ \text{cm}^3/\text{g})}{(0.785)\ (0.07^2)\ \text{m}^2\ (3\ 600\ \text{s/h} \times 10^6\ \text{cm}^3/\text{m}^3)}$$

$$\dot{V}_1 = \mathbf{44.5\ m/s}$$

De igual forma para la salida, puesto que el flujo másico es el mismo:

$$\dot{V}_2 = \frac{(2\ 000\ \text{kg/h})\ (38.67 \times 10^3\ \text{m}^3/\text{kg})}{(0.0785)\ (0.02^2)\ \text{m}^2\ (3\ 600\ \text{s/h} \times 10^6\ \text{cm}^3/\text{m}^3)}$$

$$\dot{V}_2 = \mathbf{68.4\ m/s}$$

Aplicando la ecuación de conservación de la energía al volumen de control seleccionado:

$$\Delta \dot{q} + \Delta \dot{w} = (\Delta\ Ec + \Delta\ Ep + \Delta\ h)\ \dot{m}$$

Despreciando los cambios de la energía potencial y despejando la potencia:

$$\dot{W} = \dot{m}(\Delta\ h + \Delta\ Ec) - \Delta\ \dot{q}$$

Sustituyendo los valores numéricos y obteniendo la entalpía de las tablas del R12 a las condiciones indicadas en el enunciado del problema:

$$\dot{W} = \frac{2\ 000\ \text{kg/h}}{3\ 600\ \text{s/h}} \times \left(278.92 - 192.52 + \frac{68.4^2 - 44.5}{(2)\ (1\ 000)}\right)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - \left(-\frac{40\ 000}{3\ 600}\right)\frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$\dot{W} = \mathbf{59.8\ kW}$$

Para comprimir un gas se emplea un compresor, el cual recibe energía en forma de trabajo para cumplir con su cometido. Para los 2 000 kg/h de refrigerante se necesita suministrarle 59.8 kW.

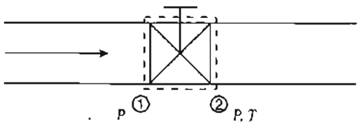
PROBLEMA II.39

Objetivo: Calcular la pérdida de energía que se da en un estrangulamiento.

Se hace pasar vapor de agua por una válvula desde un estado de 5 bares hasta 1 bar y 100 C. Determine: *a)* la calidad del vapor que entra en el proceso de estrangulamiento, y *b)* el cociente del área de salida entre el área de entrada, si las velocidades de entrada y salida son prácticamente iguales.

Datos

$P_1 = 5$ bares
$P_2 = 1$ bar
$T_2 = 100$ C
a) $X_1 = ?$
b) $A_2/A_1 = ?$



Solución

En una válvula se produce el estrangulamiento de un fluido, este proceso se lleva a cabo a entalpía constante. Por lo tanto:

$$h_1 = h_2$$

De las tablas del vapor de agua a la entrada se tiene que:

$$h_1 = 2\,676.2 \text{ kJ/kg}$$

De las mismas tablas, el volumen específico para el estado 2 es:

$$v_2 = 1\,696 \text{ cm}^3/\text{g}$$

La calidad del vapor de agua se obtiene de:

$$X = \frac{h_X - h_l}{h_g - h_l}$$

$$X_1 = \frac{2\,676.2 - 640.2}{2\,748.7 - 640.2}$$

$$\mathbf{X_1 = 0.966}$$

Si se considera que la velocidad de entrada es casi igual a la salida, entonces $\dot{V}_1 = \dot{V}_2$, por lo tanto, la ecuación de conservación de la masa:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

queda:

$$\frac{\dot{V}_2 A_2}{v_2} = \frac{\dot{V}_1 A_1}{v_1}$$

entonces:

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{\dot{V}_1 v_2}{\dot{V}_2 v_1}$$

El valor del volumen específico del fluido a la entrada es:

$$v_1 = v_l + X(v_g - v_l)$$

Al sustituir los valores tomados de las tablas del vapor de agua se obtiene:

$$v_1 = 0.034 \text{ cm}^3/\text{g} + 0.966(374.9 - 1.09) \text{ cm}^3/\text{g}$$

$$v_1 = 362.2 \text{ cm}^3/\text{g}$$

Sustituyendo este valor en la ecuación de relación de áreas, el resultado es:

$$\mathbf{\frac{A_2}{A_1} = 4.7}$$

En una válvula o tubería de diámetro muy pequeño conocida como capilar se da un proceso de estrangulamiento, el cual se desarrolla a entalpía constante. Para resolver este problema es necesario utilizar las tablas de comportamiento del fluido empleado. La relación de áreas en este caso es de 4.7.

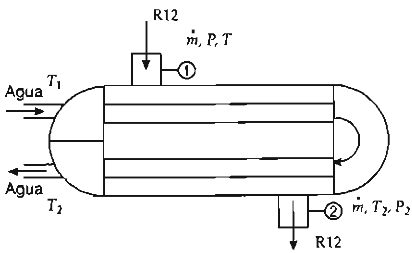
PROBLEMA II.40

Objetivo: Aplicar las ecuaciones de conservación de la masa y la energía a un intercambiador de calor que se le considera volumen de control y calcular la transferencia de calor que se da.

En un intercambiador de calor de tubo y coraza entran 5 kg/min de refrigerante 12 a 14 bares y 80 C por la coraza, y salen a 52 C y 13.8 bares. Agua líquida entra en el tubo de 2 cm de diámetro a 12 C y sale a 24 C y 7 bares. Calcule: ***a)*** **la rapidez de transferencia de calor desde el refrigerante 12 al agua;** ***b)*** **el gasto másico de agua, y** ***c)*** **la velocidad del agua en el tubo.**

Datos

R12
$\dot{m} = 5$ kg/min
$P_1 = 14$ bares
$T_1 = 80$ C
$T_2 = 52$ C
$P_2 = 13.8$ bares
Agua líquida
$D = 2$ cm
$T_1 = 12$ C
$T_2 = 24$ C
$P_2 = 7$ bares
a) $\Delta q_{R12} = ?$
b) $\dot{m}_{agua} = ?$
c) $\dot{V}_{agua} = ?$



Solución

Si se aplica la ecuación de conservación de la energía al volumen de control del intercambiador de calor del lado del R12, se tiene:

$$\Delta q + \Delta w = \Delta Ec + \Delta Ep + \Delta h$$

Considerando que no hay incrementos de trabajo, de energía cinética ni de energía potencial, entonces:

$$\Delta q = \Delta h$$

Esta ecuación en forma de flujo es:

$$\Delta \dot{q} = \dot{m} \Delta h$$

Al sustituir los valores numéricos de la entalpía del R12 tomados de la tabla correspondiente, se tiene:

$$\Delta \dot{q} = \dot{m} \Delta h$$

$$\Delta \dot{q} = 5 \text{ kg/min}(87.06 - 228.08) \text{ kJ/kg}$$

$$\boldsymbol{\Delta \dot{q} = -705.1 \text{ kJ/min}}$$

Para el flujo de agua se aplica:

$$(\Delta \dot{q})_e = (\Delta \dot{q})_s$$

en otras palabras:

$$(\Delta \dot{q})_{R12} = (\Delta \dot{q})_{agua}$$

Entonces:

$$(\dot{m} \Delta h)_{R12} = (\dot{m} \Delta h)_{agua}$$

Por tanto:

$$\dot{m} = \frac{(\dot{m} \Delta h)_{R12}}{\Delta h_{agua}}$$

esto es:

$$\dot{m}_{agua} = \frac{-(-705.1) \text{ kJ/min}}{(4.19 \times 12) \text{ kJ/kg}}$$

$$\boldsymbol{\dot{m}_{agua} = 14 \text{ kg/min}}$$

Para el valor de la velocidad del agua se utiliza la ecuación del flujo másico dado por:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}A}{v}$$

de donde:

$$\dot{V}_{\text{agua}} = \frac{\dot{m}v}{A}$$

Como se conocen todos los valores numéricos, al sustituirlos:

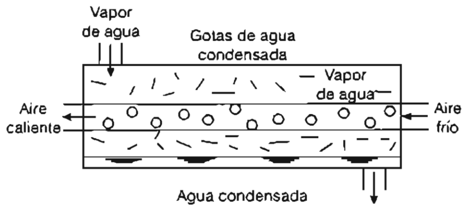
$$\dot{V}_{\text{agua}} = \frac{(14\ \text{kg/min})\ (1.0005\ \text{cm}^3/\text{kg})\ (10^3\ \text{g/kg})}{(0.785)\ (0.02^2)\ \text{m}^2\ (10^6)\ \text{cm}^3/\text{m}^3}$$

$$\dot{V}_{\text{agua}} = \mathbf{44.6\ m/s}$$

En un intercambiador de calor de tubos y coraza el intercambio neto de calor es igual a cero, esto es, lo que pierde un fluido lo gana el otro. El flujo másico de agua es de 14 kg/min con una velocidad de 44.60 m/s.

PROBLEMA II.41

Objetivo: Aplicar las ecuaciones de conservación de masa y energía a un intercambiador de calor donde ocurre una condensación y calcular el flujo másico de uno de los fluidos.



En un intercambiador de calor de un tubo se condensa vapor de agua en la parte externa al pasar aire por su interior. El aire entra a 1.20 bares, 20 C y 10 m/s y sale a 80 C. Entran 5 kg/min de vapor de agua a 3 bares y 200 C y salen como líquido saturado. Calcule: *a)* el gasto másico del aire, y *b)* el área del tubo por donde fluye el aire.

Datos

Aire
$P_{a1} = 1.2$ bares
$T_{a1} = 20$ C
$\dot{V}_1 = 10$ m/s
$T_2 = 80$ C
Agua
$P_1 = 3$ bares
$T_1 = 200$ C
$\dot{m} = 5$ kg/min
Líquido saturado
a) $\dot{m}_{\text{aire}} = ?$
b) $A_{\text{aire}} = ?$

Solución

En el intercambiador de calor, por un lado entra el vapor de agua y por el tubo entra aire frío, éste sustrae el calor del vapor, condensándolo y entonces el aire sale más caliente. Si se realiza el balance de calor para el intercambiador, se tiene:

$$\Delta Q_{\text{va}} = \Delta Q_{\text{aire}}$$

En otras palabras, el calor que pierde el vapor de agua lo gana el aire. La ecuación que expresa lo anterior es la sumatoria del flujo másico por la variación de la entalpía para cada elemento, es decir:

$$\Sigma \dot{m} \Delta h = 0$$

Esta ecuación también es igual a:

$$\dot{m}(h_s - h_e)_{\text{va}} = \dot{m}(h_s - h_e)_{\text{aire}}$$

Sustituyendo los valores numéricos que se obtienen de tablas, puesto que se conocen los valores de temperatura de ambos fluidos, entonces el cambio de entalpía es igual a:

$$(h_s - h_e)_{aire} = Cp(T_e - T_s)$$

Entonces la ecuación queda como:

$$5 \text{ kg/min}(561.47 - 2\,865.5) \text{ kJ/kg} =$$

$$\dot{m}_{aire}(1.008) \text{ kJ/(kg C)} (20 - 80) \, C$$

$$\dot{m}_{aire} = 190.5 \text{ kg/min}$$

Observe que el flujo másico del aire resultó ser de una magnitud considerable.

La sección transversal que se requiere para el flujo de aire se obtiene a partir de la ecuación de gas ideal dada por:

$$P = \rho R u T$$

y de la ecuación del flujo másico:

$$\dot{m} = \rho \dot{V} A$$

Despejando el área:

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho \dot{V}}$$

Sustituyendo a la densidad:

$$A_1 = \frac{m R u T_1}{\dot{V}_1 P_1}$$

Con los valores numéricos:

$$A_1 = \frac{(190 \text{ kg/min}) (0.08314 \text{ bar m}^3\text{/K kgmol}) (293 \text{ K})}{(10 \text{ m/s}) (29 \text{ kg/kgmol}) (1.2 \text{ bares}) (60 \text{ s/min})}$$

$$A_1 = 0.22 \text{ m}^2$$

Para lograr la condensación del vapor de agua en el intercambiador de calor, el flujo másico del aire que se necesita alimentar tiene un valor de 190.5 kg/min, que es muy elevado y es necesario que la sección transversal del ducto tenga un valor de 0.22 m^2.

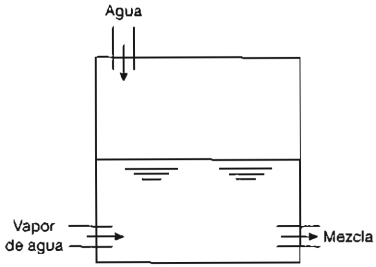
PROBLEMA II.42

Objetivo: Aplicar las ecuaciones de conservación de la masa y la energía a una cámara de mezclado que se le considera volumen de control, la cual está perfectamente aislada, y calcular el flujo másico de uno de los componentes de la mezcla.

En una cámara aislada entran 100 kg/min de agua a 20 C y 3 bares, se calientan mezclándolos con vapor de agua; la mezcla sale de la cámara a 90 C y 3 bares. Determine: *a)* el flujo másico de vapor de agua, y *b)* la velocidad del vapor del agua, si el área de flujo es 25 cm^2.

Datos

Agua
$\dot{m}_a = 100$ kg/min
$T_1 = 20$ C
$P = 3$ bares
Vapor de agua
$T_1 = 320$ C
$P = 3$ bares
Mezcla:
$T_f = 90$ C
$P = 3$ bares
a) $\dot{m}_{va} = ?$ kg/min
b) $\dot{V}_{va} = ?$, si $A = 25$ cm^2



Solución

A la cámara mezcladora entran el vapor de agua y el agua en estado líquido, ambos se mezclan y salen de la misma a las condiciones determinadas. Como la cámara es aislada se considera que no hay pérdidas de energía; la ecuación de la energía establece que:

$$\Sigma\Delta\, Q_{entran} = \Sigma\Delta\, Q_{salen}$$

Aplicando la primera ley de la termodinámica al volumen de control seleccionado se tiene:

$$(mh)_a + (mh)_{va} = (mh)_m$$

Sustituyendo los valores conocidos se obtiene:

$$100\ \text{kg/min}(83.96)\ \text{kJ/kg} + \dot{m}_{va}(3\,110.1)\ \text{kJ/kg} =$$

$$(\dot{m}_{va} + 100)\ \text{kg/min}(376.92)\ \text{kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{va} = \mathbf{10.72\ kg/min}$$

El flujo másico del vapor de agua es de 10.72 kg/min.

La sección transversal por donde debe fluir el vapor tiene un valor de 25 cm^2 y la velocidad del flujo se calcula con:

$$\dot{V}_{va} = \frac{mv}{A}$$

Sustituyendo los valores numéricos:

$$\dot{V}_{va} = \frac{(10.72\ \text{kg/min})\ (1.036 \times 10^3\ \text{cm}^3/\text{kg})}{(25\ \text{cm}^2)\ (60\ \text{s/min} \times 10^2\ \text{cm}^2/\text{m}^2)}$$

$$\dot{V}_{va} = \mathbf{0.074\ m/s}$$

En una cámara mezcladora la suma de los caudales que entran debe ser igual a la suma de los que salen de acuerdo con la ecuación de conservación de la masa, y la suma de las energías de todos los flujos es igual a cero. Por lo tanto, con los valores proporcionados en el enunciado se tiene que la velocidad de los 10.72 kg/min de vapor que pasa de la sección de 25 cm^2 es de 0.074 m/s.

CAPÍTULO III

SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

OBJETIVOS

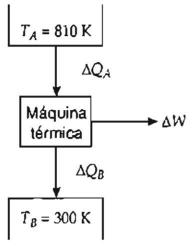
EN ESTE CAPÍTULO se presentan problemas con soluciones que permitirán que el alumno conozca las limitaciones de la primera ley y aplique la segunda ley de la termodinámica, la cual afirma que los procesos suceden en cierta dirección y que la energía tiene calidad. De esta manera se aplican los conceptos de disponibilidad, trabajo óptimo y la irreversibilidad de los procesos. Los temas que se tratan son:

- Máquina térmica de Carnot.
- Ciclo de Carnot.
- Desigualdad de Clausius.
- Variaciones de entropía de un gas ideal y real.
- Calidad de la energía.
- Posibilidad de realización de un proceso.
- Cálculo de variación de entropía, el proceso isentrópico y la eficiencia adiabática en elementos mecánicos y máquinas térmicas.
- Trabajo útil y óptimo.
- Disponibilidad de la energía.

PROBLEMA III.1

Objetivo: Obtener la eficiencia de una máquina térmica que trabaja en un ciclo de Carnot.

Una máquina térmica de Carnot funciona entre 537 y 27 C. Calcule: *a)* el cociente del calor que se absorbe de la fuente y el trabajo que se produce, y *b)* la eficiencia térmica.



Datos

$T_A = 810$ K
$T_B = 300$ K
a) $\Delta Q/\Delta W = ?$
b) $\eta = ?$

Solución

A partir de la relación de temperaturas con los calores totales dada por:

$$\frac{T_A}{T_B} = \frac{\Delta Q_A}{\Delta Q_b}$$

es posible obtener la relación solicitada, ya que de la ecuación del trabajo se tiene:

$$\Delta W = \Delta Q_A - \Delta Q_B$$

de la cual se despeja a ΔQ_B y se sustituye en la ecuación anterior:

$$\frac{T_A}{T_B} = \frac{\Delta Q_A}{\Delta Q_A - \Delta W}$$

Invirtiendo la ecuación:

$$\frac{T_B}{T_A} = \frac{\Delta Q_A - \Delta W}{\Delta Q_A}$$

$$\frac{T_B}{T_A} = 1 - \frac{\Delta W}{\Delta Q_A}$$

De aquí se despeja el cociente requerido en el enunciado del problema:

$$\frac{\Delta W}{\Delta Q_A} = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

Sustituyendo los valores numéricos:

$$\frac{\Delta W}{\Delta Q_A} = 1 - \frac{300\text{K}}{810\text{K}}$$

$$\frac{\Delta W}{\Delta Q_A} = 0.625$$

Por lo tanto, el resultado es el inverso dado por:

$$\Delta Q_A / \Delta W = 1.58$$

La eficiencia de una máquina térmica que trabaja con el ciclo de Carnot se calcula con la expresión:

$$\eta = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

Como se conocen los valores numéricos, al sustituirlos en ésta se obtiene:

$$\eta = 1 - \frac{300\text{ K}}{810\text{ K}}$$

$$\eta = 62.9\%$$

La máquina térmica que trabaja entre los depósitos de temperatura dados en este problema tiene una eficiencia máxima de 62.9% aproximadamente.

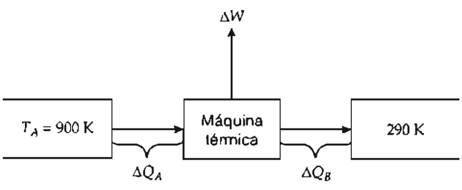
PROBLEMA III.2

Objetivo: Calcular el calor suministrado y el desechado por una máquina térmica que trabaja en un ciclo de Carnot.

Una máquina térmica funciona según un ciclo de Carnot entre 627 y 17 C, por cada kilowatt de potencia neta, calcule: *a)* el calor que se recibe y el que se expulsa, en kJ/h, y *b)* la eficiencia térmica.

Datos

$T_A = 900$ K
$T_B = 290$ K
a) $\Delta Q_A = ?$ kJ/h
$\Delta Q_B = ?$ kJ/h
b) $\eta_T = ?$



Solución

Considerando que se produce un kilowatt de potencia en la máquina térmica, de la relación de temperaturas absolutas con los calores totales se tiene:

$$\frac{T_A}{T_B} = \frac{\Delta Q_A}{\Delta Q_B}$$

Sustituyendo los valores de las temperaturas:

$$\frac{\Delta Q_A}{\Delta Q_B} = \frac{900\text{ K}}{290\text{ K}}$$

$$\frac{\Delta Q_A}{\Delta Q_B} = 3.10$$

o sea que:

$$\Delta Q_A = 3.1 \, \Delta Q_B$$

Ahora, de la ecuación de trabajo de la máquina térmica dada por la diferencia de calores:

$$\Delta W = \Delta Q_A - \Delta Q_B$$

se despeja el calor absorbido de la fuente de temperatura alta y se obtiene:

$$\Delta Q_A = \Delta Q_B + \Delta W$$

Igualando estas expresiones:

$$3.1 \Delta Q_B = \Delta Q_B + \Delta W$$

Al despejar el valor del calor de la fuente de temperatura baja y con la consideración de que se produce un kilowatt de trabajo:

$$\Delta Q_B = \frac{1 \text{ kW}}{(3.1 - 1)}$$

$$\Delta Q_B = 0.476 \text{ kW}$$

Haciendo el cambio en las unidades con la equivalencia de 1 kW = 1 kJ/s:

$$\Delta Q_B = 0.476 \text{ kJ/s } (3\,600 \text{ s/h})$$

$$\mathbf{Q_B = -1\,714 \text{ kJ/ h}}$$

Este resultado es el calor que se va al depósito de baja temperatura. Para encontrar el valor del calor que se toma del recipiente de alta temperatura se despeja éste de la misma ecuación de trabajo:

$$\Delta Q_A = \Delta W + \Delta Q_B$$

Sustituyendo los valores:

$$\Delta Q_A = 1 \text{ kW} + 0.476 \text{ kW}$$

$$\Delta Q_A = 1.476 \text{ kW (kJ/s kW) } (3\,600 \text{ s/h})$$

$$\mathbf{\Delta Q_A = 5\,313.6 \text{ kJ/ h}}$$

Por último, la eficiencia se obtiene fácilmente. Ya que se tiene el valor de la temperatura en ambos depósitos, de la ecuación de eficiencia de una máquina térmica de Carnot, dada por:

$$\eta = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

se sustituyen los datos numéricos:

$$\eta = 1 - \frac{290 \text{ K}}{900 \text{ K}}$$

$$\eta = 67.7\%$$

La eficiencia de la máquina de Carnot que produce un kilowatt de potencia y toma 5 313.6 kJ/h de calor de la fuente de alta temperatura es de 67.7%, siempre y cuando el calor desechado al depósito de baja temperatura sea de 1 714 kJ/h.

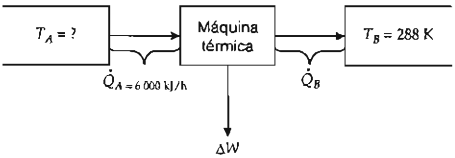
PROBLEMA III.3

Objetivo: Determinar la potencia producida por una máquina térmica que trabaja en un ciclo de Carnot y la temperatura de la fuente de suministro de calor.

Una máquina térmica que trabaja según un ciclo de Carnot tiene una eficiencia de 40% y expulsa calor a un sumidero a 15 C. Halle: *a)* la potencia neta, en kW, y *b)* la temperatura de la fuente, en Celsius, si el calor que se recibe es 6 000 kJ/h.

Datos

Ciclo de Carnot
$\eta = 40\%$
$T_B = 288$ K
$\dot{Q}_B = ?$
a) $\dot{W} = ?$ kW
b) $T_A = ?$ C, si $\dot{Q}_A = 6\,000$ kJ/h



Solución

A partir de la ecuación de eficiencia de Carnot:

$$\eta = 1 - \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_A}$$

se despeja al calor que se rechaza al depósito de baja temperatura:

$$\dot{Q}_B = \dot{Q}_A (1 - \eta)$$

Puesto que estos valores se conocen, al sustituirlos se tiene:

$$\dot{Q}_B = (6\,000 \text{ kJ/h})(1 - 0.4)$$

$$\dot{Q}_B = \mathbf{3\,600 \text{ kJ/h}}$$

Como la potencia es igual a:

$$\dot{W} = \dot{Q}_A - \dot{Q}_B$$

entonces es posible obtenerla, ya que se conocen ambos calores, el resultado es:

$$\dot{W} = 6\,000 \text{ kJ/h} - 3\,600 \text{ kJ/h}$$

$$\dot{W} = \mathbf{2\,400 \text{ kJ/h}}$$

o bien:

$$\dot{W} = (2\,400 \text{ kJ/h})\left[\frac{\text{h}}{3\,600 \text{ s}}\right]$$

$$\dot{W} = \mathbf{0.667 \text{ kW}}$$

Por último, la temperatura alta de la fuente se determina con la ecuación de la eficiencia de Carnot:

$$\eta = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

Despejando la temperatura del depósito que suministra calor:

$$T_A = \frac{T_B}{(1 - \eta)}$$

$$T_A = \frac{288 \text{ K}}{(1 - 0.4)}$$

$$T_A = \mathbf{480 \text{ K}}$$

o bien,

$$T_A = \mathbf{207 \text{ C}}$$

El depósito de alta temperatura está a 207 C y proporciona 6 000 kJ/h a una máquina térmica cuya eficiencia es de 40 por ciento.

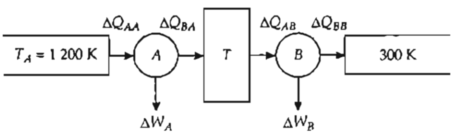
PROBLEMA III.4

Objetivo: Calcular el valor de la temperatura de la fuente de una máquina térmica cuando trabaja en serie con otra que es exactamente igual en eficiencia.

Dos máquinas térmicas que funcionan según el ciclo de Carnot se disponen en serie. La primera máquina, A, recibe calor a 927 C y expulsa calor a un depósito a la temperatura *T*. La segunda máquina, B, recibe el calor que expulsa la primera, y a su vez expulsa calor a un depósito a 27 C. Calcule la temperatura *T*, para el caso en el que: *a)* los trabajos en las dos máquinas sean iguales, y *b)* las eficiencias en las dos máquinas sean iguales.

Datos

$T_{AA} = 1\,200$ K
$T_{BA} = T_{AB}$
$T_{BB} = 300$ K
a) $T_{AB} = T_{BA} = ?$ C, si $\Delta W_A = \Delta W_B$
b) $T_{AB} = T_{BA} = ?$ C, si $\eta_{TA} = \eta_{TB}$



Solución

En el dibujo se observa la relación que tienen las dos máquinas térmicas, y se muestra el diagrama de los calores suministrados y cedidos a las dos máquinas en serie. Considerando en la primera parte del problema que los trabajos son iguales, entonces:

$$\Delta W_A = \Delta W_B$$

y también:

$$\Delta Q_{AB} = \Delta Q_{BA}$$

Utilizando la ecuación de la igualdad de trabajos, en la cual se sustituyen los calores mencionados, se tiene:

$$\Delta Q_{AA} - \Delta Q_{BA} = \Delta Q_{AB} - \Delta Q_{BB}$$

Pero como $\Delta Q_{BA} = \Delta Q_{AB}$, entonces:

$$\Delta Q_{AA} + \Delta Q_{BB} = 2\Delta Q_{BA}$$

y como las siguientes relaciones también son válidas:

$$\frac{\Delta Q_{AA}}{\Delta Q_{BA}} = \frac{T_{AA}}{T_{BA}}$$

$$\frac{\Delta Q_{AB}}{\Delta Q_{BB}} = \frac{T_{AB}}{T_{BB}}$$

despejando ΔQ_{AA} y ΔQ_{AB} de cada una de ellas y sustituyéndolos en la ecuación anterior, se tiene:

$$\frac{T_{AA}}{T_{BA}} \Delta Q_{BA} + \frac{T_{BB}}{T_{AB}} \Delta Q_{AB} = 2\Delta Q_{BA}$$

Puesto que $T_{AB} = T_{BA}$, porque una es la temperatura del sumidero de la máquina A y al mismo tiempo la temperatura de la fuente de la máquina B, despejando T_{BA} y sustituyendo valores se obtiene:

$$T_{BA} = \frac{\Delta Q_{BA}}{2\Delta Q_{BA}} (T_{AA} + T_{BB})$$

La ecuación resultante es:

$$T_{BA} = \frac{T_{AA} + T_{BB}}{2}$$

Sustituyendo los datos:

$$T_{AB} = \frac{(1\,200 + 300)\text{ K}}{2}$$

La temperatura del sumidero de la máquina A y de la fuente de la máquina B es:

$$T_{AB} = 750 \text{ K}$$

Para cuando $\eta_A = \eta_B$, de la ecuación de la eficiencia de Carnot:

$$1 - \frac{\Delta Q_{BA}}{\Delta Q_{AA}} = 1 - \frac{\Delta Q_{BB}}{\Delta Q_{AB}}$$

o bien, usando las temperaturas:

$$1 - \frac{T_{BA}}{T_{AA}} = 1 - \frac{T_{BB}}{T_{AB}}$$

Como la temperatura del sumidero de la máquina A es igual a la temperatura de la fuente de la máquina B, $T_{BA} = T_{AB}$, se despeja de la expresión anterior:

$$T_{AB} = [(T_{AA})(T_{BB})]^{0.5}$$

Sustituyendo:

$$T_{AB} = [(1\,200 \text{ K})(300 \text{ K})]^{0.5}$$

$$T_{AB} = 600 \text{ K}$$

La restricción de que el sumidero de la máquina A sea la fuente de la máquina B permite resolver el problema de manera fácil y encontrar que la temperatura es de 750 K en el primer caso y de 600 K en el segundo.

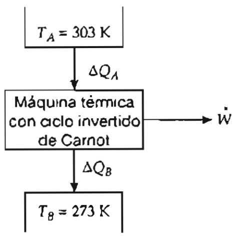
PROBLEMA III.5

Objetivo: Encontrar la cantidad de hielo que se produce en un refrigerador que trabaja como máquina de Carnot.

Una máquina de Carnot con ciclo invertido se utiliza para producir hielo a 0 C. La temperatura de expulsión de calores es 30 C y la entalpía de congelación del agua es 335 kJ/kg. ¿Cuántos kilogramos de hielo se pueden formar por hora por cada kilowatt de potencia?

Datos

$T_B = 273$ K
$T_A = 303$ K
$h_c = 335$ kJ/kg
$\dot{W} = 1$ kW
$\dot{m}_h = ?$ kg/h



Solución

En una máquina que trabaja con el ciclo invertido de Carnot la energía suministrada es en forma de trabajo y la obtenida es ΔQ_A o ΔQ_B, dependiendo de si es una bomba de calor o un sistema de refrigeración. Como en este caso se trata de un sistema de refrigeración el coeficiente de realización que le corresponde es:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_B}{W}$$

Con temperaturas:

$$\beta = \frac{1}{\frac{T_A}{T_B} - 1}$$

Sustituyendo valores:

$$\beta = \frac{1}{\frac{303\ \text{K}}{273\ \text{K}} - 1}$$

$$\boldsymbol{\beta = 9.1}$$

De la primera expresión se tiene:

$$\dot{Q}_B = \beta\, \dot{W}$$

Al sustituir valores:

$$\dot{Q}_B = (9.1)\ (1\ \text{kW})\ (3\,600\ \text{s/h})$$

$$\mathbf{\dot{Q}_B = 32\,760\ kJ/\ h}$$

La entalpía de congelación del agua corresponde a la cantidad de energía utilizada para producir un kilogramo de hielo, por lo tanto, la masa de hielo producida por cada kilowatt de potencia es:

$$\dot{Q}_B = \dot{m}\, h_c$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_B}{h_c}$$

$$\dot{m} = \frac{32\,760\ \text{kJ/h}}{335\ \text{kJ/kg}}$$

$$\mathbf{\dot{m} = 97.7\ kg/h}$$

En una hora se producen 97.7 kg de hielo a una temperatura de 0 C puesto que se necesitan 335 kJ de calor desechado.

PROBLEMA III.6

Objetivo: Calcular el costo de operación de una bomba de calor que trabaja en un ciclo de Carnot.

Una bomba de calor de Carnot se emplea para dar 120 000 kJ/h de energía calorífica a un edificio. La atmósfera exterior a –6 C es la fuente fría, y se entrega calor al aire interior a 26 C. Encuentre: *a)* el calor que se tome de afuera, en kJ/h; *b)* la potencia necesaria, en kW, y *c)* el costo de operación, en dólares y en un día, si la energía eléctrica vale 7.5 centavos de dólar por kilowatt-hora y la bomba permanece encendida la mitad del tiempo.

Datos

$\dot{Q}_A = 120\,000$ kJ/h
$T_B = 267$ K
$T_A = 299$ K

a) $\dot{Q}_B = ?$ kJ/h
b) $\dot{W} = ?$ kW
c) $/*día* = ?, si 1 kW/h = 7.5 centavos de dólar
$t = 12$ horas

Solución

Para una bomba de calor el coeficiente de realización está dado por:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{W}}$$

Sustituyendo el valor de las temperaturas:

$$\beta = \frac{1}{1 - \frac{T_B}{T_A}}$$

Puesto que se conoce el valor de la temperatura, entonces:

$$\beta = \frac{1}{1 - \frac{267\ K}{299\ K}}$$

$$\boldsymbol{\beta = 9.34}$$

La potencia suministrada se obtiene al despejar el calor del depósito de alta temperatura:

$$\dot{W} = \frac{\dot{Q}_A}{\beta}$$

Sustituyendo:

$$\dot{W} = \frac{120\ 000\ kJ/h}{9.34}$$

$$\boldsymbol{\dot{W} = 12\ 847\ kJ/h}$$

cambiando las unidades:

$$\boldsymbol{\dot{W} = 3.568\ kW}$$

De la expresión del trabajo dada por:

$$\dot{W} = \dot{Q}_A - \dot{Q}_B$$

Se despeja el calor de desecho y se sustituyen los valores:

$$\dot{Q}_B = (120\ 000 - 12\ 847)\ kJ/h$$

$$\boldsymbol{\dot{Q}_B = 107\ 153\ kJ/\ h}$$

El costo en \$/día se obtiene al multiplicar lo consumido por el costo y por el número de horas, es decir:

$$\frac{\$}{día} = \dot{W} \times \$ / \frac{kW}{h} \times tiempo$$

Sustituyendo:

$$\$/día = \left[12\ 847\ \frac{kJ}{h}\right]\left[\frac{1\ h}{3\ 600\ s}\right]\left[0.075\ \frac{\$}{kWh}\right]\left[12\ \frac{h}{mediodía}\right]$$

$$\boldsymbol{\$/día = 3.21}$$

Se necesita invertir 3.21 dólares al día para suministrar 120 000 kJ/h de energía al edificio para mantenerlo a una temperatura de 26 C.

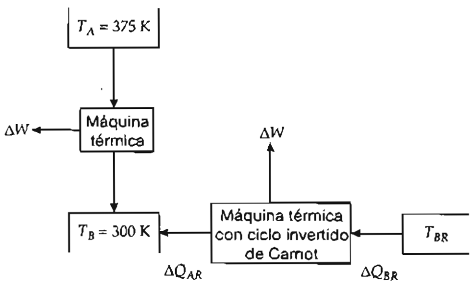
PROBLEMA III.7

Objetivo: Calcular el coeficiente de operación de un refrigerador de Carnot y la temperatura del depósito de donde se toma la energía.

Una máquina térmica de Carnot funciona entre dos depósitos que se encuentran a 375 y 300 K. Un refrigerador de Carnot toma energía de un tercer depósito que se encuentra a una temperatura T y descarga en el depósito que está a 300 K. Si el coeficiente de operación del refrigerador es 20 veces el valor de la eficiencia de la máquina térmica, determine: *a)* el coeficiente de operación (β) del refrigerador, y *b)* la temperatura (T) del depósito que proporciona la energía al refrigerador.

Datos

$T_A = 375$ K
$T_B = 300$ K
$\beta = 20\ \eta_T$
a) $\beta = ?$



Solución

Lo primero que se debe determinar es el valor de la eficiencia de la máquina térmica, la cual se calcula con las temperaturas de los depósitos, esto es:

$$\eta = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

Como se conocen los valores numéricos, al sustituirlos se tiene:

$$\eta = 1 - \frac{300\ \mathrm{K}}{375\ \mathrm{K}}$$

$$\eta = 0.20$$

Por lo tanto, el valor del coeficiente de operación del refrigerador es de:

$$\beta = 20\,(\eta)$$

$$\beta = 20\,(0.2)$$

$$\beta = 4.0$$

Una vez que se ha obtenido el valor del coeficiente de operación, y con ayuda de la expresión:

$$\beta = \frac{1}{\dfrac{T_A}{T_B} - 1}$$

mediante un despeje se obtiene la T_B del refrigerador y sustituyendo valores:

$$T_B = \frac{T_A}{\dfrac{1}{\beta} + 1}$$

$$= \frac{300\ \mathrm{K}}{\dfrac{1}{4} + 1}$$

$$T_B = 240\ \mathrm{K}$$

El recipiente de baja temperatura del refrigerador está a 240 K, siempre y cuando el coeficiente de operación tenga un valor de 4, puesto que el refrigerador desecha el calor al recipiente de 300 K.

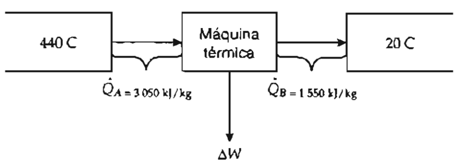
PROBLEMA III.8

Objetivo: Determinar si una máquina térmica satisface la desigualdad de Clausius.

En cierto ciclo de potencia, el fluido de trabajo recibe 3 050 kJ/kg de calor a una temperatura promedio de 440 C y expulsa 1 550 kJ/kg de calor hacia el agua de enfriamiento que está a 20 C. Si no existe alguna otra interacción calorífica hacia o desde el fluido, ¿satisface el ciclo la desigualdad de Clausius?

Datos

$T_A = 713$ K
$\Delta Q_A = 3\ 050$ kJ/kg
$T_B = 293$ K
$\Delta Q_B = 1\ 550$ kJ/kg



Solución

Para la solución del problema es necesario conocer la expresión de la desigualdad de Clausius, la cual establece que:

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

Puesto que los procesos de absorción y pérdida de calor se realizan a temperatura constante, la integral para cada proceso es $\Delta Q/T$, esto es:

$$\frac{\Delta Q_A}{T_A} + \frac{\Delta Q_B}{T_B} \leq 0$$

que al sustituir los valores proporcionados queda así:

$$\frac{3\,050 \text{ kJ/kg}}{713 \text{ K}} + \frac{-1\,550 \text{ kJ/kg}}{293 \text{ K}} \leq 0$$

$$\mathbf{-1.013 \text{ kJ/(kg K)} \leq 0}$$

Sí se satisface la desigualdad de Clausius.

Observe que al sustituir el valor del calor de desecho tiene signo negativo, esto es porque la máquina térmica lo está perdiendo. El signo negativo del resultado indica que es menor que cero y por lo tanto sí se satisface la desigualdad de Clausius.

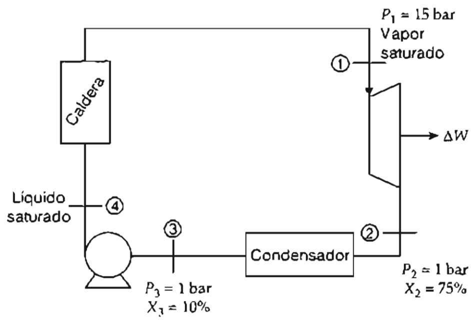
PROBLEMA III.9

Objetivo: Determinar si un ciclo termodinámico de una planta de potencia satisface la desigualdad de Clausius.

Una planta de potencia maneja vapor de agua saturado en la turbina a 15 bares y sale a 1 bar con una calidad de 75% hacia el condensador. De éste sale a 1 bar y 10% de calidad, entrando como líquido saturado a la caldera. Determine si el ciclo satisface la desigualdad de Clausius.

Datos

$P_1 = 15$ bares
$P_2 = 1$ bar
$X_2 = 75\%$
$P_3 = 1$ bar
$X_3 = 10\%$



Solución

La desigualdad de Clausius para un ciclo establece que:

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

En el ciclo propuesto tanto la caldera como el condensador trabajan a temperatura constante; en estos procesos se absorbe y se pierde el calor respectivamente. Si se aplica la primera ley de la termodinámica a un volumen de control en estado permanente, en los procesos de entrada y salida de energía se tiene:

$$\Delta q_e = h_g - h_l = h_{lg}$$

De las tablas del vapor de agua se obtiene que el valor de h_{lg} a 15 bares es de 1 947.3 kJ/kg. La temperatura de saturación que le corresponde a esta presión es T = 198.3 C. Para el calor de salida la expresión es:

$$\Delta q_s = h_3 - h_2$$

$$\Delta q_s = h_{lg}\,(0.75 - 0.1)$$

De igual forma, de las tablas y a la presión de 1 bar se obtiene Δq_s = 1 467.7 kJ/kg y la temperatura de saturación que le corresponde a 1 bar es:

$$T = 99.6\ \mathrm{C}$$

Con estos valores de temperatura y pasándolos a la escala absoluta, se aplica la expresión:

$$\frac{\Delta q_e}{T_{\text{cal.}}} + \frac{\Delta q_s}{T_{\text{con.}}} \leq 0$$

y se tiene:

$$\frac{1\,947.3\ \mathrm{kJ/kg}}{471\ \mathrm{K}} + \frac{-1\,467.7\ \mathrm{kJ/kg}}{372.6\ \mathrm{K}} \leq 0$$

$$\mathbf{0.19\ kJ/(kg\ K) > 0}$$

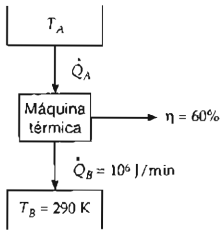
No satisface la desigualdad de Clausius.

Observe que en el calor que se pierde en el condensador se debe mantener el signo negativo. Como el resultado final tiene signo positivo, no se satisface la desigualdad de Clausius.

PROBLEMA III.10

Objetivo: Calcular la variación de entropía que sufre una máquina térmica que trabaja en un ciclo de Carnot.

Un estanque de enfriamiento a 17 C recibe 10^6 J/min de calor proveniente de una máquina de Carnot cuya eficiencia es de 60%. Calcule los cambios de entropía de la fuente de calor y del sumidero de calor.



Datos

η_T = 60%
T_B = 290 K
$\dot{Q}_B$ = 10^6 J/min
$\Delta\dot{s}$ = ? kJ/K min

Solución

La variación de entropía de los procesos de ganancia y pérdida de calor se determina con la relación de éste y las temperaturas. Por lo tanto, primero hay que determinar los calores a partir de la ecuación de eficiencia:

$$\eta = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

Despejando la temperatura del recipiente de calor alto:

$$T_A = \frac{T_B}{(1 - \eta)}$$

Sustituyendo los valores:

$$T_A = \frac{290\ \text{K}}{(1 - 0.6)}$$

$$\mathbf{T_A = 725\ K}$$

De la ecuación de calores y temperaturas:

$$\frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_B} = \frac{T_A}{T_B}$$

se despeja $\dot{Q}_A$:

$$\dot{Q}_A = \frac{T_A\,\dot{Q}_B}{T_B}$$

Sustituyendo

$$\dot{Q}_A = \frac{725\ \text{K}}{290\ \text{K}}(10^6)\ \text{J/min}$$

$$\mathbf{\dot{Q}_A = 2.5 \times 10^6\ J/min}$$

De la ecuación de entropía aplicada al recipiente de alta temperatura se tiene

$$\Delta\,\dot{S}_A = \frac{\dot{Q}_A}{T_A}$$

Al sustituir:

$$\Delta\,\dot{S}_A = \frac{2.5(10)^6\ \text{J/min}}{725\ \text{K}(10)^3\ \text{J/kJ}}$$

$$\mathbf{\Delta\,\dot{S}_A = 3.448\ kJ/\ K\,min}$$

Como se conoce el valor del calor de baja temperatura y considerando que lo pierde la máquina térmica, se le coloca el signo negativo:

$$\Delta\,\dot{S}_B = \frac{-\,1(10)^6\ \text{J/min}}{290\ \text{K}\ (10)^3\ \text{J/kJ}}$$

$$\mathbf{\Delta\,\dot{S}_B = -\,3.448\ kJ/\ K\,min}$$

Observe cómo los valores de entropía en los recipientes de alta y baja temperatura tienen la misma magnitud pero signo contrario, esto es porque el ciclo de Carnot es reversible.

PROBLEMA III.11

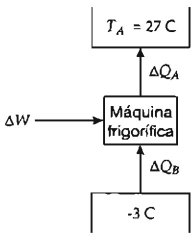
Objetivo: Calcular el trabajo empleado en un refrigerador de Carnot.

El cambio de entropía en el depósito de baja temperatura de un refrigerador de Carnot es 0.80 kJ/K. Determine: *a)* el calor que se expulsa, y *b)* el trabajo neto, si el refrigerador funciona entre 27 y –3 C.

Datos

$T_A = 300$ K
$T_B = 270$ K
$\Delta\,S_B = -\,0.80$ kJ/K

a) $\Delta\,Q_A = \ ?$ kJ
b) $\Delta\,W = \ ?$ kJ



Solución

Con la variación de entropía del proceso de pérdida de calor y la temperatura a la cual se lleva a cabo el proceso se determina ΔQ_A y ΔQ_B:

$$\Delta S_B = \frac{\Delta Q_B}{T_B}$$

Despejando el calor:

$$\Delta Q_B = T_B \, \Delta S_B$$

Sustituyendo:

$$\Delta Q_B = (-0.8 \text{ kJ/K}) \, (270 \text{ K})$$

$$\Delta Q_B = 216 \text{ kJ}$$

La ecuación del coeficiente de operación (COP) está dada por:

$$\beta = \frac{1}{\frac{T_A}{T_B} - 1}$$

Sustituyendo valores:

$$\beta = \frac{1}{\frac{300 \text{ K}}{270 \text{ K}} - 1}$$

$$\beta = 9.0$$

Pero también el COP es igual a:

$$\beta = \frac{\Delta Q_B}{\Delta W}$$

de donde se despeja el trabajo:

$$\Delta W = \frac{\Delta Q_B}{\beta}$$

Sustituyendo valores:

$$\Delta W = \frac{-216 \text{ kJ}}{9}$$

$$\Delta W = -24 \text{ kJ}$$

De la definición de trabajo dada por :

$$\Delta W = \Delta Q_A - \Delta Q_B$$

Despejando el calor de alta temperatura:

$$\Delta Q_A = \Delta W + \Delta Q_B$$

Sustituyendo:

$$\Delta Q_A = 24 \text{ kJ} + 216 \text{ kJ}$$

$$\Delta Q_A = 240 \text{ kJ}$$

El calor que se suministra al recipiente de alta temperatura es la suma del que retira el refrigerador del recipiente de baja temperatura, 216 kJ y del trabajo suministrado, 24 kJ.

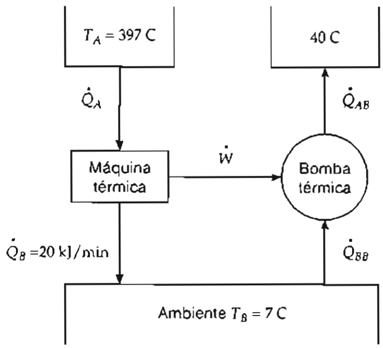
PROBLEMA III.12

Objetivo: Calcular el trabajo suministrado y el coeficiente de operación de una bomba de calor que trabaja en un ciclo de Carnot.

Una máquina térmica de Carnot rechaza 20 kJ/min cuando trabaja entre 397 y 7 C. El trabajo generado se emplea para hacer funcionar una bomba térmica que recibe calor del ambiente a 7 C y lo entrega a 40 C a un edificio. Determine: *a)* el trabajo neto que entrega la máquina; *b)* el calor que absorbe la bomba, y *c)* el valor del coeficiente de operación (COP) para los equipos combinados, el cual se define como la relación de la energía que se da al edificio y la energía que recibe la máquina.

Datos

$T_A = 670$ K
$T_B = 280$ K
$\dot{Q}_B = -20$ kJ/min
$\dot{W} = \dot{W}_{BT}$
$T_{BBT} = 280$ K
$T_{ABT} = 313$ K
a) $\dot{W}_{MT} = ?$ kW
b) $\dot{Q}_{BBT} = ?$ kJ/min
c) COP = ?



Solución

La eficiencia de la máquina térmica se determina con la siguiente expresión:

$$\eta = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

en la cual se sustituyen los valores de las temperaturas:

$$\eta = 1 - \frac{280\text{ K}}{670\text{ K}}$$

$$\eta = 0.58$$

De la relación de calores y temperaturas:

$$\frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_B} = \frac{T_A}{T_B}$$

Despejando el calor de alta temperatura y posteriormente sustituyendo los valores numéricos:

$$\dot{Q}_A = \dot{Q}_B \frac{T_A}{T_B}$$

$$\dot{Q}_A = (20\text{ kJ/min})\left[\frac{670\text{ K}}{280\text{ K}}\right]$$

$$\mathbf{\dot{Q}_A = 47.85\ kJ/min}$$

De la ecuación de potencia aplicada a la máquina térmica:

$$\dot{W} = \dot{Q}_A - \dot{Q}_B$$

$$\dot{W} = (47.85 - 20)\text{ kJ/min}$$

$$\mathbf{\dot{W} = 27.85\ kJ/min}$$

$$\mathbf{\dot{W} = 0.46\ kW}$$

De la ecuación de COP para el refrigerador:

$$\beta = \frac{1}{1 - \frac{T_{BB}}{T_{AB}}}$$

$$\beta = \frac{1}{1 - \frac{280\text{ K}}{313\text{ K}}}$$

$$\mathbf{\beta = 9.48}$$

pero también:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{AB}}{\dot{W}_A}$$

de la cual:

$$\dot{Q}_A = \beta_{AB}\,\dot{W}_A$$

Sustituyendo:

$$\dot{Q}_{AB} = (9.48)\,(27.85\text{ kJ/min})$$

$$\mathbf{\dot{Q}_{AB} = 264.01\ kJ/\ min}$$

Aplicando la ecuación del trabajo al refrigerador:

$$\dot{Q}_{BB} = \dot{Q}_{AB} - \dot{W}_A$$

Sustituyendo:

$$\dot{Q}_{BB} = (264.0 - 27.85) \text{ kJ/min}$$

$$\dot{Q}_{BB} = \mathbf{236.16 \text{ kJ/ min}}$$

El refrigerador recibe un trabajo de 0.46 kW, el cual es producido por la máquina térmica, para extraer 237 kJ/min de calor del recipiente de baja temperatura.

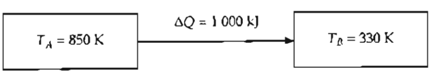
PROBLEMA III.13

Objetivo: Calcular el cambio de entropía cuando hay transferencia de calor entre dos depósitos y verificar que se satisface la segunda ley de la termodinámica.

Un depósito a 330 K recibe 1 000 kJ de calor de un depósito térmico a 850 K. Calcule: *a)* el cambio de entropía de cada depósito, y *b)* la suma de los cambios de entropía, ¿está de acuerdo con la segunda ley? Para la misma cantidad de calor, la temperatura del segundo depósito se reduce a 280 K; determine: *c)* el cambio total de entropía de esta nueva condición, y *d)* la pérdida extra de potencial de trabajo si la temperatura del segundo depósito cambia de 330 a 280 K.

Datos

$\Delta Q_A = 1\ 000$ kJ
$T_A = 850$ K
$T_B = 330$ K
a) $\Delta S = ?$ kJ/K
b) $\Delta S_T = ?$
c) $\Delta S_{T2} = ?$, si $\delta Q = c$ y $T_B = 280$ K
d) $\Delta W = ?$, si $T_B = 280$ K



Solución

La variación de entropía de los depósitos se determina con la expresión:

$$\Delta S = \frac{\delta Q}{T}$$

Al aplicar esta expresión al depósito de temperatura alta se obtiene:

$$\Delta S_A = \frac{-1\ 000 \text{ kJ}}{850 \text{ K}}$$

Observe que el signo es negativo porque el recipiente pierde esa cantidad de calor, por lo tanto el resultado es:

$$\Delta S_A = \mathbf{-1.17 \text{ kJ/ K}}$$

De igual forma, para el depósito de baja temperatura el cambio de entropía es:

$$\Delta S_B = \frac{1\ 000 \text{ kJ}}{330 \text{ K}}$$

$$\Delta S_B = \mathbf{3.03 \text{ kJ/ K}}$$

Dentro de las implicaciones de la segunda ley de la termodinámica se tiene el principio de aumento de entropía, el cual establece que:

$$\Delta S_{tot.} \geq 0$$

También se escribe como:

$$\Delta S_{tot.} = \Delta S_{tot.\,sis.} + \Delta S_{neto,\,al}$$

Puesto que en los recipientes que se ven afectados por los cambios se altera la entropía y estos valores ya se conocen, entonces:

$$\Delta S_{tot.\,sis.} = (-1.17 + 3.03)\ \text{kJ/K}$$

$$\mathbf{\Delta S_{tot.\,sis.} = 1.86\ kJ/K > 0}$$

El incremento de entropía obtenido es mayor a cero, por lo tanto, el intercambio de calor entre los recipientes sí está de acuerdo con la segunda ley de la termodinámica.

Para la condición de que la temperatura del recipiente B sea de 280 K, el cambio total de entropía del sistema es:

$$\Delta S_{tot.\,sis.} = \frac{-1\,000\ \text{kJ}}{850\ \text{K}} + \frac{1\,000\ \text{kJ}}{280\ \text{K}}$$

$$\mathbf{\Delta S_{tot.\,sis.} = 2.395\ kJ/K}$$

Observe cómo el cambio de entropía total será mayor en la medida en que la temperatura del recipiente B sea menor.

Para calcular la pérdida de potencial de trabajo cuando varía la temperatura del recipiente de B, se debe calcular el valor del mismo en cada caso, obteniendo para $T_B = 330$ K:

$$\Delta W_1 = 1\,000\ \text{kJ}\left[1 - \frac{330\ \text{K}}{850\ \text{K}}\right]$$

$$\mathbf{\Delta W_1 = 611.74\ kJ}$$

Para $T_B = 280$ K:

$$\Delta W_2 = 1\,000\ \text{kJ}\left[1 - \frac{280\ \text{K}}{850\ \text{K}}\right]$$

$$\mathbf{\Delta W_2 = 670.59\ kJ}$$

Entre más baja sea la temperatura de B mayor será la cantidad de trabajo realizado:

$$\Delta W = (670.59 - 611.74)\ \text{kJ}$$

$$\mathbf{\Delta W = 58.85\ kJ}$$

Si el cambio en la entropía total es mayor a cero se dice que el proceso es real. En este caso, con ambos valores de temperatura se obtiene un valor positivo y a medida que el valor de la temperatura en B es menor, el trabajo realizado es más grande, pero también a costa de un valor de entropía cada vez mayor.

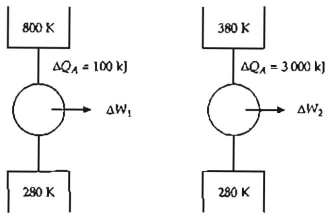
PROBLEMA III.14

Objetivo: Determinar la calidad de una cantidad de energía.

Con base en consideraciones teóricas, determine cuál cantidad de energía tiene mayor calidad: 100 kJ a 800 K o 3 000 kJ a 380 K. La temperatura ambiente es 7 C.

Datos

$\Delta Q = 100\,\text{kJ}$
$T = 800\text{ K}$
$\Delta Q = 3\,000\,\text{kJ}$
$T = 380\text{ K}$
$T_0 = 7\text{ C}$



Solución

La energía en forma de calor que tiene más calidad es aquella con la cual se realiza mayor trabajo. La expresión que permite obtener este valor es:

$$\Delta W = \Delta Q\left[1 - \frac{T_A}{T_B}\right]$$

Si se sustituyen los valores conocidos se obtiene:

$$\Delta W = 100\text{ kJ}\left[1 - \frac{280\text{ K}}{800\text{ K}}\right]$$

$$\mathbf{\Delta W = 65\ kJ}$$

Para el otro caso:

$$\Delta W = 3\,000\text{ kJ}\left[1 - \frac{280\text{ K}}{380\text{ K}}\right]$$

$$\mathbf{\Delta W = 789.47\ kJ}$$

La calidad de la energía se mide por la magnitud del trabajo que es posible obtener de ella. Por lo tanto, 3 000 kJ de calor hacen más trabajo y al mismo tiempo tienen una calidad mayor.

PROBLEMA III.15

Objetivo: Determinar la calidad de diferentes formas de energía.

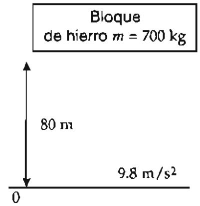
Calcule la calidad de las siguientes energías: *a)* 700 kg de hierro a una altura de 80 m respecto al plano de referencia; *b)* 1 600 kJ de calor a 480 K, y *c)* un volante con un momento de inercia de 2.50 kg m² que gira a 100 rev/min. La temperatura ambiente es 27 C y g = 9.80 m/s².

Datos

$T_A = 27\text{ C}, g = 9.80\text{ m/s}^2$
a) $m = 700\text{ kg}, \Delta Z = 80\text{ m}$
b) $\Delta Q = 1\,600\text{ kJ}, T = 480\text{ K}$
c) $M = 2.5\text{ kg m}^2, n = 100\text{ rev/min}$

Solución

Para encontrar la calidad es necesario obtener el valor del trabajo:



El trabajo que se obtendría del bloque de hierro cuya energía es potencial se calcula como el producto del peso por la distancia, es decir:

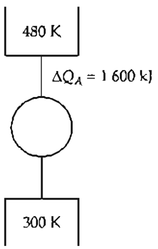
$$\Delta W = mgh$$

Sustituyendo los valores conocidos:

$$\Delta W = 700 \text{ kg } (80 \text{ m}) \; (9.8 \text{ m/s}^2)\left[\frac{1 \text{ kJ}}{1\,000 \text{ J}}\right]$$

$$\mathbf{\Delta W = 548 \text{ kJ}}$$

Para el caso de los depósitos que tienen una temperatura conocida, se considera que entre ellos existe una máquina térmica, la cual es capaz de producir trabajo.



La ecuación que se utiliza es:

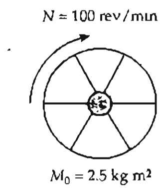
$$\Delta W = \Delta Q\left[1 - \frac{T_A}{T_B}\right]$$

donde T_B es la temperatura del medio ambiente. Sustituyendo los valores:

$$\Delta W = 1\,600 \text{ kJ}\left[1 - \frac{300 \text{ K}}{480 \text{ K}}\right]$$

$$\mathbf{\Delta W = 600 \text{ kJ}}$$

El volante que gira 100 rev/min proporciona una cantidad de trabajo, que se calcula con el producto del momento de inercia y la velocidad angular elevada al cuadrado, es decir:



$$\Delta W = \frac{M\omega^2}{2}$$

Sustituyendo los valores:

$$\Delta W = \frac{2.5 \text{ kg m}^2\left[100(2\pi)\,\frac{1}{60}\right]^2 \text{rad}}{2(1\,000) \text{ kg m}^2/\text{kJ}}$$

$$\mathbf{\Delta W = 0.137 \text{ kJ}}$$

La calidad de la energía se determina por la cantidad de trabajo que permite producir. En este problema el orden establecido es en primer lugar a la transferencia de calor de un depósito al medio ambiente, en segundo lugar el peso que cae y finalmente el disco que gira.

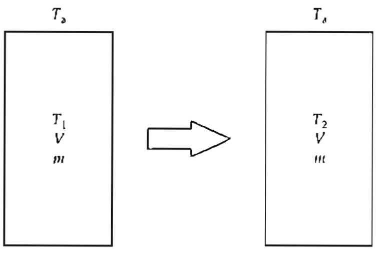
PROBLEMA III.16

Objetivo: Determinar si es posible el proceso de calentamiento de un gas contenido en un recipiente, de acuerdo con la segunda ley de la termodinámica.

Un tanque rígido de 214 L con 0.024 kgmol de oxígeno a 37 C, se coloca en un ambiente a una temperatura constante de 197 C, hasta que el oxígeno alcanza 117 C. Calcule: *a)* el cambio de entropía del oxígeno; *b)* el cambio de entropía del ambiente; *c)* el cambio total del proceso; *d)* determine si el proceso satisface la segunda ley. Haga un diagrama *T-s* del proceso.

Datos

O_2
$V = 214$ L
$T_a = 197$ C
$m = 0.024$ kgmol
$T_1 = 37$ C
$T_2 = 117$ C
a) $\Delta S_{O_2} = ?$
b) $\Delta S_{amb.} = ?$
c) $\Delta S_{tot.} = ?$
d) $\Delta S > 0$?



Solución

El cambio de entropía en el oxígeno se debe calcular entre las dos temperaturas a las cuales se somete; como se considera que es un gas ideal entonces la ecuación que permite encontrar dicha variación es:

$$\Delta S_{O_2} = N\left(S_2^0 - S_1^0 - Ru \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)\right)$$

Los valores de S_2^0 y S_1^0 se determinan de las tablas y el cociente de presiones que sustituye por el cociente de temperaturas, de tal forma que:

$$\Delta S_{O_2} =$$

$$0.024 \text{ kgmol } [213.002 \text{ kJ/K kgmol} - 206.177 \text{ kJ/K kgmol} -$$

$$8.314 \text{ kJ/K kgmol } \ln\left(\frac{390}{310}\right)$$

$$\Delta S_{O_2} = 0.118 \text{ kJ/ K}$$

Para encontrar el cambio de entropía del medio ambiente se aplica la ecuación

$$\Delta S_{amb.} = \frac{\delta Q}{T}$$

Puesto que no se conoce el valor del calor suministrado al oxígeno, se calcula con la primera ley de la termodinámica, y se obtiene:

$$\Delta Q_{O_2} = N\,(u_2 - u_1) - \Delta W$$

Ya que no hay trabajo alguno en el proceso, entonces:

$$\Delta W = 0$$

Sustituyendo los valores numéricos de la energía interna que se obtiene de las tablas con las temperaturas proporcionadas:

$$\Delta Q_{O_2} = 0.024 \text{ kgmol } (8\,166 \text{ kJ/kgmol} - 6\,453 \text{ kJ/kgmol})$$

$$\Delta Q_{O_2} = 41.112 \text{ kJ}$$

Esta cantidad la pierde el medio ambiente, por lo tanto se sustituye con signo negativo en la ecuación de entropía:

$$\Delta S_{amb.} = \frac{\delta Q}{T}$$

$$\Delta S_{amb.} = \frac{-41.112 \text{ kJ}}{470 \text{ K}}$$

$$\Delta S_{amb.} = -0.0875 \text{ kJ/K}$$

El cambio de la entropía total se calcula con la expresión:

$$\Delta S_T = \Delta S_0 + \Delta S_{amb.}$$

que al sustituir los valores obtenidos es:

$$\Delta S_T = 0.118 \text{ kJ/K} - 0.0875 \text{ kJ/K}$$

$$\mathbf{\Delta S_T = 0.0305 \text{ kJ/K}}$$

Puesto que el resultado del cambio total de la entropía es positivo, entonces se satisface la segunda ley de la termodinámica:

$\mathbf{\Delta S_T > 0}$**, sí satisface la segunda ley**

El calentamiento que sufre el oxígeno que está dentro del tanque trae como consecuencia que el medio ambiente pierda una cantidad de calor. El proceso resulta ser real puesto que el cambio total de entropía es positivo.

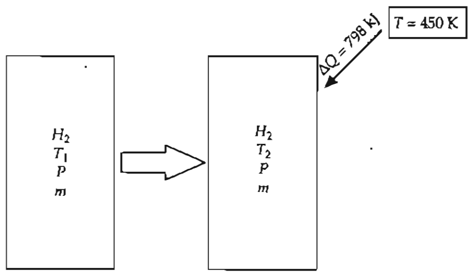
PROBLEMA III.17

Objetivo: Calcular el cambio de entropía de un gas cuando se le suministra calor y definir el tipo de proceso.

Se suministran 798 kJ de calor a un sistema cerrado a presión constante con 0.5 kg de hidrógeno a 6 bares y 17 C, desde un depósito a 450 K. Calcule: *a)* el cambio de entropía del hidrógeno, y *b)* el cambio total de entropía del proceso. *c)* ¿El proceso es reversible, irreversible o imposible?

Datos

H_2
$P = c$
$T = 17 \text{ C}$
$T_D = 450 \text{ K}$
$m = 0.5 \text{ kg}$
$P = 6 \text{ bares}$
$\Delta Q = 798 \text{ kJ}$
$\Delta S_{tot.} \geq 0$
a) $\Delta S_{H_2} = ?$
b) $\Delta S_T = ?$



Solución

El cambio de la entropía del hidrógeno, que se considera como gas ideal, se calcula con la expresión:

$$\Delta S = \left[Cp \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - Ru \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \right]$$

Puesto que el proceso se lleva a cabo a presión constante, entonces la segunda parte de la ecuación es igual a cero, esto es:

$$Ru \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = 0$$

de tal forma que la ecuación queda como:

$$\Delta S_{H_2} = Cp \ln \frac{T_2}{T_1}$$

La temperatura final no se conoce, pero se podría determinar si se calcula el valor de la entalpía final, esto es posible con la ecuación de la primera ley:

$$\Delta Q = \Delta U + P \Delta V$$

$$\Delta Q = m \Delta h$$

De esta expresión:

$$h_2 = h_1 + \frac{\Delta Q}{m}$$

La entalpía inicial se determina de las tablas con el valor de la temperatura:

$$h_2 = 8\,233 \text{ kJ/kgmol} + 2 \text{ kg/kgmol}\left[\frac{798}{0.5}\right] \text{kJ/kg}$$

$$h_2 = 11\,425.0 \text{ kJ/kgmol}$$

Con este valor se busca en las tablas del H_2 la temperatura final, la cual resulta ser:

$$T_2 = 400 \text{ K}$$

Entonces:

$$\Delta S_{H_2} = Cp \ln \frac{T_2}{T_1}$$

o bien:

$$\Delta S_{H_2} = m\left(s_2^0 - s_1^0\right)$$

Sustituyendo los valores obtenidos de las tablas:

$$\Delta S_{H_2} = \frac{0.5 \text{ kg}}{2 \text{ kg/kgmol}} (139.106 - 129.775) \text{ kJ/kgmol K}$$

$$\Delta S_{H_2} = 2.33 \text{ kJ/K}$$

El cambio total de la entropía del proceso es igual al cambio de la entropía del H_2 más el cambio de la entropía del depósito, es decir:

$$\Delta S_{\text{tot.}} = \Delta S_{H_2} + \Delta S_D$$

Sustituyendo las magnitudes conocidas y considerando que:

$$\Delta S_D = \frac{\delta Q}{T}$$

$$\Delta S_{\text{tot.}} = 2.33 \text{ kJ/K} - \frac{798}{450} \text{ kJ/K}$$

$$\Delta S_{\text{tot.}} = 0.56 \text{ kJ/K}$$

Puesto que el valor de la entropía total resulta ser positivo entonces el proceso es irreversible, es decir, es un proceso real.

El calentamiento de un gas puede ser posible si el cambio total de entropía es mayor que cero. En este caso el proceso al que se somete al hidrógeno resulta ser de tipo irreversible.

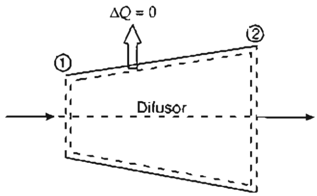
PROBLEMA III.18

Objetivo: Calcular la variación de entropía que sufre un gas cuando pasa a través de un difusor y determinar el tipo de proceso.

Un flujo de dióxido de carbono entra a un difusor aislado a 300 K, 110 kPa, 300 m/s y sale a 240 kPa y 52 m/s. Determine: *a)* la temperatura de salida; *b)* el cambio de entropía del gas, y *c)* si el proceso es reversible, irreversible o imposible.

Datos

Difusor
CO_2
$T_1 = 300$ K
$P_2 = 240$ kPa
$\Delta Q = 0$
$P_1 = 110$ kPa
$\dot{V}_1 = 300$ m/s
$\dot{V}_2 = 52$ m/s
$\Delta S < 0$
a) $T_2 = ?$
b) $\Delta s_{CO_2} = ?$



Solución

Para calcular la temperatura de salida del gas en el difusor se aplica la primera ley de la termodinámica al volumen de control, marcado con línea segmentada en la figura:

$$\Delta q + \Delta w = \Delta h + \Delta Ec + \Delta Ep$$

Puesto que no hay pérdidas de calor a través de las paredes del difusor ni se realiza trabajo alguno y la diferencia de energía potencial no existe, entonces:

$$\Delta h = -\Delta Ec$$

esto es:

$$h_2 = h_1 - \frac{\dot{V}_2^2 - \dot{V}_1^2}{2 \times 1\,000}$$

Sustituyendo los valores conocidos y encontrando h_1 en la tabla del gas con la temperatura proporcionada, entonces:

$$h_2 = 9\,431 \text{ kJ/kgmol} - \frac{(300^2 - 52^2)\text{ m}^2/\text{s}^2}{2\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2}(44 \text{ kg/kgmol}) \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 7\,510.48 \text{ kJ/kgmol}$$

Con este valor se busca en las tablas del gas ideal la temperatura que le corresponde, y se obtiene:

$$\mathbf{T_2 = 246 \text{ K}}$$

El cambio de entropía de CO_2 se calcula con la ecuación:

$$\Delta s_{CO_2} = s_2^0 - s_1^0 - Ru \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$$

Puesto que se conocen las temperaturas y las presiones, entonces a s_2^0 y s_2^0 se les encuentra en las tablas:

$$\Delta s_{CO_2} = 206.77 \text{ kJ/kgmol} - 213.915 \text{ kJ/kgmol} - 8.314 \text{ kJ/kgmol} \ln\left(\frac{240}{110}\right)$$

$$\mathbf{\Delta s_{CO_2} = -12.63 \text{ kJ/kgmol}}$$

Ya que el cambio de entropía resulta ser negativo, entonces el proceso es imposible.

El flujo de un gas por un difusor en el cual la presión de salida es mayor que la de entrada es imposible, esto lo demuestra el cambio de entropía que resulta ser menor de cero.

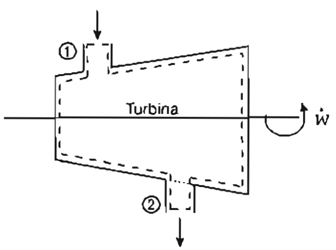
PROBLEMA III.19

Objetivo: Determinar el cambio de entropía que se genera en un gas cuando pasa a través de una turbina.

Un flujo de 50 kg/min de aire a 6 bares y 277 C entra a una turbina que produce una potencia de 180 kW y sale a 1 bar. En el proceso se extraen 28.5 kJ/kg de calor. Calcule: *a)* la temperatura final; *b)* el cambio de entropía del aire, y *c)* el cambio total de entropía del proceso, si la temperatura ambiente es 22 C.

Datos

Turbina
Aire
$P_1 = 6$ bares
$T_1 = 277$ C
$P_2 = 1$ bar
$\dot{m} = 50$ kg/min
$\dot{W} = 180$ kW
$T_a = 22$ C
$\Delta Q_a = 28.5$ kJ/kg
a) $T_2 = ?$
b) $\Delta s_{aire} = ?$
c) $\Delta s_{tot.} = ?$



Solución

Para determinar el valor de la temperatura del aire a la salida de la turbina se escoge el volumen de control mostrado en la figura con línea punteada y se aplica la ecuación de conservación de la energía con la consideración de que no hay variaciones significativas en la energía potencial y en la cinética, entonces:

$$\dot{W} + \dot{Q} = H_2 - H_1$$

Por unidad de masa se tiene:

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} + \dot{q} = h_2 - h_1$$

Despejando la entalpía de salida la expresión es:

$$h_2 = h_1 + \dot{q} + \frac{\dot{W}}{\dot{m}}$$

Si se determina este valor se recurre a las tablas del aire para encontrar la correspondiente magnitud de temperatura, numéricamente:

$$h_2 = 554.74 \text{ kJ/kg} - 28.5 \text{ kJ/kg} - 180 \text{ kW}$$

$$\left(\frac{60 \text{ s/min}}{50 \text{ kg/min}}\right)\left(\frac{\text{kJ}}{\text{s kW}}\right)$$

$$h_2 = 310.24 \text{ kJ/kg}$$

La temperatura correspondiente a este valor de entalpía es:

$$\mathbf{T_2 = 310 \ K}$$

La variación de la entropía del aire se obtiene de:

$$\Delta s_{aire} = Cp \ln \frac{T_2}{T_1} - Ru \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Sustituyendo los valores, con $Cp = 1.02$ kJ/kg K, entonces:

$$\Delta s_{aire} = 1.02 \text{ kJ/kg K} \ln \left(\frac{310}{550}\right) - 0.287 \text{ kJ/kg K} \ln \left(\frac{1}{6}\right)$$

$$\mathbf{\Delta s_{aire} = -0.0706 \ kJ/kg \ K}$$

o bien, si se emplea la ecuación:

$$\Delta s_{aire} = s_2^0 - s_1^0 - Ru \ln \left(\frac{P_2}{P_1}\right)$$

cuyos valores de s_2^0 y s_1^0 se toman de las tablas del aire a las temperaturas proporcionadas:

$$\Delta s_{aire} = 1.735 \text{ kJ/kg K} - 2.318 \text{ kJ/kg K} - 0.287 \text{ kJ/kg K} \ln\left(\frac{1}{6}\right)$$

$$\Delta s_{aire} = -\ 0.0688 \text{ kJ/kg}$$

Observe que ambos valores son casi iguales con una variación menor de 3 por ciento.

La variación de entropía total se determina con la suma de la variación de entropía del aire en la turbina más la del medio ambiente, esto es:

$$\Delta s_{tot.} = \Delta s + \frac{\delta q}{T}$$

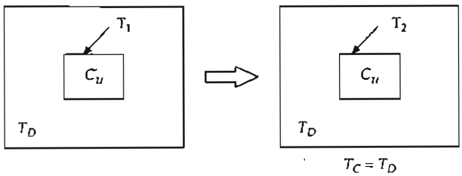
$$\Delta s_{tot.} = -\ 0.0688 \text{ kJ/kg K} + \frac{28.25}{295}\frac{\text{kJ/kg}}{\text{K}}$$

$$\Delta s_{tot.} = 0.0276 \text{ kJ/kg K}$$

Existen varios caminos que permiten obtener la variación de la entropía del aire dentro de una turbina, la cual siempre resulta negativa. La variación de entropía total en este problema es mayor de cero, por lo tanto el proceso es real.

PROBLEMA III.20

Objetivo: Calcular la variación de entropía que se da en el enfriamiento de un bloque metálico y determinar el tipo de proceso.



Un bloque de cobre de 3.0 kg cede calor a un depósito a 100 C, enfriándose desde 200 hasta 100 C. Determine: *a)* el cambio de entropía del bloque; *b)* el cambio de entropía del depósito, y *c)* si el proceso es reversible, irreversible o imposible.

Datos

$T_D = 100$ C
$T_1 = 200$ C
$m_{Cu} = 3$ kg
$T_2 = 100$ C
a) $\Delta S_{Cu} = ?$
b) ΔS_D
c) $\Delta S_{tot} \geq 0$?

Solución

Al colocar la masa de cobre dentro del depósito que se encuentra a una temperatura menor, el bloque de metal cede calor hasta que las temperaturas se igualan. El cambio de entropía del cobre se calcula con:

$$\Delta S_{Cu} = m\, C \ln (T_2/T_1)$$

donde la capacidad térmica específica es igual a C por tratarse de un sólido. Tomando este valor de las tablas, al sustituir se obtiene:

$$\Delta S_{Cu} = 3\text{kg } (0.398) \text{ kJ/kg K} \ln (373/473)$$

$$\Delta S_{Cu} = -\ 0.2836 \text{ kJ/K}$$

El cambio de entropía del depósito se determina con la expresión:

$$\Delta S_D = \frac{\delta Q}{T}$$

Puesto que el calor del bloque se determina con la ecuación $mC\Delta T$, entonces:

$$\Delta S_D = \frac{(mC\Delta T)}{T_D}$$

Al sustituir los valores:

$$\Delta S_D = \frac{3\text{ kg }(0.398\text{ kJ/kg K})\ (100 - 200)\text{ K}}{373\text{ K}}$$

$$\Delta S_D = 0.3201\text{ kJ/K}$$

El cambio de la entropía total se determina como:

$$\Delta S_{tot.} = \Delta S_{Cu} + \Delta S_D$$

Sustituyendo los valores obtenidos:

$$\Delta S_{tot.} = 0.3201\text{ kJ/K} - 0.2836\text{ kJ/K}$$

$$\Delta S_{tot.} = 0.0365\text{ kJ/K} > 0$$

Puesto que dicho cambio es positivo, entonces el proceso es irreversible.

El enfriamiento de un bloque de un metal dentro de un depósito resulta ser un proceso real, ya que la variación total de entropía es mayor de cero.

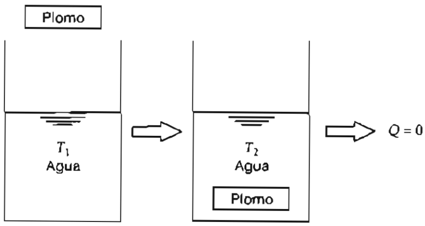
PROBLEMA III.21

Objetivo: Calcular la variación de entropía para los elementos que intervienen en el proceso de templado de un metal y definir el tipo de proceso que se lleva a cabo.

Una barra de plomo de 18 kg a 200 C se introduce en un tanque aislado con 0.03 m³ de agua inicialmente a 25 C. Determine el cambio de entropía para: *a)* el agua; *b)* la barra, y *c)* el proceso en conjunto. *d)* ¿Es el proceso reversible, irreversible o imposible?

Datos

Pb
$T = 200$ C
$T_i = 25$ C
$m = 18$ kg
$V = 0.03\text{ m}^3$
$\Delta Q = 0$
a) $\Delta S_{H_2O} = ?$
b) $\Delta S_{Pb} = ?$
c) $\Delta S_{tot.} = ?$



Solución

Se desea obtener el cambio de entropía que sufre el agua cuando se sumerge en ella la barra de plomo. Para lograrlo es necesario calcular primero el valor de la temperatura final del agua, para lo cual se aplica la primera ley de la termodinámica al sistema:

$$\Delta Q + \Delta W = \Delta U$$

Puesto que no existen pérdidas de calor ni se realiza trabajo alguno, entonces:

$$\Delta Q = \Delta W = 0$$

con lo que la ecuación resulta:

$$\Delta U = 0$$

que se puede escribir también como:

$$\sum mC\Delta T = 0$$

esto es:

$$(mC\Delta T)_{Pb} + (mC\Delta T)_{H_2O} = 0$$

Ya que la barra de plomo y el agua llegan al equilibrio térmico, entonces su temperatura final es la misma. Sustituyendo los valores conocidos:

$$18 \text{ kg } (0.136 \text{ kJ/kg C})$$

$$(T_f - 200) + \frac{0.03 \text{ m}^3}{1.003 \text{ m}^3/\text{kg} \times 10^{-3}} (4.179 \text{ kJ/kg C})$$

$$(T_f - 25) = 0$$

La temperatura final es:

$$T_f = 28.3 \text{ C}$$

La variación de entropía del agua se calcula con:

$$\Delta S_{H_2O} = m\, C \ln \left(\frac{T_2}{T_1}\right)$$

$$\Delta S_{H_2O} = 30 \text{ kg } (4.18) \text{ kJ/kg K} \ln \left(\frac{301.3}{298}\right)$$

$$\Delta S_{H_2O} = 1.38 \text{ kJ/K}$$

La variación de la entropía para el plomo es:

$$\Delta S_{Pb} = 18 \text{ kg } (0.133) \text{ kJ/kg K} \ln \frac{301.3}{298}$$

$$\Delta S_{Pb} = -1.03 \text{ kJ/K}$$

La variación de entropía total se determina con:

$$\Delta S_{tot.} = \Delta S_{Pb} + \Delta S_{H_2O}$$

Sustituyendo los valores calculados:

$$\Delta S_{tot.} = 1.38 \text{ kJ/K} - 1.03 \text{ kJ/K}$$

$$\Delta S_{tot.} = 0.35 \text{ kJ/K} > 0$$

El proceso es irreversible, ya que el cambio en la entropía total es positivo.

El proceso de enfriamiento de una barra de plomo en un tanque que contiene agua es de tipo irreversible, ya que el cambio de entropía total es positivo. En este caso resulta interesante la forma en que se determina la temperatura final de ambos, que llegan hasta el equilibrio térmico.

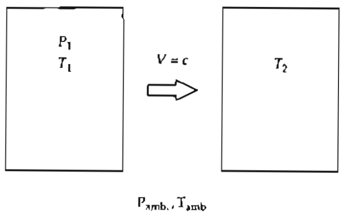
PROBLEMA III.22

Objetivo: Calcular la variación de entropía que sufre un líquido en un proceso de enfriamiento y determinar el tipo de proceso.

Un tanque rígido de 1.0 m³ contiene agua a 30 bares y 600 C, la cual se enfría hasta 200 C. Determine: *a)* la presión final del agua; *b)* el cambio de entropía del agua, y *c)* el cambio total de entropía del proceso. *d)* ¿Es el proceso reversible, irreversible o imposible? *e)* Dibuje el proceso en un diagrama *T-s*. El ambiente se encuentra a 1.1 bares y 27 C.

Datos

$V = 1\ m^3$
Agua
$P_1 = 30$ bares
$T_1 = 600$ C
$T_2 = 200$ C
$P_{amb.} = 1.1$ bares
$T_{amb.} = 27$ C
a) $P_2 = ?$
b) $\Delta s = ?$
c) $\Delta s_{tot.} = ?$



Solución

Primero se determina el estado inicial del agua dentro del recipiente, para lo cual se consultan las tablas y se encuentra que está como vapor sobrecalentado. Ahora, considerando que tanto el volumen como la masa no varían dentro del tanque, el volumen específico será el mismo en ambos estados, por lo tanto:

$$v_1 = v_2 = c$$

Con los datos del estado inicial se tiene de las tablas del agua que:

$$v_1 = 132.4\ cm^3/g$$

Con este valor y con la temperatura de 200 C del estado 2 se busca nuevamente en las tablas y se encuentra que la presión es de:

$$\mathbf{P_2 = 15\ bares}$$

y que además sigue estando como vapor sobrecalentado. El valor de la entropía en este estado es:

$$s_2 = 6.4546\ kJ/kg\ K$$

La variación de la entropía del agua se calcula con:

$$\Delta s = s_2 - s_1$$

Sustituyendo los valores encontrados en las tablas:

$$\Delta s = 6.4546\ kJ/kg\ K - 7.5085\ kJ/kg\ K$$

$$\mathbf{\Delta s = -1.0539\ kJ/kg\ K}$$

La variación de la entropía total se calcula con:

$$\Delta s_{tot.} = \Delta s + \frac{\delta q}{T}$$

Por lo tanto es necesario calcular el calor que se transfiere al medio ambiente, el cual es:

$$\Delta s_{amb.} = \frac{\delta q}{T}$$

Aplicando la primera ley de la termodinámica se encuentra que:

$$\Delta q = \Delta u$$

$$\Delta q = u_2 - u_1$$

y estos valores se obtienen de las tablas a las condiciones determinadas:

$$\Delta q = 2\,598.1\ kJ/kg - 3\,285.0\ kJ/kg$$

$$\Delta q = -686.9\ kJ/kg$$

Entonces la variación de entropía es:

$$\Delta s_{amb.} = \frac{-689.9}{300}\ kJ/kg\ K$$

$\Delta s_{amb.} = 2.29$ kJ/kg K $\Delta s_{tot.} = -1.0539$ kJ/kg K + 2.29 kJ/kg K

La variación de entropía total será igual a: $\mathbf{\Delta s_{tot.} = 1.236}$ **kJ/kg K > 0**

El proceso de enfriamiento del vapor de agua contenido en el tanque resultó ser real puesto que la variación de entropía total es mayor de cero; el calor perdido por él se va al medio ambiente afectando la entropía de éste.

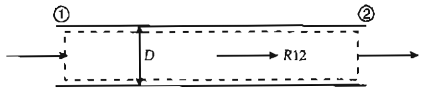
PROBLEMA III.23

Objetivo: Calcular la variación de entropía que sufre un refrigerante cuando circula en una tubería con suministro de calor y determinar el tipo de proceso.

Por una tubería de 0.675 cm circula refrigerante 12 en forma de líquido saturado a 0 C y a una velocidad de 20 m/s. Debido a la transferencia de calor el fluido abandona el tubo con un volumen específico de 15.77 cm³/g a 20 C. Determine: ***a)*** **la presión o la calidad, según convenga, del refrigerante 12 que sale del tubo;** ***b)*** **la velocidad a la salida;** ***c)*** **la rapidez de transferencia de calor;** ***d)*** **el cambio de entropía del fluido, y** ***e)*** **el cambio de entropía en conjunto.** ***f)*** **¿Es el proceso reversible, irreversible o imposible? El medio ambiente se halla a 50 C.**

Datos

R12 líquido saturado
$T_1 = 0$ C
$\dot{V} = 20$ m/s
$\Delta Q = ?$
$v_2 = 15.77$ cm³/g
$T_2 = 20$ C
$D = 0.675$ cm
$T_{amb.} = 50$ C
a) $X_2 = ?$
b) $\dot{V}_2 = ?$
c) $\Delta \dot{Q} = ?$
d) $\Delta s = ?$
e) $\Delta s_{tot.} = ?$



Solución

Para la solución del problema se selecciona como volumen de control al ilustrado en la figura, en el cual se indican las secciones de entrada y de salida

Con el valor de temperatura de salida y con ayuda de las tablas del refrigerante se encuentra que el volumen específico proporcionado está entre los estados de líquido y vapor saturado. Por tanto, la calidad del R12 se determina con:

$$X_2 = \frac{v_x - v_l}{v_g - v_l}$$

Sustituyendo los valores de las tablas:

$$X_2 = \frac{15.77 - 0.7525 \text{ cm}^3/\text{g}}{30.78 - 0.7525 \text{ cm}^3/\text{g}}$$

$$X_2 = 0.5$$

La calidad es de 50 por ciento.

La velocidad de la mezcla se determina aplicando la ecuación de la conservación de la masa al volumen de control seleccionado, es decir:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

la cual es igual a:

$$A_1 \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{\dot{V}_2}{v_2} A_2$$

Despejando a la velocidad de salida y con $A_1 = A_2$, entonces:

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \frac{v_2}{v_1}$$

Sustituyendo valores:

$$\dot{V}_2 = 20 \text{ m/s} \left(\frac{15.77 \text{ cm}^3/\text{g}}{0.7159 \text{ cm}^3/\text{g}}\right)$$

y se obtiene que:

$$\dot{V}_2 = \mathbf{440 \text{ m/s}}$$

Para encontrar el calor que se suministra se aplica la primera ley de la termodinámica al volumen de control seleccionado, despreciando la variación de la energía potencial:

$$\dot{Q} = \dot{m}(\Delta h + \Delta Ec)$$

El valor de la entalpía de salida se obtiene con ayuda de las tablas y la calidad:

$$h_2 = 54.87 \text{ kJ/kg} + 0.5\,(140.91) \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 125.33 \text{ kJ/kg}$$

El flujo másico es:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_1 A_1}{v_1}$$

$$\dot{m} = \frac{20 \text{ m/s}(0.00675)^2 \text{ m}^2\,(0.785)}{(0.7159 \text{ m}^3/\text{kg})10^{-3}}$$

$$\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$$

Sustituyendo los valores conocidos:

$$\dot{Q} = 1 \text{ kg/s}\left[(125.33 - 36.05) \text{ kJ/kg} + \left(\frac{440^2 - 20^2}{2\,000}\right) \text{kJ/kg}\right]$$

$$\dot{Q} = \mathbf{185.9 \text{ kJ/s}}$$

La variación de la entropía del refrigerante se calcula con la ayuda de las tablas mediante la expresión:

$$\Delta s_{R12} = s_2 - s_1$$

$$\Delta s_{R12} = \left(s_1 + X_2\,(s_1 - s_g)_2\right) - s_1$$

Sustituyendo:

$$\Delta s_{R12} = 0.2078 \text{ kJ/kgK} +$$

$$0.5\,(0.6884 - 0.2078) \text{ kJ/kg K} - 0.1420 \text{ kJ/kg K}$$

$$\Delta s_{R12} = \mathbf{0.3061 \text{ kJ/kg K}}$$

La variación total de entropía del proceso se determina con:

$$\Delta s_{tot.} = \Delta s_{R12} + \Delta s_{amb.}$$

donde:

$$\Delta s_{amb.} = \frac{\delta q}{T}$$

cuyo valor es:

$$\Delta s_{amb.} = -\frac{185.9\text{kJ}}{323 \text{ kg K}}$$

$$\Delta s_{amb.} = -0.05755 \text{ kJ/kg K}$$

Observe que el calor tiene signo negativo puesto que el R12 ganó esta cantidad y el ambiente lo perdió:

La variación total es:

$$\Delta s_{tot.} = 0.3061 \text{ kJ/kg K} - 0.5755 \text{ kJ/kg K}$$

$$\Delta s_{tot.} = -0.2485 \text{ kJ/kg K}$$

Puesto que el valor de la variación total de entropía resultó ser negativo, se concluye que este proceso es imposible. Éste es un buen ejemplo de un proceso que teóricamente se podría llevar a cabo, pero en la realidad no.

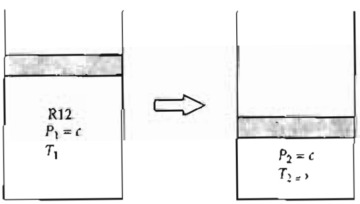
PROBLEMA III.24

Objetivo: Calcular la variación de entropía que se da en la compresión de un refrigerante y determinar el tipo de proceso.

Se comprime cuasiestáticamente y a presión constante en un cilindro con émbolo un refrigerante 12 a 6.0 bares y 80 C mediante la aplicación de 13.63 kJ/kg de trabajo. Determine: *a)* el volumen específico final; *b)* la entropía específica final, y *c)* la transferencia de calor. Si la temperatura ambiente es 20 C, *d)* determine el cambio total de entropía para el proceso. *e)* Dibuje el proceso en un diagrama T-s. *f)* ¿Es el proceso reversible, irreversible o imposible?

Datos

R12
$P_1 = 6$ bares
$T_1 = 80$ C
$P = c$
$\Delta w = 13.63$ kJ/kg
a) $v_2 = ?$
b) $s_2 = ?$
c) $\Delta Q = ?$
d) $\Delta s_{tot.} = ?$, si amb = 20 C



Solución

En este problema la presión se mantiene constante a 6 bares y se conoce el trabajo que se suministra, el cual está dado por la expresión:

$$\Delta w = -\int P\, dv$$

la que también se escribe como:

$$\Delta w = P\,\Delta v$$

$$\Delta w = P\,(v_2 - v_1)$$

Sustituyendo los valores:

$$\Delta w = -\,6 \text{ bares } (10^5)\ \text{N/m}^2\ \text{bar}\ (v_2 - 37.65)\,\frac{1}{10^6}\ \text{m}^3\text{/kg}$$

y puesto que el trabajo es igual a 13.63 kJ/kg, entonces el volumen específico en el estado final es:

$$v_2 = \mathbf{14.93\ cm^3/g}$$

El valor del volumen específico en 2 se emplea para conocer el estado de R12; con ayuda de las tablas se encuentra que corresponde a un vapor húmedo cuya calidad se determina con:

$$X_2 = \frac{v_2 - v_l}{v_g - v_l}$$

Sustituyendo los valores:

$$X_2 = \frac{14.93 - 0.7566\ \text{cm}^3/\text{g}}{29.13 - 0.7566\ \text{cm}^3/\text{g}}$$

$$X_2 = 0.50$$

La entropía es entonces:

$$s_2 = X_2\,(s_g - s_l) + s_l$$

$$s_2 = 0.5\,(0.6878 - 0.2142)\ \text{kJ/kg K} + 0.2142\ \text{kJ/kg K}$$

$$\mathbf{s_2 = 0.451\ kJ/kg\,K}$$

El calor transferido se determina si se aplica la primera ley de la termodinámica al sistema seleccionado, y se obtiene:

$$\Delta q + \Delta w = \Delta u$$

que es igual a:

$$\Delta q = u_2 - u_1 - \Delta w$$

El valor de la energía interna en el estado final es:

$$u_2 = 0.5\,(56.35)\ \text{kJ/kg} + 0.5\,(179.09)\ \text{kJ/kg}$$

$$u_2 = 117.72\ \text{kJ/kg}$$

Sustituyendo valores en la ecuación del calor transferido:

$$\Delta q = 117.72\ \text{kJ/kg} - 214.61\ \text{kJ/kg} - 13.63\ \text{kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta q = -110.5\ kJ/kg}$$

Observe que el calor transferido es negativo, lo que indica que el sistema lo perdió.

La variación de entropía total se calcula con la expresión

$$\Delta s_{tot.} = \Delta s_{R12} + \Delta s_{amb.}$$

en la cual la variación de la entropía del ambiente es:

$$\Delta s_{amb.} = \frac{\delta q}{T}$$

El calor que pierde el refrigerante lo gana el medio ambiente, por lo tanto se le cambia el signo:

$$\Delta s_{amb} = \frac{110.5\ \text{kJ}}{293\ \text{kg K}}$$

$$\Delta s_{amb} = 0.3772\ \text{kJ/kg K}$$

Sustituyendo los valores de la entropía de los estados inicial y final del refrigerante que se obtienen en las tablas, se tiene:

$$\Delta s_{tot.} = 0.4510\ \text{kJ/kg K} - 0.8135\ \text{kJ/kg K} + 0.3772\ \text{kJ/kg K}$$

$$\mathbf{\Delta s_{tot.} = 0.014\ kJ/kg\,K}$$

La variación de entropía total que se obtiene es mayor de cero, por lo tanto el proceso es irreversible. Note que el cambio en el calor para el R12 es negativo porque lo perdió; entonces, como lo gana el medio ambiente se le cambia el signo a positivo.

PROBLEMA III.25

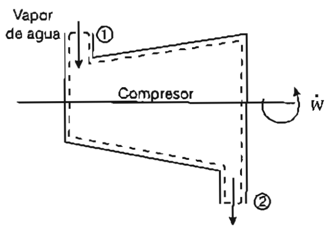
Objetivo: Calcular la variación de entropía que sufre el vapor de agua al pasar por un compresor.

Se comprime vapor de agua desde 1.0 bar y 100 C hasta 10 bares y 200 C. El trabajo suministrado es de 400 kJ/kg. Determine: *a)* la magnitud y la dirección del calor transferido; *b)* el cambio de entropía del fluido que pasa a través del compresor, y *c)* el cambio total de entropía del

proceso. Considere que la temperatura ambiente es de 27 C y desprecie los cambios de las energías cinética y potencial.

Datos

Vapor de agua
$P_1 = 1$ bar
$T_1 = 100$ C
$P_2 = 10$ bares
$T_2 = 200$ C
$\Delta w = 400$ kJ/kg
$T_0 = 27$ C
a) $\Delta q = ?$
b) $\Delta s = ?$
c) $\Delta s_{tot.} = ?$



Solución

La variación de la transferencia de calor se obtiene si se aplica la primera ley de la termodinámica al volumen de control marcado como la línea segmentada en la figura anterior:

$$\Delta q + \Delta w = \Delta h + \Delta Ep + \Delta Ec$$

Puesto que ΔEp y ΔEc son despreciables, entonces:

$$\Delta q + \Delta w = \Delta h$$

o sea:

$$\Delta q = h_2 - h_1 - \Delta w$$

Los valores de entalpía se obtienen de las tablas de vapor de agua:

$$\Delta q = (2\,827.9 - 2\,676.2) \text{ kJ/kg} - 400 \text{ kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta q = -248.3 \text{ kJ/kg}}$$

El calor transferido tiene signo negativo, por lo tanto el volumen de control lo pierde.

La variación de entropía del vapor de agua se obtiene con la expresión:

$$\Delta s = s_2 - s_1$$

cuyos valores están en las tablas:

$$\Delta s = 6.694 \text{ kJ/kg K} - 7.3614 \text{ kJ/kg K}$$

$$\mathbf{\Delta s = -0.6674 \text{ kJ/kg K}}$$

La variación de entropía total se calcula con:

$$\Delta s_{tot.} = \Delta s + \Delta s_{amb.}$$

La variación de entropía del medio ambiente es:

$$\Delta s_{amb.} = \frac{\delta q}{T}$$

donde el calor tiene signo positivo porque lo pierde el volumen de control y lo gana el medio ambiente; su magnitud es:

$$\Delta s = \frac{248.3 \text{ kJ}}{300 \text{ kg K}}$$

$$\Delta s = 0.8277 \text{ kJ/kg K}$$

Sustituyendo los valores:

$\Delta s_{tot.} = -0.6674 \text{ kJ/kg K} + 0.8277 \text{ kJ/kg K}$ $\Delta s_{tot.} 0.1603 \text{ kJ/kg K}$

Puesto que la variación de entropía total es positiva el proceso es posible. Observe cómo a la compresión del vapor de agua le acompaña una pérdida de calor para el volumen de control, mismo que gana el medio ambiente.

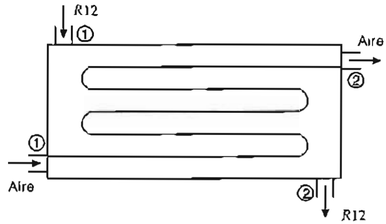
PROBLEMA III.26

Objetivo: Calcular los cambios de entropía que sufren los fluidos que intervienen en un cambiador de calor.

Por uno de los lados de un intercambiador de calor fluye a presión constante de 6 bares un refrigerante 12 con 50% de calidad, saliendo como vapor saturado. Por el otro lado pasan 10 kg/min de aire, inicialmente a 1.10 bares y 42 C y salen a 1.05 bares y 22 C. Determine: *a*) el gasto másico del refrigerante; *b*) el cambio de entropía específica del refrigerante; *c*) el cambio de entropía específica de la corriente de aire, y *d*) el cambio de entropía del proceso en conjunto.

Datos

R12
$P_1 = 6$ bares
$X_1 = 50\%$
$P = c = P_2$
Salida como vapor saturado
Aire
$\dot{m}_{aire} = 10$ kg/min
$P_1 = 1.10$ bares
$T_1 = 42$ C
$P_1 = 1.05$ bares
$T_2 = 22$ C
a) $\dot{m}_{R12} = ?$
b) $\Delta s_{R12} = ?$
c) $\Delta s_{aire} = ?$
d) $\Delta s_{tot.} = ?$



Solución

El volumen de control seleccionado es el cambiador de calor de la figura, en el cual entran dos fluidos diferentes que nunca se mezclan; al R12 le cede calor el aire, ya que la temperatura de este último disminuye. Si se aplica la primera ley de la termodinámica al volumen de control se obtiene que:

$$\Delta q + \Delta w = \Delta h + \Delta Ep + \Delta Ec$$

Considerando que las variaciones de energía potencial y cinética son despreciables y no se produce ni suministra trabajo, entonces:

$$\dot{q} = 0$$

Por tanto:

$$\sum \dot{m}\Delta h = 0$$

esto es:

$$(\dot{m}\Delta h)_{R12} + (\dot{m}\Delta h)_{aire} = 0$$

$$\dot{m}_{R12}(h_2 - h_1) + \dot{m}_{aire}(h_2 - h_1)_{aire} = 0$$

Puesto que se conocen los datos necesarios para obtener de las tablas los valores de las entalpías, entonces:

$$\dot{m}_{R12}(196.57 - 126.69)\ \text{kJ/kg} +$$

$$10\ \text{kg/min}(295.17 - 315.27)\ \text{kJ/kg} = 0$$

$$\dot{m}_{R12} = \mathbf{2.88\ kg/min}$$

La variación de entropía para el refrigerante es:

$$\Delta s_{R12} = s_2 - s_1$$

De las tablas:

$$\Delta s_{R12} = 0.6878\ \text{kJ/kg K} - 0.4510\ \text{kJ/kg K}$$

$$\Delta s_{R12} = \mathbf{0.2368\ kJ/kg\ K}$$

Para el aire se determina con la ecuación:

$$\Delta s_{aire} = Cp \ln \frac{T_2}{T_1} - Ru \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Sustituyendo los valores:

$$\Delta s_{aire} = 1.005\ \text{kJ/kg K} \ln \frac{295}{315} - \left(\frac{8.314}{29}\right)\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \ln \frac{1.05}{1.10}$$

$$\Delta s_{aire} = \mathbf{-0.0526\ kJ/kg\ K}$$

La variación de la entropía del proceso es:

$$\Delta \dot{S}_{tot.} = \Delta \dot{S}_{R12} + \Delta \dot{S}_{aire}$$

la cual es igual a

$$\Delta \dot{S}_{tot.} = \dot{m}_{R12}\,\Delta s_{R12} + \dot{m}_{aire}\,\Delta s_{aire}$$

esto es:

$$\Delta \dot{S}_{tot.} = 2.88\ \text{kg/min}\ (0.2368)\ \text{kJ/kg K} +$$

$$10\ \text{kg/min}\ (-\ 0.0526)\ \text{kJ/kg K}$$

$$\Delta \dot{S}_{tot.} = \mathbf{0.156\ kJ/Kmin}$$

Puesto que el valor de la entropía total para el proceso resultó ser positiva, entonces éste es posible. Observe cómo se considera que no hay pérdidas de calor hacia el medio ambiente, ya que sólo las dos sustancias lo intercambian entre ellas.

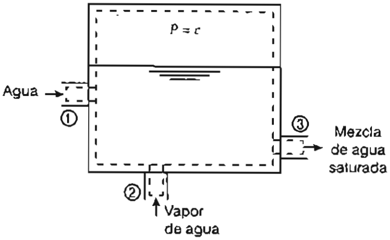
PROBLEMA III.27

Objetivo: Calcular el cambio de entropía que se da en un cambiador de calor abierto.

Un calentador abierto de agua con dos alimentaciones recibe por una de ellas vapor de agua sobrecalentado a 5 bares y 240 C. Por la otra entra agua líquida comprimida a la misma presión y a 35 C. La mezcla de las dos corrientes sale a la misma presión como líquido saturado. Si el calentador es adiabático, calcule el cambio de entropía del proceso por kilogramo de mezcla que sale del calentador

Datos

Vapor de agua sobrecalentado
$P_1 = 5$ bares
$T_1 = 240$ C
Agua líquida
$P_1 = 5$ bares
$T_1 = 35$ C
Líquido saturado
$P_3 = 5$ bares
$\Delta Q = 0$
$\Delta S_{tot.} = ?$



Solución

En el cambiador de calor se mezclan tanto el agua líquida como el vapor de agua sobrecalentado, saliendo agua en estado de líquido saturado. La presión dentro del volumen de control, indicado en la figura con la línea segmentada, se mantiene constante a 5 bares.

Aplicando al volumen de control seleccionado la ecuación de la segunda ley de la termodinámica, se tiene:

$$\Delta S_{tot.} = m_3 s_3 - m_1 s_1 - m_2 s_2$$

en el cual:

$$m_3 = m_1 + m_2$$

Por lo tanto:

$$\Delta S_{tot.} = (m_1 + m_2)s_3 - m_1 s_1 - m_2 s_2$$

de donde:

$$\frac{\Delta S_{tot.}}{m_3} = s_3 - \frac{m_1}{m_3} s_1 - \frac{m_2}{m_3} s_2$$

Los valores numéricos se obtienen de tablas:

$$\frac{\Delta S_{tot.}}{m_3} = 1.8607 \text{ kJ/kg K} -$$

$$\frac{m_1}{m_3}(7.223) \text{ kJ/kg K} - \frac{m_2}{m_3} 0.503 \text{ kJ/kg K}$$

Es necesario determinar el valor de las fracciones m_1/m_3 y m_2/m_3, las cuales se obtienen si se aplica la primera ley de la termodinámica al volumen de control:

$$\sum mh = 0$$

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 - m_3 h_3 = 0$$

Sustituyendo los valores de las entalpías:

$$m_1(2\,939.9 \text{ kJ/kg}) + m_2(146.7 \text{ kJ/kg}) -$$

$$m_3(640.2 \text{ kJ/kg}) = 0$$

y de la ecuación de conservación de la masa se obtiene:

$$m_1 + m_2 = m_3$$

Trabajando con las dos ecuaciones se llega a los siguientes valores:

$$\frac{m_2}{m_1} = 4.66$$

$$\frac{m_1}{m_3} = \frac{1}{5.66}$$

y:

$$\frac{m_2}{m_3} = \frac{1}{1.215}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación de entropía:

$$\frac{\Delta S}{m_1 + m_2} = 1.8607 \text{ kJ/kg K} -$$

$$1.2775 \text{ kJ/kg K} - 0.416 \text{ kJ/kg K}$$

$$\frac{\Delta S}{m_1 + m_2} = 0.1672 \text{ kJ/kg K}$$

La variación de entropía total del proceso de mezclado resultó ser mayor de cero, por lo tanto es real. Observe que el valor obtenido está por unidad de masa de la mezcla.

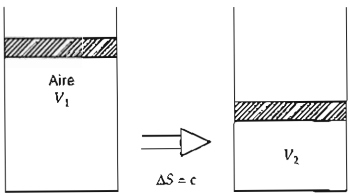
PROBLEMA III.28

Objetivo: Calcular el trabajo que se emplea en una compresión isentrópica de un gas.

En un cilindro con émbolo se comprime isentrópicamente 0.40 kg de aire desde 1.20 bares y 0.30 m³ hasta 0.05 m³. Determine: *a)* la presión final; *b)* el trabajo, y *c)* la temperatura final.

Datos

$\Delta S = c$
Aire
$m = 0.40$ kg
$P_1 = 1.2$ bares
$V_1 = 0.30$ m³
$V_2 = 0.05$ m³
a) $P_2 = ?$
b) $\Delta w = ?$
c) $T_2 = ?$



Solución

Para determinar el valor de la presión final del aire, cuando se comprime de manera isentrópica se aplica la ecuación de este proceso, en este caso:

$$Pv^K = c$$

que es igual a:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k$$

Como el gas considerado es aire, el valor de la k es de 1.4. Al sustituir los valores conocidos:

$$P_2 = 1.2 \text{ bares} \left(\frac{0.3}{0.05}\right)^{1.4}$$

$$\mathbf{P_2 = 14.7 \text{ bares}}$$

El trabajo que se le aplica al aire se obtiene con la expresión:

$$\Delta W = \frac{P_2 v_2 - P_1 v_1}{k - 1}$$

Sustituyendo los valores:

$$\Delta W = \frac{14.7\,(0.05) - 1.2\,(0.3)}{1.4 - 1} \cdot \left(\frac{10^5}{10^3}\right)$$

$$\left(\text{bar}\,\frac{10^5 \frac{N}{m^2}}{\text{bar}} \times m^3 \times \frac{\text{kJ}}{10^3\,\text{J}}\right)$$

$$\mathbf{\Delta W = 94.3 \text{ kJ}}$$

La ecuación de la temperatura para el proceso isentrópico es:

$$Tv^{(k-1)} = c$$

o sea:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{1-k}$$

en la cual la temperatura inicial se calcula con la ecuación de gas ideal y los datos iniciales:

$$T_2 = \left(\frac{P_1 v_1}{Ru\, m}\right)\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{1-k}$$

$$T_2 = \left[\frac{(1.2 \text{ bares})\,(0.3 \text{ m}^3)\left(29\,\frac{\text{kg}}{\text{kgmol}}\right)}{\left(0.08314\,\frac{\text{barm}^3}{\text{kgmol } K}\right)(0.4 \text{ kg})}\right]\left(\frac{0.05}{0.3}\right)^{0.4}$$

$$\mathbf{T_2 = 643 \text{ K}}$$

Las ecuaciones del proceso isentrópico se aplican a la solución de este problema. En ellas la constante k es igual a 1.4, puesto que el gas es aire. Debido al proceso de compresión, la temperatura aumenta hasta un valor de 643 K cuando se realizan 94.3 kJ de trabajo.

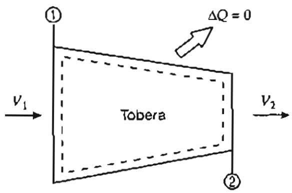
PROBLEMA III.29

Objetivo: Calcular la temperatura de un gas a la salida de una tobera si el proceso es isentrópico y adiabático.

Por una tobera aislada y sin fricción fluyen 5 kg/s de argón, a 640 kPa y 280 C. La velocidad inicial es despreciable y la presión de salida es 140 kPa. Determine: *a)* la temperatura final; *b)* la velocidad final, y *c)* el área de salida.

Datos

Ar	$\dot{V}_1 = 0$
$\dot{m} = 5$ kg/s	$P_2 = 140$ kPa
$P_1 = 640$ kPa	*a)* $T_2 = ?$ C
$T_1 = 280$ C	*b)* $V_2 = ?$m/s
$\Delta Q = 0$	*c)* $A_2 = ?$ cm²



Solución

Considerando que el flujo del argón a través de la tobera es isentrópico, la ecuación que se utiliza para el caso de la temperatura es:

$$\frac{T}{P^{\frac{k-1}{k}}} = c$$

que es igual a:

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

Sustituyendo los valores con $k = 1.67$ para el argón:

$$T_2 = 553 \text{ K} \left(\frac{140}{640}\right)^{(1.67-1)/1.67}$$

$$T_2 = 300 \text{ K}$$

El paso del gas por la tobera ocasiona que la temperatura disminuya considerablemente.

Para determinar la velocidad de salida se aplica la ecuación de la primera ley de la termodinámica al volumen de control señalado en la figura con la línea segmentada:

$$\Delta q + \Delta w = \Delta h + \Delta Ec + \Delta Ep$$

Con flujo adiabático, sin presencia de trabajo realizado y sin energía potencial, se tiene:

$$\Delta h + \Delta Ec = 0$$

Como la velocidad inicial es despreciable, entonces:

$$\dot{V}_2 = \left[2(h_1 - h_2)\right]^{1/2}$$

La diferencia de entalpías se determina con la ecuación:

$$(h_1 - h_2) = \frac{Cp\Delta T}{N}$$

que es aplicable al gas ideal. Al sustituir los valores adecuados:

$$\dot{V}_2 = \left[2 \cdot \frac{20.8 \text{ kJ/kgmol K}}{40 \text{ kg/kgmol}} (553 - 300) \text{ K} - 10^3 \text{ m}^2 \text{ kg/s}^2 \text{ kJ}\right]^{1/2}$$

$$\dot{V}_2 = 513 \text{ m/s}$$

Para encontrar el área de flujo se aplica la ecuación:

$$A_2 = \frac{\dot{m}\, v_2}{\dot{V}_2}$$

en la cual el volumen específico del estado 2 se encuentra con la ecuación de gas ideal:

$$A_2 = \frac{\dot{m}\, Ru\, T_2}{\dot{V}_2 P_2}$$

Sustituyendo los valores:

$$A_2 = \left[\frac{(5 \text{ kg/s})\,(8\,314 \text{ kPa m}^3\text{/kgmol K})\,(300 \text{ K})}{(40 \text{ kg/kgmol})\,(513 \text{ m/s})\,(140 \text{ kPa})}\right] \cdot 10^4 \text{ cm}^2/\text{m}^2$$

$$A_2 = \mathbf{43.4 \text{ cm}^2}$$

Cuando un gas ideal pasa por una tobera el proceso es isentrópico y adiabático, el cual se enfría de manera considerable, lo que le permite incrementar la velocidad.

PROBLEMA III.30

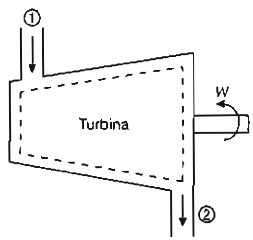
Objetivo: Calcular el trabajo realizado por un gas que se expande isentrópicamente en una turbina.

En una turbina se expande isentrópicamente bióxido de carbono desde 800 K, 20.0 MPa y 100 m/s hasta 500 K. Las áreas de entrada y salida son de 10.0 cm² y 30 cm², respectivamente. Calcule: *a)* el trabajo, y *b)* el gasto másico.

Datos

CO_2
$T_1 = 800$ K
$P_1 = 20$ MPa
$\dot{V}_1 = 100$ m/s
$A_1 = 10$ cm²
$\Delta S = c$
$T_2 = 500$ K
$A_2 = 30$ cm²

a) $\Delta w = ?$ kJ/kgmol
b) $\dot{m} = ?$ kgmol/s



Solución

Para determinar al trabajo que realiza la turbina por la acción del bióxido de carbono se aplica la ecuación de conservación de la energía al volumen de control marcado con línea segmentada en la figura, la cual es:

$$\Delta q + \Delta w = h_2 - h_1 + \frac{\dot{V}_2^2 - \dot{V}_1^2}{2\,g} + Z_2 - Z_1$$

Puesto que la turbina se considera adiabática y con la variación de la energía potencial despreciable, entonces:

$$\Delta w = (h_2 - h_1) + \frac{\left(\dot{V}_2^2 - \dot{V}_1^2\right)}{2}$$

La velocidad del flujo a la salida de la turbina se determina con la ecuación de flujo másico:

$$\dot{V} A \rho = c$$

o sea:

$$(\dot{V} A \rho)_1 = (\dot{V} A \rho)_2$$

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \frac{A_1}{A_2} \frac{\rho_1}{\rho_2}$$

La densidad del gas a la entrada y la salida se determina como gas ideal de la ecuación:

$$\rho = \frac{P}{Ru\,T}$$

Sustituyendo se obtiene:

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \frac{A_1\,T_2\,P_1}{A_2\,T_1\,P_2}$$

En esta expresión no se conoce la magnitud de la presión de salida, pero como el proceso es de tipo isentrópico, se aplica la ecuación de gas ideal:

$$\Delta S = S_2^0 - S_1^0 - Ru \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = 0$$

Despejando el logaritmo natural y obteniendo S_2^0 y S_1^0 de las tablas:

$$\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \frac{(234.814 \text{ kJ/kgmol K} - 257.48 \text{ kJ/kgmol K})}{8.314 \text{ kJ/kgmol K}}$$

Sacando antilogaritmos, la relación entre presiones es:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{1}{15.27}$$

Sustituyendo los valores:

$$\dot{V}_2 = 100 \text{ m/s} \left(\frac{10}{30}\right)\left(\frac{500}{800}\right)\left(\frac{15.27}{1}\right)$$

$$\dot{V}_2 = 315.4 \text{ m/s}$$

Con los valores de la temperatura, se obtiene de las tablas la entalpía, por tanto:

$$\Delta w = (17\,678 - 32\,179) \text{ kJ/kgmol} +$$

$$\left(\frac{315^2 - 100^2}{2 \cdot 10^3}\right) \text{kJ/kg} \cdot 44 \text{ kg/kgmol}$$

$$\mathbf{\Delta w = -16\,463.95 \text{ kJ/kgmol}}$$

El flujo másico que circula por la turbina se determina justo con la ecuación:

$$\dot{m}_1 = \rho_1\,\dot{V}_1\,A_1$$

de donde la densidad se obtiene de la ecuación de gas ideal:

$$\rho = \frac{PM}{Ru\,T}$$

Sustituyendo:

$$\dot{m} = \frac{A_1\,\dot{V}_1\,P_1}{Ru\,T_1}$$

y utilizando los valores conocidos:

$$\dot{m} = \frac{10 \text{ cm}^2 \,(100 \text{ m/s})\,(200) \text{ bares}}{800 \text{ K}\left(0.08314 \text{ bar m}^3\text{/kgmol K}\right)\left(10^4 \text{ cm}^2\text{/m}^2\right)}$$

$$\mathbf{\dot{m} = 0.30 \text{ kgmol/s}}$$

En una turbina se considera que el proceso es isentrópico y además adiabático. El flujo de bióxido de carbono que pasa por la turbina es de 0.30 kgmol/s, el cual produce un trabajo de 16 463.95 kJ/kgmol, siempre y cuando se den las condiciones impuestas por el problema. Observe que el trabajo obtenido tiene signo negativo, ya que lo perdió el volumen de control seleccionado.

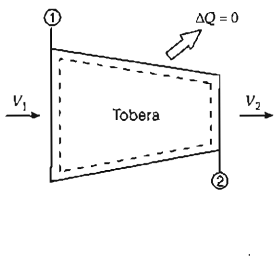
PROBLEMA III.31

Objetivo: Calcular la potencia consumida en la compresión isentrópica de un gas.

Se comprimen isentrópicamente 5 kg/s de nitrógeno desde 1 bar y 17 C hasta 2.7 bares. El cambio de la energía cinética es igual a 5 kJ/kg. Calcule: *a)* la potencia, y *b)* el diámetro de la entrada si la velocidad es 120 m/s.

Datos

$\dot{m} = 5$ kg/s
N_2
$\Delta S = c$
$P_1 = 1$ bar
$T_1 = 17$ C
$P_2 = 2.7$ bares
$\Delta Ec = 5$ kJ/kg
a) $\dot{W} = ?$ kW
b) $D_1 = ?$, si $\dot{V}_1 = 120$ m/s



Solución

Aplicando la ecuación de conservación de la energía al volumen de control marcado con línea segmentada en la figura, se tiene:

$$\dot{Q} + \dot{W} = [\Delta h + \Delta Ec + \Delta Ep]\,\dot{m}$$

Considerando que el proceso es sin pérdida de calor y con cambios de energía potencial despreciables, entonces:

$$\dot{W} = \dot{m}(\Delta h + \Delta Ec)$$

En el compresor, el proceso es isentrópico y puesto que el fluido es nitrógeno, al cual se considera gas ideal, se aplica:

$$\Delta s = s_2^0 - s_1^0 - Ru \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = 0$$

Por lo tanto, se determina s_2^0 y con este valor se determina el de la temperatura a la salida, esto es:

$$s_2^0 = s_1^0 + Ru \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$$

Sustituyendo valores:

$$s_2^0 = 190.695 \text{ kJ/kgmol K} + 8.315 \ \frac{\text{kJ}}{\text{kJ/kgmol K}} \ln\left(\frac{2.7}{1}\right)$$

$$s_2^0 = 198.95 \text{ kJ/kgmol K}$$

De las tablas se obtiene:

$$T_2 = 385 \text{ K}$$

y la entalpía correspondiente es:

$$h_2 = 11\,200 \text{ kJ/kgmol}$$

Sustituyendo en la ecuación de potencia se obtiene:

$$\dot{W} = 5\ \text{kg/s}\left[\frac{(11\,200 - 8\,432)\ \text{kJ/kgmol}}{28\ \text{kg/kgmol}} + 5\ \text{kJ/kg}\right]$$

$$\dot{W} = \mathbf{519\ kW}$$

Para determinar el diámetro de la entrada al compresor se aplica la ecuación de flujo másico:

$$\dot{m} = \rho\,\dot{V}\,A$$

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho\,V}$$

La densidad se toma de la ecuación de gas ideal y se sustituye en la ecuación anterior:

$$A_1 = \frac{\dot{m}\,Ru\,T_1}{P_1\,\dot{V}_1}$$

Sustituyendo los valores numéricos:

$$A_1 = \frac{5\ \text{kg/s}(0.08314\ \text{bar m}^3/\text{kgmol K})\ (290\ \text{K})}{28\ \text{kg/kgmol}\ (1\ \text{bar})\ (120\ \text{m/s})}$$

$$\mathbf{A_1 = 0.0359\ m^2}$$

La ecuación del área para una tubería es:

$$A_1 = 0.785\,D_1^2$$

lo cual es:

$$D_1 = \left(\frac{A_1}{0.785}\right)^{1/2}$$

Sustituyendo se tiene:

$$D_1 = \left(\frac{0.0359\ \text{m}^2}{0.785}\right)^{1/2}$$

$$D_1 = 0.21\ \text{m}$$

$$\mathbf{D_1 = 21\ cm}$$

Cuando se requiere incrementar la presión de un gas se utiliza una máquina térmica conocida como compresor. La potencia que se necesita suministrarle para mover 5 kg/s de nitrógeno desde 1 bar hasta 2.7 bares es de 519 kW y el diámetro es de 21 cm en la entrada del mismo.

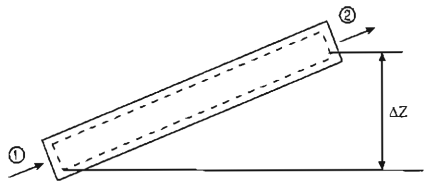
PROBLEMA III.32

Objetivo: Aplicar la ecuación de conservación de la energía a una tubería de sección transversal variable y calcular el gasto másico.

Por una tubería de sección variable fluye agua a 20 C y 10 m/s cuando el diámetro es 4.0 cm. Por encima de este nivel, a 22.0 m, las condiciones son de 0.150 MPa y 20 m/s. Determine: *a)* la presión de entrada; *b)* el gasto másico, y *c)* el diámetro del tubo a la salida. Considere flujo adiabático y sin fricción y la gravedad igual a 9.70 m/s².

Datos

$T_1 = 20$ C
$\dot{V}_1 = 10$ m/s
$D_1 = 4$ cm
$P_2 = 0.15$ MPa
$\dot{V}_2 = 20$ m/s
$Z_2 = 22$ m
$g = 9.70$ m/s^2
$\Delta Q = 0 = \Delta S$
a) $P_1 = ?$ MPa
b) $\dot{m} = ?$ kg/min
c) $D_2 = ?$ cm



Solución

Si se aplica la ecuación de conservación de la energía al volumen de control indicado con línea segmentada en la figura, se tiene:

$$\Delta q + \Delta w = (h_2 - h_1) + \frac{\dot{V}_2^2 - \dot{V}_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1)$$

Puesto que el flujo es adiabático y no hay producción ni suministro de trabajo, entonces el lado izquierdo de la ecuación es igual a cero. La entalpía se sustituye por el valor de:

$$h_2 - h_1 = u_2 - u_1 + v(P_2 - P_1)$$

Si la temperatura permanece constante no hay cambio en la energía interna del fluido, por lo tanto la ecuación de energía queda como:

$$v(P_2 - P_1) + \frac{\dot{V}_2^2 - \dot{V}_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1) = 0$$

Sustituyendo los valores se tiene:

$$1.0018 \frac{\text{cm}^3}{\text{g}} (\Delta \text{P}) \left(\frac{10^3}{10^6 \text{ cm}^3} \right) \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} + \left(\frac{20^2 - 10^2}{2\,000} \right) \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} +$$

$$9.7 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} (22 \text{ m}) \frac{1}{1\,000} = 0$$

$$\Delta P = -0.36 \text{ MPa}$$

El signo negativo indica que la presión disminuye en la dirección del flujo. Ahora ya se puede obtener el valor de la presión en la entrada con:

$$\Delta P = P_2 - P_1$$

en donde:

$$P_1 = P_2 - \Delta P$$

Sustituyendo:

$$P_1 = 0.362 \text{ MPa} + 0.15 \text{ MPa}$$

$$\mathbf{P_1 = 0.512 \text{ MPa}}$$

El flujo másico se obtiene de la expresión:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_1 A_1}{v_1}$$

Al sustituir las magnitudes:

$$\dot{m} = \frac{10 \frac{\text{m}}{\text{s}} (0.785)\,(4^2 \text{ cm}^2) \left(\frac{1}{10^4} \frac{\text{m}^2}{\text{cm}^2} \right)}{1.0018 \frac{\text{cm}^3}{\text{g}} \left(10^3 \frac{\text{g}}{\text{kg}} \right) \left(\frac{\text{m}^3}{10^6 \text{ cm}^3} \right)}$$

$$\mathbf{\dot{m} = 12.53 \text{ kg/s}}$$

El diámetro de la tubería de salida se obtiene fácilmente en la ecuación de conservación de la masa:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

la cual es:

$$\rho_1 A_1 \dot{V}_1 = \rho_2 A_2 \dot{V}_2$$

donde:

$$A_2 = \frac{A_1 \dot{V}_1}{\dot{V}_2}$$

Puesto que el área es:

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

Sustituyendo se tiene:

$$D_2 = D_1 \left(\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} \right)^{1/2}$$

Con las magnitudes numéricas:

$$D_2 = 4 \text{ cm} \left(\frac{10}{20} \right)^{1/2}$$

$$\mathbf{D_2 = 2.83 \text{ cm}}$$

El flujo de un líquido por una tubería se considera de tipo adiabático y las únicas energías que se intercambian son la cinética, la potencial y el trabajo de flujo. La caída de presión en este caso es de 3.63 bares para un flujo másico de 12.53 kg/s.

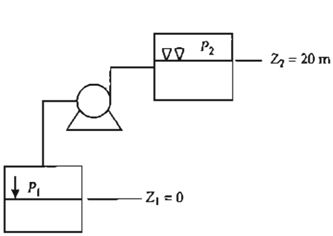
PROBLEMA III.33

Objetivo: Aplicar la ecuación de conservación de la energía a un sistema de bombeo y calcular la potencia que se le suministra a la bomba.

Se bombea agua desde 2 bares, 15 C y 2 m/s hasta de 6.0 bares, 8 m/s y 20.0 m verticalmente hacia arriba, por una tubería adiabática de 2.0 cm de diámetro y sin fricción. Determine: *a)* el gasto másico; *b)* el trabajo de flecha, y *c)* la potencia. Considere todos los términos de energía si dispone de información suficiente acerca de ellos; el valor de la gravedad es de 9.80 m/s².

Datos

$P_1 = 2$ bares
$T_1 = 15$ C
$\dot{V}_1 = 2$ m/s
$P_2 = 6$ bares
$\dot{V}_2 = 8$ m/s
$D_2 = 2$ cm
$Z_2 = 20$ m
$\Delta Q = \Delta S = 0$
$g = 9.8$ m/s²
a) $\dot{m} = ?$
b) $\Delta w = ?$
c) $\dot{W} = ?$



Solución

El flujo másico que se maneja en el sistema de bombeo se determina con la ecuación de flujo:

$$\dot{m} = \rho \dot{V} A$$

o bien:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_2 A_2}{v_2}$$

Como se conocen todas las magnitudes, entonces:

$$\dot{m} = \frac{8 \frac{\text{m}}{\text{s}} (0.785)\, (2^2\ \text{cm}^2 \left(\frac{\text{m}^2}{10^4\ \text{cm}^2} \right)}{1.0018 \frac{\text{cm}^3}{\text{g}} \left(10^3 \frac{\text{g}}{\text{kg}} \right) \left(\frac{\text{m}^3}{10^6\ \text{cm}^3} \right)}$$

$$\dot{m} = \mathbf{2.51\ kg/s}$$

Para encontrar la potencia que se suministra a la bomba se aplica la ecuación de conservación de la energía:

$$\Delta w = \Delta h + \Delta Ec + \Delta Ep$$

o bien:

$$\Delta w = \Delta u + v \,\Delta P + \Delta Ec + \Delta Ep$$

Como el cambio de energía interna es nulo, entonces:

$$\Delta w = \left(\frac{1.001 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \left(404 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} \right)}{10^3} \right) +$$

$$\left(\frac{8^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} - 2^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2(10^3) \frac{J}{\text{kJ}}} \right) + \left(\frac{9.8 \frac{m}{s^2} (20\ m)}{10^3 \frac{J}{\text{kJ}}} \right)$$

$$\Delta w = \mathbf{0.630\ kJ/kg}$$

La potencia se obtiene si se multiplica el trabajo que se suministra a la bomba por el flujo másico que se está manejando, esto es:

$$\dot{W} = \Delta w\, \dot{m}$$

Sustituyendo los valores:

$$\dot{W} = (0.630\ \text{kJ/kg})\ (2.51\ \text{kg/s})$$

$$\dot{W} = 1.58\ \text{kJ/s}$$

$$\dot{W} = \mathbf{1.58\ kW}$$

En una estación de bombeo el trabajo suministrado a la bomba se obtiene si se aplica la ecuación de conservación de la energía entre los recipientes de salida y la entrada. En este caso la potencia es de 1.58 kW al flujo de 2.51 kg/s de agua en las condiciones determinadas.

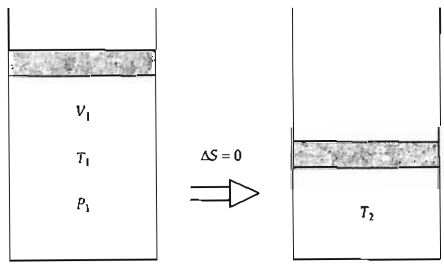
PROBLEMA III.34

Objetivo: Calcular el trabajo que se realiza en la compresión isentrópica de un gas cuando se considera real o ideal.

Un cilindro con pistón comprime isentrópicamente nitrógeno desde 20 bares, 250 K y 1.0 L hasta 400 K. Si el gas se considera real, determine: *a)* la presión final; *b)* el trabajo; *c)* el volumen final, y *d)* si se supone que la sustancia es un gas ideal, determine el trabajo.

Datos

N_2
$P_1 = 1$ bar
$T_1 = 250$ K
$V_1 = 1$ L
$\Delta S = 0$
$T_2 = 400$ K
a) $P_2 = ?$ bar
b) $\Delta W = ?$ kJ
c) $V_2 = ?$ L
d) $\Delta W = ?$ kJ, ideal



Solución

Debido a que el proceso de compresión se lleva a cabo de manera isentrópica, con el valor de la entropía del estado inicial, que es igual al final, y la temperatura, se encuentra en las tablas la presión, es decir:

$$s_2 = s_1 = 5.746\ \text{kJ/kg K}$$

Este valor corresponde a la temperatura de $T = 400$ K. Entonces, de las tablas del nitrógeno se encuentra que:

$$P_2 = \mathbf{100\ bares}$$

El trabajo se obtiene si se aplica la primera ley de la termodinámica al sistema cerrado:

$$\Delta U = \Delta W + \Delta Q$$

Como el proceso es adiabático, entonces:

$$\Delta W = \Delta U$$

$$\Delta W = m \, \Delta u$$

La masa contenida en el cilindro se determina de las condiciones iniciales y el volumen específico se obtiene de las tablas:

$$m = \frac{V_1}{v_1}$$

$$m = \frac{1 \text{ L}}{36.6 \text{ L/kg}}$$

$$m = 0.0273 \text{ kg}$$

Los valores de la energía interna también se obtienen de dichas tablas:

$$\Delta W = 0.0273 \text{ kg } (383.6 - 280.1) \text{kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta W = 2.83 \text{ kJ}}$$

El volumen final se tiene al aplicar la relación:

$$V_2 = m \, v_2$$

Como la masa es la misma y se conoce el v_2, entonces:

$$V_2 = 0.0273 \text{ kg } (12.3 \text{ L/kg})$$

$$\mathbf{V_2 = 0.336 \text{ L}}$$

Para obtener el trabajo como si fuera gas ideal se aplica la misma ecuación de energía:

$$\Delta W = m \, \Delta u$$

y la masa se obtiene de la ecuación de gas ideal, que para las condiciones iniciales proporciona:

$$m = \frac{P V}{Ru \, T}$$

Sustituyendo valores:

$$m = \frac{20 \text{ bares } (10^{-3}) \text{ } 28 \text{ kg/kgmol}}{0.08314 \text{ bar m}^3\text{/kgmol K } (250 \text{ K})}$$

$$m = 0.0269 \text{ kg}$$

en unidades de kgmol es:

$$\mathbf{m = 9.6 \times 10^{-4} \text{ kgmol}}$$

Sustituyendo los valores se tiene:

$$\Delta W = u \Delta v = (9.6 \cdot 10^{-4} \text{ kgmol}) \, (8.314 - 5.188) \text{ kJ/kgmol}$$

$$\mathbf{\Delta W = 3.01 \text{ kJ}}$$

Los valores obtenidos para el trabajo resultan ser diferentes en un 6% si se considera al nitrógeno como gas ideal, ya que los resultados obtenidos son 2.83 kJ como real y 3.01 kJ como ideal.

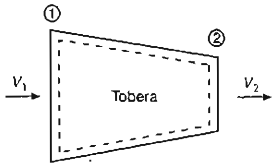
PROBLEMA III.35

Objetivo: Calcular el área de salida de una tobera cuando pasa vapor de agua en condición de flujo isentrópico.

En una tobera se expande isentrópicamente vapor de agua desde 1.5 bares y 120 C hasta 1 bar. *a)* Si la velocidad de entrada es despreciable, ¿cuál es la velocidad de salida?; *b)* si el gasto másico es 20 kg/min, ¿cuál es el área de salida de la tobera?

Datos

Vapor de agua
$P_1 = 1.5$ bares
$T_1 = 120$ C
$\Delta S = 0$
$P_2 = 1$ bar
a) $\dot{V}_1 = 0,\ \dot{V}_2 = ?$
b) $\dot{m} = 20$ kg/min, $A_2 = ?$ cm²



Solución

Si se aplica la ecuación de conservación de la energía al volumen de control marcado con la línea segmentada de la figura, se tiene:

$$\Delta q + \Delta w = (h_2 - h_1) + \frac{\dot{V}_2^2 - \dot{V}_1^2}{2} + g\,(Z_2 - Z_1)$$

Con las restricciones de flujo adiabático, que no hay trabajo suministrado ni generado, no hay cambios apreciables en la energía potencial, entonces:

$$\Delta h + \Delta Ec = 0$$

Puesto que la energía cinética es:

$$\Delta Ec = \frac{\dot{V}_2^2 - \dot{V}_1^2}{2}$$

y como la velocidad de entrada es despreciable, entonces:

$$\frac{\dot{V}_2^2}{2} = (h_1 - h_2)$$

Para determinar la condición de salida del vapor de agua se aplica la restricción de flujo isentrópico, que implica:

$$s_1 = s_2$$

Se buscan en las tablas la presión y temperatura dadas a la entrada y se tiene:

$$s_1 = 7.2693 \text{ kJ/kg} = s_2$$

Con este valor y el de la presión de 1 bar a la salida se encuentra que el vapor de agua sale como una mezcla, cuya calidad es:

$$X_2 = \left[\frac{7.2693 - 1.3026}{7.3594 - 1.3026}\right] \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ K kg} \frac{\text{K}}{\text{kJ}}$$

$$X_2 = 0.985$$

Con esta magnitud se determina la entalpía del vapor a la salida:

$$X_2 = \frac{h_2 - 417.46}{2\,675 - 417.46}$$

$$h_2 = 2\,641.87 \text{ kJ/kg}$$

Sustituyendo este valor en la ecuación de la velocidad:

$$\dot{V}_2 = \left[2(2\,711.4 - 2\,641.9)\text{ kJ/kg} \cdot 10^3\,(\text{m}^2\text{ kg})/(\text{s}^2\text{ kJ})\right]^{1/2}$$

$$\mathbf{\dot{V}_2 = 373\ m/s}$$

La determinación del área a la salida de la tobera se realiza con la ecuación de flujo másico:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_2 A_2}{v_2}$$

Al despejar el área se obtiene:

$$A_2 = \frac{\dot{m}\, v_2}{\dot{V}_2}$$

El volumen específico es igual a:

$$v_2 = 1.04 \text{ cm}^3/\text{g} + 0.985\,(1\,693)$$

$v_2 = 1\ 668.8\ \mathrm{cm^3/g}$

Por lo tanto el área será:

$$A_2 = \frac{20\ \dfrac{\mathrm{kg}}{\mathrm{min}} \left(1\ 668.8\ \dfrac{\mathrm{cm^3}}{\mathrm{g}}\right) 10^3\ \dfrac{\mathrm{g}}{\mathrm{kg}}}{373\ \dfrac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}} \left(60\ \dfrac{\mathrm{s}}{\mathrm{min}}\right) 100\ \dfrac{\mathrm{cm}}{\mathrm{m}}}$$

$$A_2 = 14.91\ \mathrm{cm^2}$$

El flujo isentrópico de 20 kg/min de vapor de agua a través de la tobera del problema ocasiona que la velocidad sea de 373 m/s y el área de 14.91 cm^2.

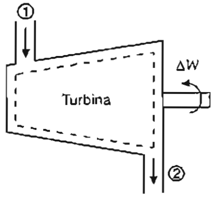
PROBLEMA III.36

Objetivo: Aplicar la ecuación de conservación de la energía a una turbina y calcular el trabajo realizado.

En una turbina isentrópica entra refrigerante 12 a 10 bares y 120 C y sale a 1 bar. Determine el trabajo despreciando los cambios de las energías cinética y potencial.

Datos

Turbina
R12
$P_1 = 10$ bares
$T_1 = 120$ C
$\Delta S = 0$
$P_2 = 1$ bar
$\Delta w = ?$



Solución

Para determinar la magnitud del trabajo que realiza el refrigerante sobre la turbina se aplica la ecuación de conservación de la energía al volumen de control marcado con línea segmentada en la figura:

$$\Delta w + \Delta q = h_2 - h_1 + \frac{\dot{V}_2^2 - \dot{V}_1^2}{2} + Z_2 - Z_1$$

Con las restricciones del problema se obtiene:

$$A\ w = h_2 - h_1$$

Con la condición de que el flujo sea isentrópico, la entropía a la salida de la turbina es:

$$s_2 = s_1 = 0.8482\ \mathrm{kJ/kg\ K}$$

Con este valor en las tablas del refrigerante y a la presión de 1 bar se obtiene que éste aún está como vapor sobrecalentado, cuya magnitud de entalpía es:

$$h_2 = 210\ \mathrm{kJ/kg}$$

y la temperatura a la que sale el refrigerante es de 30 C; sustituyendo los valores de entalpía:

$$\Delta w = 210\ \mathrm{kJ/kg} - 262.25\ \mathrm{kJ/kg}$$

$$\Delta w = -52.2\ \mathrm{kJ/kg}$$

La magnitud del trabajo realizado por la sustancia se determina por la diferencia de entalpías, porque no existe transferencia de calor ni diferencia de energías cinética y potencial. En este caso el trabajo es de –52.2 kJ/kg, el signo negativo es porque el volumen de control pierde esta cantidad.

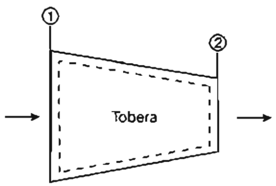
PROBLEMA III.37

Objetivo: Calcular la eficiencia adiabática de una tobera por la cual pasa un gas.

En una tobera entran 2.0 kg/s de aire a 1.6 bares, 67 C y velocidad despreciable. A la salida la presión es de 1.0 bar y la velocidad es 283 m/s. Determine: *a)* la eficiencia adiabática de la tobera; *b)* la temperatura real a la salida, y *c)* el área de salida.

Datos

Tobera
Aire
$P_1 = 1.6$ bares
$T_1 = 67$ C
$\dot{V}_1 \approx 0$
$P_2 = 1$ bar
$\dot{V}_2 = 283$ m/s
$m = 2$ kg/s
a) $\eta_{ad.} = ?$
b) $T_2 = ?$
c) $A_2 = ?$



Solución

La eficiencia adiabática de una tobera se define como la relación que existe entre la energía cinética real y la energía cinética isentrópica, esto es:

$$\eta_{ad.} = \frac{\dot{V}_{2a}^2}{\dot{V}_{2s}^2}$$

La energía cinética isentrópica de la tobera se obtiene si se aplica la ecuación de conservación de la energía al volumen de control marcado con línea segmentada en la figura. Puesto que se desprecia la velocidad de entrada, entonces:

$$\frac{\dot{V}_{2s}^2}{2} = h_1 - h_{2s}$$

Como no se conoce la temperatura a la salida de la tobera no se puede calcular la entalpía en esta sección, por lo tanto se aplica la ecuación de flujo isentrópico:

$$s_2^0 = s_1^0 + Ru \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$$

Sustituyendo los valores conocidos:

$$s_2^0 = 1.8279 \text{ kJ/kg K} + \frac{8.314}{29} \ln\left(\frac{1}{1.6}\right) \text{kJ/kg K}$$

$$s_2^0 = 1.6931 \text{ kJ/kg K}$$

Con este valor y con la presión de 1 bar se obtiene de las tablas del aire la temperatura que le corresponde:

$$T_{2s} = 297.4 \text{ K}$$

y la entalpía vale:

$$h_2 = 297.5 \text{ kJ/kg}$$

Sustituyendo en la ecuación de la energía cinética:

$$\dot{V}_{2s}^2 = 2(1\,000)\,(340.42 - 297.5) \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$\dot{V}_{2s} = \mathbf{292.8\ m/s}$$

Ésta es la magnitud de la velocidad isentrópica de salida.

La eficiencia adiabática se determina como:

$$\eta_{ad.} = \frac{283^2}{292.8^2}$$

$$\eta_{ad.} = \mathbf{0.983}$$

La temperatura real se calcula con la ayuda de la ecuación de conservación de la energía y despejando a la entalpía de salida, pero la energía cinética de esta sección será la que se proporcionó en el enunciado del problema:

$$h_2 = h_1 + \frac{\dot{V}_2^2 - \dot{V}_{2a}^2}{2}$$

Sustituyendo los valores:

$$h_2 = 340.42\ \text{kJ/kg} + \frac{0 - 283^2}{2\ (1\ 000)}\ \text{kJ/kg}$$

$$h_2 = 300.4\ \text{kJ/kg}$$

Con este valor y la presión de salida en las tablas se encuentra que la temperatura correspondiente es de:

$$T_2 = \mathbf{300\ K}$$

Para obtener la sección transversal de salida se aplica la ecuación del flujo másico, la cual es:

$$A_2 = \frac{\dot{m}\, v_2}{\dot{V}_2}$$

El volumen específico se obtiene de la ecuación de gas ideal, por lo tanto:

$$A_2 = \frac{2\ \text{kg/s}\ (0.08314)\ \dfrac{\text{bar m}^3}{\text{kgmol K}}\ 300\ \text{K}}{29\ \dfrac{\text{kg}}{\text{kg mol}}\ (283)\ \dfrac{\text{m}}{\text{s}}\ 1\ \text{bar}}$$

$$A_2 = 6.078 \cdot 10^{-3}\ \text{m}^2$$

$$A_2 = \mathbf{60.8\ cm^2}$$

Cuando fluye un gas ideal por una tobera es posible obtener los valores de los estados de entrada y de salida aplicando las ecuaciones que lo describen, ya que además se cuenta con los datos de las tablas. En este caso se obtiene la eficiencia adiabática de 98.3%, este valor significa que el flujo tiene cierta irreversibilidad.

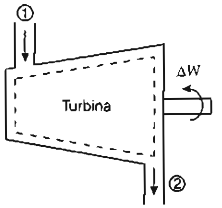
PROBLEMA III.38

Objetivo: Calcular la temperatura real con la que sale el aire de una turbina.

La eficiencia de una turbina es de 80% cuando produce 100 kJ/kg de trabajo real. La temperatura del aire a la entrada es 460 K y su presión de salida es de 0.10 MPa. Determinar: *a)* la temperatura real de salida; *b)* la temperatura isentrópica, y *c)* la presión a la entrada.

Datos

Turbina
$\eta = 80\%$
$\Delta w = 100$ kJ/kg
$T_1 = 460$ K
$P_2 = 0.1$ MPa
a) $T_2 = ?$ K
b) $T_{2s} = ?$ K
c) $P_1 = ?$ MPa



Solución

Al aplicar la ecuación de conservación de la energía al volumen de control marcado con línea segmentada en la figura, se obtiene:

$$\Delta w + \Delta q = h_2 - h_1 + \frac{\dot{V}_2^2 - \dot{V}_1^2}{2} + Z_2 - Z_1$$

Con las restricciones del problema y considerando las condiciones adiabáticas:

$$\Delta w_{ad.} = h_{2ad.} - h_1$$

Al despejar la entalpía adiabática:

$$h_{2ad.} = \Delta w_{ad.} + h_1$$

Sustituyendo los valores:

$$h_{2ad.} = -100 \text{ kJ/kg} + 462.2 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2ad.} = 362.02 \text{ kJ/kg}$$

Con este valor y la presión de 1 bar en las tablas de aire se encuentra que:

$$T_{2ad.} = 360 \text{ K} + 10\left(\frac{362.02 - 360.58}{370.67 - 360.58}\right)\text{K}$$

$$\mathbf{T_{2ad.} = 361.4 \text{ K}}$$

Para la temperatura isentrópica de salida se hace uso de la definición de eficiencia adiabática, que para el caso de la turbina está dado por la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{h_1 - h_{2ad.}}{h_1 - h_{2s}}$$

Sustituyendo los valores numéricos se tiene:

$$\eta = \frac{100}{(462.02 - h_{2s})} = 0.8$$

de donde la entalpía isentrópica vale:

$$h_{2s} = 337.02 \text{ kJ/kg}$$

Con la entalpía y la ayuda de las tablas, la temperatura isentrópica es:

$$\mathbf{T_{2s} = 337 \text{ K}}$$

y la entropía de salida tiene una magnitud de:

$$s_2^0 = 1.8189 \text{ kJ/kgmol K}$$

La presión de entrada de la turbina se puede obtener de la ecuación:

$$s_2^0 - s_1^0 + Ru \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = 0$$

que se aplica al aire, como gas ideal. La ecuación de la relación de presiones es:

$$\frac{P_2}{P_1} = 0.333$$

Despejando la presión inicial:

$$P_1 = \frac{0.1 \text{ MPa}}{0.333}$$

$$\mathbf{P_1 = 0.3 \text{ MPa}}$$

Entre las condiciones de trabajo real e isentrópico en una turbina siempre hay una diferencia que va a depender de las irreversibilidades que se tengan en el flujo. En este caso, las temperaturas real e isentrópica tienen valores de 361 K y 337 K respectivamente.

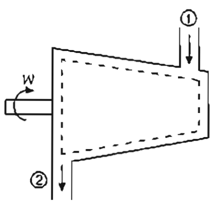
PROBLEMA III.39

Objetivo: Calcular el trabajo real que se le suministra a un compresor, considerando su eficiencia real.

Se comprime adiabáticamente aire desde 1 bar y 17 C hasta 6 bares. Si la eficiencia del compresor es de 82%, determine: *a)* la temperatura real de salida; *b)* la elevación de la temperatura debida a irreversibilidades, y *c)* el trabajo real.

Datos

Aire
$\Delta Q = 0$
$P_1 = 1$ bar
$T_1 = 17$ C
$P_2 = 6$ bares
$\eta = 82$ %
a) $T_{2ad.} = ?$ C
b) $\Delta T = ?$ C
c) $\Delta w_{ad.} = ?$ kJ/kg



Solución

Para obtener el valor de la temperatura del aire a la salida del compresor es necesario conocer, además de la presión, otra magnitud que permita emplear las tablas del gas con el que se está trabajando. Se requiere calcular las temperaturas real e isentrópica en esta sección. Primero se obtiene la temperatura isentrópica, con la ayuda de la ecuación de eficiencia de la turbina:

$$\eta = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2ad.} - h_1}$$

$$s_2^0 = s_1^0 + Ru \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$$

Sustituyendo los valores numéricos:

$$s_2^0 = 1.6680 \text{ kJ/kg K} + \frac{8.314}{29} \ln \frac{6}{1} \text{ kJ/kg K}$$

$$s_2^0 = 2.1818 \text{ kJ/kg K}$$

Con este valor y con ayuda de las tablas del aire, se encuentra que:

$$T_2 = 482 \text{ K}$$

De aquí también se determina el valor de la entalpía:

$$h_{2s} = 484.5 \text{ kJ/kg}$$

Sustituyéndolo en la ecuación de eficiencia:

$$h_{2ad.} - h_1 = \frac{(484.5 - 290.2) \text{ kJ/kg}}{0.82}$$

Despejando y sustituyendo el valor de la entalpía inicial:

$$h_{2ad.} = 290.2 \text{ kJ/kg} + 237.20 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2ad.} = 527.2 \text{ kJ/kg}$$

Nuevamente de las tablas del gas se obtiene que la temperatura adiabática es de:

$$T_{2ad.} = 524 \text{ K}$$

$$T_{2ad.} = 251 \text{ C}$$

La diferencia de temperaturas que existe por las irreversibilidades es:

$$\Delta T = T_{2ad} - T_{2s}$$

$$\Delta T = 524 \text{ K} - 482 \text{ K}$$

$$\Delta T = 42 \text{ C}$$

El trabajo real que se le suministra al compresor se obtiene si se aplica la ecuación de conservación de la energía al volumen de control de la figura, y el resultado es:

$$\Delta w_{ad.} = h_{2ad.} - h_1$$

Sustituyendo los valores conocidos se obtiene:

$$\Delta w_{ad.} = 237 \text{ kJ/kg}$$

Las irreversibilidades que hay en el flujo hacen que exista una diferencia entre la temperatura adiabática y la isentrópica. En este caso es de 42 C; el trabajo que se le suministra al compresor es de 237 kJ/kg.

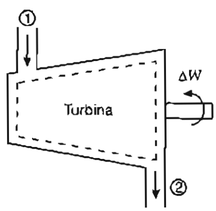
PROBLEMA III.40

Objetivo: Calcular el trabajo de flecha que genera una turbina cuando el flujo es isentrópico.

Por una turbina se expande dióxido de carbono desde 0.9 hasta 0.1 MPa. La temperatura inicial es 587 C y el proceso de expansión obedece la relación $Pv^2 = 0.170$ MPa m⁶/kg². *a)* Si el proceso es sin fricción, determine el trabajo de flecha. *b)* Si la temperatura final es 47 C, determine la magnitud y dirección de la transferencia de calor.

Datos

CO_2
Turbina
$P_1 = 0.9$ MPa
$T_1 = 587$ C
$P_2 = 0.1$ MPa
$Pv^2 = 0.17$
a) $\Delta w = ?$
b) $\Delta Q = ?$, si $T_2 = 47$ C



Solución

Cuando no hay fricción, el trabajo de flecha en la turbina es el trabajo isentrópico. Por lo tanto, si se aplica la ecuación de conservación de la energía al volumen de control seleccionado en la figura con línea segmentada, proporciona la ecuación:

$$\Delta w = h_2 - h_1$$

que también es igual a:

$$\Delta w = v\, dP$$

De la expresión:

$$Pv^2 = 0.17$$

se tiene que:

$$v = \left(\frac{c}{P}\right)^{1/2}$$

Sustituyendo en la ecuación anterior:

$$\Delta w = c^{1/2} \frac{dP}{P^{1/2}}$$

que al integrar entre las presiones de entrada y de salida resulta:

$$\Delta w = 2\, c^{1/2} \left(P_2^{1/2} - P_1^{1/2}\right)$$

Sustituyendo los valores:

$$\Delta w = 2(0.17\frac{\text{MPa m}^6}{\text{kg}^2})^{1/2}\left[(0.1\text{ MPa})^{1/2} - (0.9\text{MPa})^{1/2}\right]$$

$$\mathbf{\Delta w = -521\ kJ/kg}$$

Para calcular el calor transferido se aplica la misma ecuación de conservación de la energía, pero ahora se considera que el flujo no es adiabático, con lo cual el calor es:

$$\Delta q = \Delta h - \Delta w$$

Sustituyendo los valores de la entalpía a las temperaturas dadas, se tiene:

$$\Delta q = \frac{(10\,186\text{ kJ/kgmol} - 35\,296\text{ kJ/kgmol})}{44\text{ kJ/kgmol}}(-521\text{ kJ/kg})$$

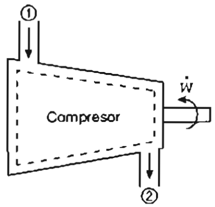
$$\mathbf{\Delta q = -49.68\ kJ/kg}$$

La diferencia de entalpía para un flujo isentrópico se calcula con la ecuación $\Delta h = v\,dP$, la cual permite calcular el trabajo obtenido de la turbina, que en este caso es de 521 kJ/kg. Si el flujo es no adiabático, entonces la transferencia de calor sí existe; en este caso es de –49.68 kJ/kg y el signo negativo significa que lo pierde el fluido de trabajo.

PROBLEMA III.41

Objetivo: Calcular la potencia que se suministra a un compresor cuando el flujo es isentrópico y no adiabático.

Se comprimen 0.95 kg/s aire isotérmicamente desde 96 kPa y 7 C hasta 480 kPa. Las energías cinética y potencial son despreciables. Calcule: *a)* la potencia, y *b)* la rapidez con que se extrae calor, si el proceso es sin fricción.



Datos

Aire
$T = c$
$P_1 = 96$ kPa
$T_1 = 7$ C
$P_2 = 480$ kPa
$\dot{m} = 0.95$ kg/s
$Ec = Ep = 0$
$\Delta S = c$
a) $\dot{W} = ?$ kW
b) $\dot{Q} = ?$ kJ/s

Solución

Cuando el flujo es isentrópico, el trabajo de flecha en el compresor se calcula aplicando la ecuación de conservación de la energía al volumen de control marcado con línea segmentada en la figura. La ecuación resultante, con las restricciones impuestas, es:

$$\Delta w = h_2 - h_1 + \frac{\dot{V}_2^2 - \dot{V}_1^2}{2} + Z_2 - Z_1 - \Delta q$$

Para el caso de un proceso internamente reversible es igual a:

$$\Delta w = v\,dP$$

De la ecuación de gas ideal:

$$v = \frac{Ru\,T}{P}$$

Sustituyendo en la anterior:

$$\Delta w = Ru\,T\,\frac{dP}{P}$$

Al integrar se obtiene:

$$\Delta w = Ru\,T \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$$

Sustituyendo los valores numéricos:

$$\Delta w = \frac{8.314 \text{ kJ/kgmol K}}{29 \text{ kg/kgmol}} (280 \text{ K}) \ln\left(\frac{480}{96}\right)$$

$$\Delta w = 129.2 \text{ kJ/kg}$$

Este trabajo de flecha multiplicado por el flujo másico proporciona la potencia solicitada, es decir:

$$\dot{W} = \dot{m}\,\Delta w$$

$$\dot{W} = 0.95 \text{ kg/s } (129.2 \text{ kJ/kg})$$

$$\mathbf{\dot{W} = 122.7 \text{ kW}}$$

Para el cálculo del flujo de calor en el compresor se aplica la ecuación de energía, pero considerando la potencia; la ecuación es:

$$\dot{Q} = \dot{m}\,\Delta h - \dot{W}$$

Sustituyendo los valores:

$$\mathbf{\dot{Q} = -\,122.7 \text{ kJ/s}}$$

La potencia que se necesita suministrar a un compresor para incrementar la presión del aire, en las condiciones que plantea el problema, se determina si se conoce el flujo másico y el trabajo. En este caso es de 122.7 kW.

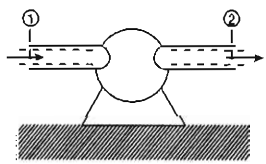
PROBLEMA III.42

Objetivo: Calcular la eficiencia adiabática de una bomba.

Por una tubería de 22.0 cm² se suministra agua a 1 bar, 20 C y 2.6 m/s a una bomba cuya potencia en la flecha es de 4.0 kW. Las condiciones de salida del agua son 6.0 bares y 7.8 m/s. Determine: *a)* la eficiencia adiabática de la bomba, y *b)* la elevación de la temperatura del fluido para el proceso adiabático.

Datos

Bomba
Agua
$P_1 = 1$ bar
$T_1 = 20$ C
$\dot{V}_1 = 2.6$ m/s
$A_1 = 22$ cm²
$P_2 = 6$ bares
$\dot{V}_2 = 7.8$ m/s
$\dot{W} = 4$ kW
a) $\eta_{ad.} = ?$
b) $\Delta T = ?$



Solución

La eficiencia adiabática de una bomba se define como la relación que existe entre la potencia isentrópica respecto a la potencia suministrada en la flecha, es decir:

$$\eta_{ad.} = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_{real}}$$

La potencia isentrópica se obtiene de multiplicar el trabajo realizado sobre el fluido por el flujo másico que se maneja:

$$\dot{W} = \dot{m}\,\Delta w$$

El trabajo realizado sobre el fluido se obtiene si se aplica la ecuación de conservación de la energía al volumen de control marcado con la línea segmentada en la figura; el resultado es:

$$\Delta w = v\,\Delta P + \Delta Ec$$

que al sustituir los valores numéricos da:

$$\Delta w = 1.0018\,(5)\,\frac{10^5}{10^6}\left(\frac{kJ}{kg}\right) + \frac{(7.8^2 - 2.6^2)}{2\,000}\ kJ/kg$$

$$\Delta w = 0.5036\ kJ/kg$$

El flujo másico se obtiene de la ecuación:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V} A}{.v}$$

Al sustituir las magnitudes:

$$\dot{m} = \frac{2.6\ m/s\ (22)\ cm^2}{1.0018\ cm^3/g}\left(\frac{10^2\ cm/m}{10^3\ g/kg}\right)$$

$$\dot{m} = 5.71\ kg/s$$

Sustituyendo en la ecuación de potencia isentrópica:

$$\dot{W} = 5.71\ kg/s\ (0.5036\ kJ/kg)$$

$$\dot{W} = 2.88\ kW$$

La eficiencia resulta:

$$\eta_{ad.} = \frac{2.88\ kW}{4\ kW}$$

$$\eta_{ad.} = \mathbf{0.72}$$

Para determinar el incremento de temperatura que sufre el fluido de la misma ecuación de conservación de la energía, pero con el trabajo adiabático, se tiene que:

$$\Delta w_{ad.} = \Delta u + v\,\Delta P + \Delta Ec = \frac{\dot{W}_{ad.}}{\dot{m}}$$

$$\Delta u + 0.5036\ kJ/kg = \frac{4\ kW}{5.71\ kg/s} = 0.7005\ kJ/kg$$

$$\Delta u = 0.7005\ kJ/kg - 0.5036\ kJ/kg$$

$$\Delta u = 0.1969\ kJ/kg$$

Como el incremento de la energía interna es igual a:

$$\Delta u = C\,\Delta T$$

con C como la capacidad térmica específica del fluido, entonces:

$$\Delta T = \frac{\Delta u}{C}$$

esto es:

$$\Delta T = \frac{0.1969\ kJ/kg}{4.18\ kJ/kg\ C}$$

$$\mathbf{\Delta T = 0.047\ C}$$

La eficiencia de una bomba es la relación que existe entre el trabajo isentrópico respecto al real. El primero se obtiene al aplicar la ecuación de conservación de la energía al volumen de control que en este caso resultó ser de 72%, y el incremento de temperatura del fluido al pasar por la bomba es mínimo.

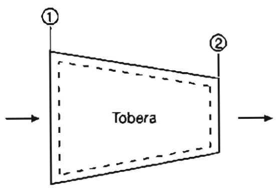
PROBLEMA III.43

Objetivo: Calcular el cambio de energía interna y la eficiencia adiabática de una tobera cuando el flujo es isentrópico.

Por una tobera pasa un fluido de 0.86 de densidad relativa. A la entrada las condiciones son 3.9 bares, 25 C y 0.75 m/s, y a la salida 16.3 m/s y 2.66 bares. Determine: *a)* el cambio de energía interna del proceso real, y *b)* la eficiencia de la tobera.

Datos

$\delta = 0.86$
$P_1 = 3.9$ bares
$T_1 = 25$ C
$\dot{V}_1 = 0.75$ m/s
$\dot{V}_2 = 16.3$ m/s
$P_2 = 2.66$ bares
a) $\Delta u = ?$
b) $\eta = ?$



Solución

Para calcular el cambio en la energía interna que se da en el fluido a su paso por la tobera se aplica la ecuación de conservación de la energía al volumen de control seleccionado en la figura; el resultado es:

$$\Delta h + \Delta Ec = 0$$

Puesto que el incremento de entalpía es:

$$\Delta h = \Delta u + v\Delta P$$

si se sustituye en la primera ecuación queda:

$$-\Delta u = v\Delta P + \Delta Ec$$

Como se conocen todos los valores numéricos, entonces:

$$-\Delta u = \frac{1}{1\,000 \times 0.83}(2.66 - 3.90)\,(10^2)\ \text{kJ/kg} +$$

$$\frac{(16.3)^2 - (0.75)^2}{2\,000}\ \text{kJ/kg}$$

$$\Delta u = \mathbf{0.01303\ kJ/kg}$$

La eficiencia de la tobera es igual a la relación que existe entre la energía cinética real respecto a la isentrópica, esto es:

$$\eta = \frac{\Delta Ec_{\text{ad.}}}{\Delta Ec_s}$$

$$\eta = \frac{\dot{V}^2_{2\text{ad}}}{\dot{V}^2_{2s}}$$

De la ecuación de conservación de la energía se tiene:

$$v\Delta P + \Delta Ec = 0$$

numéricamente:

$$-\frac{1}{1\,000 \times 0.83}(2.66 - 3.90) \times 10^2\ \text{kJ/kg} = \frac{\left(\dot{V}^2_s\right)^2 - (0.75)^2}{2\,000}$$

$$\dot{V}^2_{2s} = 291.76\ \text{m}^2/\text{s}^2$$

$$\dot{V}_{2s} = 17.08\ \text{m/s}$$

Sustituyendo en la ecuación de la eficiencia:

$$\eta = \frac{16.3\ \text{m/s}}{17.08\ \text{m/s}}$$

$$\eta = \mathbf{0.95}$$

Cuando un fluido incompresible pasa por una tobera sufre un incremento en la energía cinética, a la vez que su energía interna aumenta ligeramente. En este caso este valor es de 0.0116 kJ/kg y la eficiencia de la tobera resulta ser de 95 por ciento.

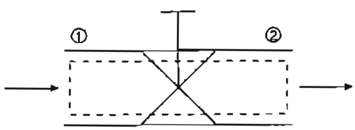
PROBLEMA III.44

Objetivo: Calcular el cambio de temperatura que sufre un líquido cuando se estrangula.

Se estrangula agua líquida desde 50 bares y 100 C hasta 25 bares. Determine el cambio de temperatura del fluido si: *a)* el fluido es incompresible, y *b)* se utiliza interpolación lineal para los datos de líquido comprimido.

Datos

Agua líquida
$P_1 = 50$ bares
$T_1 = 100$ C
$P_2 = 25$ bares
a) $\Delta T = ?$, si el fluido es incompresible
b) $\Delta T = ?$, si hay interpolación



Solución

Si se aplica la ecuación de conservación de la energía al volumen de control de la figura se obtiene:

$$\Delta h = 0$$

Este cambio de entalpía también se expresa como:

$$v(P_1 - P_2) = C_p\,(T_2 - T_1)$$

de donde el cambio de temperatura resulta ser:

$$\Delta T = \frac{(1.0435 \times 10^{-3})\ \mathrm{m^3/kg}\ (25 \cdot 10^5)\ \mathrm{N/m^2}}{4.195 \times 10^3\ \mathrm{Nm/kg\ C}}$$

$$\mathbf{\Delta T = 0.621\ C}$$

A la condición inicial, de las tablas del agua se obtiene el valor de la entalpía, que será la misma que a la salida:

$$h_2 = h_1 = 422.72\ \mathrm{kJ/kg}$$

Haciendo la interpolación correspondiente se obtiene:

$$T_2 = 100\ \mathrm{C} + 40\left(\frac{422.72 - 420.85}{590.52 - 420.85}\right)\mathrm{C}$$

Por lo tanto, el incremento de temperatura será:

$$\Delta T = (100.523 - 100)\ \mathrm{C}$$

$$\mathbf{\Delta T = 0.523\ C}$$

En una válvula se lleva a cabo un proceso isentálpico, es decir, a entalpía constante, el fluido sufre un pequeño incremento en la temperatura. En este caso resulta ser de 0.621 C, si se le considera fluido incompresible. Sin embargo, si se emplean los datos de las tablas, el valor es de 0.523 C, que es 14.5% menor que el obtenido con las ecuaciones.

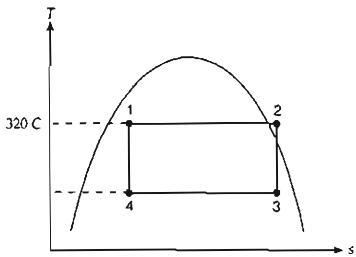
PROBLEMA III.45

Objetivo: Calcular la eficiencia térmica de un ciclo de Carnot si el fluido es agua.

En un ciclo de Carnot que utiliza agua, el estado inicial es 320 C y una calidad del 10%, el fluido se expande isotérmicamente hasta 80 bares. Este proceso va seguido por una expansión isentrópica hasta 10 bares. Para este ciclo, determine: *a)* la eficiencia térmica; *b)* el calor que se recibe; *c)* el calor que se expulsa, y *d)* el trabajo durante la expansión isentrópica.

Datos

Ciclo de Carnot
Agua
$T_1 = 320$ C
$X_1 = 10\%$
$T = c$
$P_2 = 80$ bares
$\Delta S = 0$
$P_3 = 10$ bares
a) $\eta = ?$
b) $\Delta q_e = ?$
c) $\Delta q_s = ?$
d) $\Delta w_{2\text{-}3} = ?$



Solución

La eficiencia térmica del ciclo de Carnot se calcula con la ecuación:

$$\eta = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

Sustituyendo los valores de la temperatura en unidades absolutas:

$$\eta = 1 - \frac{273 + 179.9}{273 + 320} \frac{\text{K}}{\text{K}}$$

$$\boldsymbol{\eta = 0.236}$$

El calor suministrado al ciclo se determina con la expresión:

$$\Delta S = \frac{\delta Q}{T}$$

de donde:

$$\Delta q_e = T_A (s_2 - s_1)$$

La entropía del estado inicial se determina con:

$$s_1 = s_l\, 0.9 + s_g\, 0.1$$

Sustituyendo los valores de S_g y S_l obtenidos en las tablas:

$$s_1 = 3.4480\ (0.9)\ \text{kJ/kg K} + 5.5362\ (0.1)\ \text{kJ/kg K}$$

$$s_1 = 3.6568\ \text{kJ/kg K}$$

El calor de entrada tiene entonces una magnitud de:

$$\Delta q_e = 593\ \text{K}\ (5.9489 - 3.6568)\ \text{kJ/kg K}$$

$$\boldsymbol{\Delta q_e = 1\,359\ \text{kJ/kg}}$$

El calor de salida del ciclo se calcula con la expresión:

$$\Delta q_s = T_B (s_4 - s_3)$$

La temperatura baja se obtiene con ayuda de la tablas, puesto que:

$$s_2 = s_3 = 5.9489\ \text{kJ/kg K}$$

y la presión de 10 bares. Entonces la temperatura en este estado es:

$$T_B = 179.9\ \text{C}$$

que es igual a la temperatura del estado 4. La entropía del estado 4 es la misma del 1, puesto que es un ciclo de Carnot; por lo tanto, al sustituir en la ecuación el valor:

$$\Delta q_s = 452.9 \text{ K } (3.6568 - 5.9489) \text{ kJ/kg K}$$

$$\mathbf{\Delta q_s = -1\,038.1 \text{ kJ/kg}}$$

El trabajo suministrado es en el proceso 2-3, el cual se calcula con:

$$\Delta w_{2\text{-}3} = h_3 - h_2$$

La calidad en el estado 3 se determina con la ayuda de la entropía que es conocida y aplicando la ecuación:

$$X_3 = \frac{s_3 - s_l}{s_g - s_l}$$

Su magnitud es:

$$X_3 = \frac{5.9489 - 2.1387}{6.5863 - 2.1387}$$

$$X_3 = 0.857$$

Entonces la entalpía en este estado tiene una magnitud de:

$$h_3 = 762.8 \text{ kJ/kg} + 0.857\ (2\,015.3) \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 2\,489.3 \text{ kJ/kg}$$

Sustituyendo en la ecuación del trabajo:

$$\Delta w_{2\text{-}3} = 2\,489.3 \text{ kJ/kg} - 2\,877.2 \text{ kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta w_{2\text{-}3} = -387.9 \text{ kJ/kg}}$$

La eficiencia de un ciclo de Carnot se calcula con la expresión $\eta = 1 - T_B/T_A$. En este problema es de 23.6%, y la temperatura baja se determina con la ayuda de las tablas del agua. El trabajo obtenido del ciclo es 387.9 kJ/kg y el signo negativo implica que sale del ciclo termodinámico.

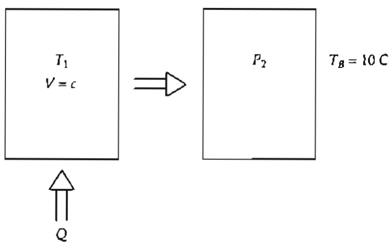
PROBLEMA III.46

Objetivo: Calcular la energía disponible que recibe el fluido en un recipiente cerrado.

Un tanque rígido contiene vapor de agua saturado a 90 C, el cual recibe calor hasta que la presión es de 1.5 bares. Para una temperatura de sumidero de 10 C, calcule la cantidad de calor que se recibe como energía disponible.

Datos

Vapor de agua saturado
$V = c$
$T_1 = 90$ C
$P_2 = 1.5$ bares
$T_B = 10$ C
$\Delta Q = ?$



Solución

El calor que se suministra al tanque se determina con la suma del proporcionado al vapor de agua más el calor que se pierde al sumidero que tiene una temperatura de 10 C, es decir:

$$\Delta q_D = \Delta q - \Delta q_0$$

El calor que se suministra al vapor de agua, se obtiene si se aplica la ecuación de la primera ley de la termodinámica:

$$\Delta q = \Delta u$$

$$\Delta q = u_2 - u_1$$

Para encontrar la magnitud de la energía en el estado final, es necesario conocer la temperatura, la cual se conoce con la ayuda de las tablas del agua, puesto que el volumen específico del fluido permanece constante:

$$v_1 = v_2 = 2\ 361\ \text{cm}^3/\text{g}$$

Con este valor y a la presión de 1.5 bares, se tiene por interpolación:

$$T_2 = 440\ \text{C} + 60\left(\frac{2\ 361 - 2\ 191}{2\ 367 - 2\ 191}\right)\text{C}$$

$$T_2 = 495\ \text{C}$$

La energía interna a esta temperatura es:

$$u_2 = 3\ 032\ \text{kJ/kg} + 0.92\ (3\ 131 - 3\ 032)\ \text{kJ/kg}$$

$$u_2 = 3\ 123\ \text{kJ/kg}$$

La entropía para el estado final es:

$$s_2 = 8.4757\ \text{kJ/kg K} + 0.92(8.6466 - 8.4757)\ \text{kJ/kg K}$$

$$s_2 = 8.6329\ \text{kJ/kg K}$$

El calor suministrado al vapor de agua es:

$$\Delta q = 3\ 123\ \text{kJ/kg} - 2\ 495\ \text{kJ/kg}$$

$$\Delta q = 628\ \text{kJ/kg}$$

El calor cedido al sumidero se determina con la expresión:

$$\Delta q_0 = T_0\,(S_2 - S_1)$$

Sustituyendo valores:

$$\Delta q_0 = 283\ \text{K}\ (8.6329 - 7.4791)\ \text{kJ/kg K}$$

$$\Delta q_0 = 327\ \text{kJ/kg}$$

Finalmente el calor suministrado al tanque es igual a:

$$\Delta q_D = 628\ \text{kJ/kg} - 327\ \text{kJ/kg}$$

$$\Delta q_D = 301\ \text{kJ/kg}$$

El valor total de calor que se le suministra al vapor de agua es igual al calor que se agrega al tanque menos el que se pierde al medio ambiente.

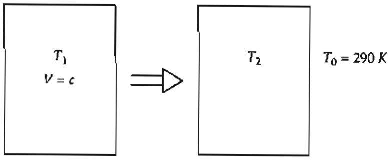
PROBLEMA III.47

Objetivo: Calcular la energía disponible que se pierde cuando se enfría un gas en un tanque cerrado y la presión se mantiene constante.

Se enfría aire desde 440 hasta 300 K, y todo el calor que expulsa llega al medio ambiente que se encuentra a 290 K. Determine la cantidad de energía disponible que fue desechada como calor. La presión es de 100 kPa y se mantiene constante.

Datos

Aire
$P = 100\ \text{kPa} = c$
$T_1 = 440\ \text{K}$
$T_2 = 300\ \text{K}$
$T_0 = 290\ \text{K}$
$\Delta q = ?$



Solución

El enfriamiento del aire desde la temperatura inicial a la final es el calor que se desecha hacia el medio ambiente, pero solamente una parte de él podría ser aprovechado, ésta es la energía disponible. La otra parte es lo que necesariamente se debe perder e incrementa la entropía del medio ambiente, de tal forma que:

$$\Delta q_D = \Delta q - \Delta q_0$$

También se conoce a q_0 con el nombre de energía inasequible. El calor que se pierde por el efecto del enfriamiento se obtiene si se aplica la primera ley de la termodinámica al sistema, dada por:

$$\Delta u = \Delta q + \Delta w$$

de donde:

$$\Delta q = \Delta u + P\,\Delta v = \Delta h$$

Tomando los valores de la entalpía a las temperaturas dadas se tiene:

$$\Delta h = h_2 - h_1$$

$$\Delta h = 300.2 \text{ kJ/kg} - 441.6 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta q = -141.4 \text{ kJ/kg}$$

El signo negativo significa que el sistema está perdiendo esta cantidad de energía. El valor inasequible o desechado al ambiente se calcula con:

$$\Delta q_0 = T_0\,\Delta s$$

$$\Delta q_0 = T_0\left(s_2^0 - s_1^0 - Ru\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)\right)$$

Como el proceso es a presión constante la segunda parte de esta ecuación es igual a cero, de tal manera que el valor inasequible será:

$$\Delta q_0 = T_0\left(s_2^0 - s_1^0\right)$$

cuyo valor es:

$$\Delta q_0 = 290 \text{ K}(1.702 - 2.08) \text{ kJ/kg K}$$

$$\Delta q_0 = -109.62 \text{ kJ/kg}$$

Sustituyendo ambos valores en la ecuación del calor disponible se tiene que:

$$\Delta q_D = -141.4 \text{ kJ/kg} - (-109.2) \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta q_D = -31.78 \text{ kJ/kg}$$

La energía disponible de un sistema cerrado es igual a la cantidad de calor total que se pierde de un sistema menos la energía inasequible. En este caso la energía disponible que se pierde es igual a 31.78 kJ/kg y tiene el signo negativo justamente porque se pierde.

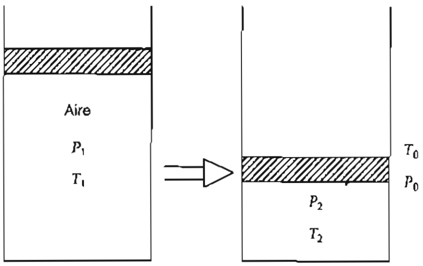
PROBLEMA III.48

Objetivo: Calcular el trabajo mínimo que se necesita parc comprimir un gas en un cilindro.

En un cilindro con émbolo hay 0.4 kg de aire a 0.1 MPa y 27 C. Determine el trabajo mínimo, necesario para comprimir el aire hasta 0.4 MPa y 127 C, si $T_0 = 20$ C y $P_0 = 0.1$ MPa.

Datos

$m = 0.4$ kg de aire
$P_1 = 0.1$ MPa
$T_1 = 27$ C
$P_2 = 0.4$ MPa
$T_2 = 127$ C
$T_0 = 20$ C
$P_0 = 0.1$ MPa
$\Delta W_{útil} = ?$ kJ



Solución

El trabajo mínimo que se necesita para comprimir el aire en el cilindro con las condiciones dadas se calcula con la expresión de trabajo útil óptimo, dada por:

$$\Delta W_{útil} = \Delta u + P_0 \Delta V - T_0 \Delta S + \Delta Q \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$$

Ahora se calcula cada componente de la ecuación. En primer lugar se tiene el cambio de la energía interna, que se determina con los valores tomados de las tablas a las temperaturas correspondientes, esto es:

$$\Delta U = (u_2 - u_1)\, m$$

$$\Delta U = (286.16 - 214.07) \text{ kJ/kg } (0.4) \text{ kg}$$

$$\Delta U = 28.836 \text{ kJ}$$

El calor cedido al medio ambiente se calcula con la expresión:

$$T_0 \Delta S = T_0 \left(s_2^0 - s_1^0 - Ru \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)\right)(m)$$

Sustituyendo los valores:

$$T_0 \Delta S = 293 \text{ K} \left[1.99194 \text{ kJ/kg K} - 1.70203 \text{ kJ/kg K} - \frac{8.314}{29} \text{ kJ/kg K} \ln\left(\frac{0.4}{0.1}\right)\right](0.$$

$$T_0 \Delta S = -12.6 \text{ kJ}$$

El trabajo realizado por o sobre la atmósfera está dada por:

$$P_0 \Delta V = P_0 (V_2 - V_1)$$

Se requiere el cálculo de los volúmenes inicial y final, los cuales se obtienen con la ecuación de gas ideal, esto es:

$$V_1 = \frac{m\, Ru\, T_1}{P_1}$$

$$V_1 = \left[\frac{0.4 \text{ kg}\left(0.0831 \dfrac{\text{bar}}{\text{kgmol K}}\right)(300 \text{ K})}{(1 \text{ bar})\left(29 \dfrac{\text{kg}}{\text{kgmol}}\right)}\right]$$

$$V_1 = 0.344 \text{ m}^3$$

y el volumen final:

$$V_2 = \left[\frac{0.4 \text{ kg}\left[0.0831 \dfrac{\text{bar}}{\text{kgmol K}}\right](400 \text{ K})}{(4 \text{ bares})\left[29 \dfrac{\text{kg}}{\text{kgmol}}\right]}\right]$$

$$V_2 = 0.114 \text{ m}^3$$

Sustituyendo en la ecuación se tiene:

$$P_0 \Delta V = 100 \text{ kPa } (0.114 - 0.344) \text{ m}^3$$

$$P_0 \Delta V = -23 \text{ kJ}$$

de tal forma que el trabajo útil resulta ser:

$$\Delta W_{útil} = 28.836 - 23 + 12.6$$

$$\mathbf{\Delta W_{útil} = 18.43 \text{ kJ}}$$

Cuando se necesita calcular el trabajo mínimo que se requiere para lograr la compresión de aire dentro de un cilindro con émbolo se deben tomar todos los elementos que lo afectan; en este caso no existe el último término de la ecuación porque no se intercambia calor con depósito alguno. El resultado de 18.43 kJ de este problema implica que se debe aplicar el trabajo sobre el sistema para realizar la compresión.

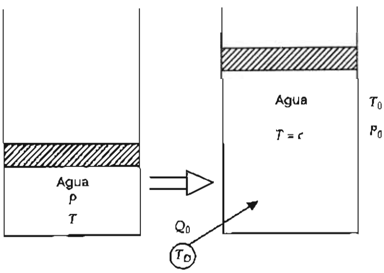
PROBLEMA III.49

Objetivo: Calcular el trabajo útil óptimo, el real y las irreversibilidades que se dan en una expansión isotérmica de un fluido contenido en un cilindro.

Un cilindro con pistón contiene 0.44 kg de agua, inicialmente a 160 C y 1 MPa. Durante una expansión isotérmica internamente reversible se transfieren 965 kJ de calor hacia el agua, desde un depósito de 600 C. El estado del entorno es de 298 K y 0.1 MPa. Determine: *a)* el trabajo real; *b)* el trabajo útil óptimo, y *c)* la irreversibilidad del proceso.

Datos

$m = 0.44$ kg
$T_1 = 160$ C
$P_1 = 1$ MPa
$T = c$
$\Delta\, Q_D = 965$ kJ
$T_0 = 298$ K
$P_0 = 0.1$ MPa
a) $\Delta\, W = ?$
b) $\Delta\, W_{\text{útil, óp.}} = ?$
c) $I = ?$



Solución

El trabajo que se realiza sobre el sistema, formado por el agua dentro del cilindro, para un proceso reversible, se obtiene de la primera ley de la termodinámica, esto es:

$$\Delta\, U = \Delta\, Q + \Delta\, W$$

de donde:

$$\Delta\, W = \Delta\, U - \Delta\, Q$$

Como no se conoce el estado final, entonces primero se determinará con la ayuda del cambio de la entropía, cuya ecuación es:

$$\Delta\, s = \frac{\delta\, Q}{T}$$

esto es:

$$s_2 - s_1 = \frac{\delta\, Q}{T}$$

Sustituyendo los valores conocidos obteniendo s_1 de tablas:

$$s_2 = s_1 + \frac{\delta\, Q}{T}$$

$$s_2 = 1.9427 \text{ kJ/kg K} + \frac{965 \text{ kJ}}{(0.44 \text{ kg})\,(433 \text{ K})}$$

$$s_2 = 7.007 \text{ kJ/kg K}$$

Como la temperatura es constante, entonces con estos valores se obtiene que la presión es de aproximadamente 3 bares y el estado es de vapor sobrecalentado. Los valores de la energía interna en ambos estados son:

$$u_2 = 2\,587.1 \text{ kJ/kg}$$

$$u_1 = 674.86 \text{ kJ/kg}$$

Sustituyendo en la ecuación del trabajo:

$$\Delta W = (2\,587.1 \text{ kJ/kg} - 674.86 \text{ kJ/kg})\,(0.44 \text{ kg}) - 965 \text{ kJ}$$

$$\mathbf{\Delta W = -123.61 \text{ kJ}}$$

El signo negativo implica que el sistema realiza esta cantidad de trabajo. El trabajo óptimo se calcula si se aplica la ecuación:

$$\Delta W_{\text{útil, óp.}} = m(\Delta u + P_0 \Delta V - T_0 \Delta s) + Q_D\left(1 - \frac{T_0}{T_D}\right)$$

Sustituyendo:

$$\Delta W_{\text{útil, óp.}} = 0.44 \text{ kg}\,[(2\,587.1 - 674.86) \text{ kJ/kg} +$$

$$\frac{10^5}{10^6}(1 \text{ bar})\,(0.651 - 1.1) \text{ cm}^3/\text{gr}$$

$$- 298 \text{ K}\,(7.007 - 1.9427) \text{ kJ/kg K}] - 965 \text{ kJ}\left(1 - \frac{298 \text{ K}}{873 \text{ K}}\right)$$

$$\mathbf{\Delta W_{\text{útil, óp.}} = -430 \text{ kJ}}$$

Las irreversibilidades del sistema se calculan con la ecuación:

$$I = \Delta W_{\text{real}} - \Delta W_{\text{óp.}}$$

de donde el trabajo óptimo es:

$$\Delta W_{\text{óp.}} = \Delta W_{\text{útil, óp.}} - P_0 \Delta V$$

Sustituyendo:

$$\Delta W_{\text{óp.}} = -430 \text{ kJ} - 28.6 \text{ kJ}$$

$$\mathbf{\Delta W_{\text{óp.}} = -458.6 \text{ kJ}}$$

entonces:

$$I = -123.61 \text{ kJ} - (-458.6) \text{ kJ}$$

$$\mathbf{I = 335 \text{ kJ}}$$

Este problema ilustra los diferentes tipos de trabajo que existen en un sistema, observe que el trabajo real tiene la magnitud más pequeña y las irreversibilidades tienen un valor considerable, el signo positivo de éstas implica que el sistema no aprovecha esta cantidad.

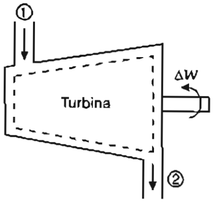
PROBLEMA III.50

Objetivo: Calcular el trabajo real, el óptimo y las irreversibilidades que se dan en una turbina que trabaja con vapor de agua.

Vapor de agua se expande en una turbina adiabática desde 30 bares y 400 C hasta 1 bar y 120 C. Las condiciones ambientales son 1 bar y 27 C. Desprecie los cambios de energías cinética y potencial, y determine: *a)* el trabajo real; *b)* el trabajo de flecha óptimo, y *c)* la irreversibilidad.

Datos

$P_1 = 30$ bares
$T_1 = 400$ C
$P_2 = 1$ bar
$T_2 = 120$ C
$\Delta Q = 0$
$P_0 = 1$ bar
$T_0 = 27$ C
$\Delta Ec = 0$
$\Delta Ep = 0$
a) $\Delta w = ?$
b) $\Delta w_{\text{óp.}} = ?$
c) $\Delta I = ?$



Solución

El trabajo real que realiza una turbina por la acción del vapor de agua se determina si se aplica la ecuación de conservación de la energía al volumen de control marcado en la figura. Con las restricciones señaladas en el enunciado, el trabajo es:

$$\Delta w_l = h_2 - h_1$$

Puesto que se conocen los datos necesarios de las tablas se obtiene:

$$\Delta w = 2\,716.6 \text{ kJ/kg} - 3\,230.9 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta w = -514.3 \text{ kJ/kg}$$

El signo negativo significa que el volumen de control perdió esta cantidad de energía. El trabajo óptimo que realiza el volumen de control es calculado con:

$$\Delta w_{óp.} = \Delta h - T_0 \Delta s$$

$$\Delta w_{óp.} = h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)$$

Sustituyendo los valores:

$$\Delta w_{óp.} = -514.3 \text{ kJ/kg} - 300 \text{ K}(7.4668 - 6.9212) \text{ kJ/kg K}$$

$$\Delta w_{óp.} = -678 \text{ kJ/kg}$$

Las irreversibilidades del volumen de control son:

$$\Delta I = \Delta w - \Delta w_{óp.}$$

$$\Delta I = -514.3 \text{ kJ/kg} - (-678) \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta I = 163.7 \text{ kJ/kg}$$

Para un volumen de control como el indicado en este problema se calcula el trabajo real y el óptimo, cuya diferencia corresponde justamente a las irreversibilidades o pérdidas, que en este caso son iguales a 163.7 kJ/kg; tienen signo positivo porque son pérdidas.

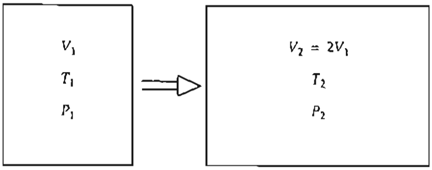
PROBLEMA III.51

Objetivo: Calcular la disponibilidad que tiene un gas encerrado en un tanque.

Un tanque con un volumen de 0.3 m³ contiene aire a 600 kPa y 600 K. La atmósfera circundante se encuentra a 95 kPa y 300 K. *a)* Determine la disponibilidad del aire, en kilojoules. *b)* Suponga ahora que el aire experimenta una expansión libre hasta duplicar su volumen, determine el cambio en la disponibilidad del sistema cerrado, en kilojoules.

Datos

Aire
$V = 0.3 \text{ m}^3$
$P = 600 \text{ kPa}$
$T = 600 \text{ K}$
$P_0 = 95 \text{ kPa}$
$T_0 = 300 \text{ K}$
a) $\Delta \Phi = ?$
b) $\Delta \Phi = ?$



Solución

La disponibilidad del sistema inicial se determina cuando pasa desde ese estado hasta el estado muerto:

$$\Delta \Phi = U - U_0 + P_0 (V - V_0) - T_0 (S - S_0)$$

La masa del sistema se determina con la ecuación de gas ideal, que para los datos iniciales es:

$$m = \frac{P\,V}{Ru\,T}$$

$$m = \left[\frac{600 \text{ kPa } (0.3 \text{ m}^3)\ (29 \text{ kg/kgmol})}{(8.314 \text{ kPa) m}^3\text{/kgmol K)}(600 \text{ K})}\right]$$

$$m = 1.046 \text{ kg}$$

El volumen que ocuparía esta cantidad de aire a las condiciones del ambiente es:

$$V_0 = \frac{P\,V\,T_0}{P_0\,T}$$

cuyo valor numérico es:

$$V_0 = \frac{0.3 \text{ m}^3 (600 \text{ kPa})\ (300 \text{ K})}{95 \text{ kPa } (600\text{K})}$$

$$V_0 = 0.95 \text{ m}^3$$

Sustituyendo en la ecuación de disponibilidad:

$$\Delta \Phi = (434.78 \text{ kJ/kg} - 214.07 \text{ kJ/kg})\ 1.046 \text{ kg} +$$

$$0.95 \text{ kPa} (0.3 \text{ m}^3 - 0.95 \text{ m}^3) -$$

$$300 \text{ K } (2.40902 - 1.70203) - \frac{8.314}{29} \times$$

$$\ln\left[\frac{600}{95}\right] \text{kJ/kg} \times 1.046 \text{ kg}$$

$$\Delta \Phi = 113.23 \text{ kJ}$$

El gradiente de disponibilidad cuando aumenta el volumen al doble se determina con la ecuación:

$$\Delta \Phi = m\ (\Delta\, u + P_0\, \Delta\, v - T_0 \Delta\, s)$$

$$\Delta \Phi = \left[0.95 \text{ kPa } (0.6 - 0.3) \text{ m}^3 - (300 \text{ K} \times 8.314/29 \times \ln 2) \text{ kJ/kg}\right] \times 1.046 \text{ kg}$$

$$\Delta \Phi = -33.8 \text{ kJ}$$

La disponibilidad de un sistema es la producción máxima de trabajo útil que se puede obtener si se lleva hasta el estado muerto, o sea, hasta las condiciones del ambiente. En este caso es de 113.23 kJ, este resultado significa que es la máxima cantidad de trabajo que se podría obtener.

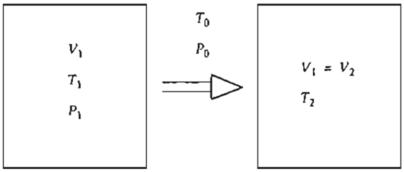
PROBLEMA III.52

Objetivo: Determinar la disponibilidad, el trabajo útil óptimo y las irreversibilidades de un gas encerrado en un recipiente cuando se enfría hasta las condiciones del medio ambiente.

Un tanque con un volumen de 0.8 m³ contiene aire a 12 bares y 227 C. El aire se enfría mediante una transferencia de calor hasta 27 C. Los alrededores están a 1 bar y 27 C. Determine: *a)* la disponibilidad de los estados al inicio y al final; *b)* el trabajo útil óptimo, y *c)* la irreversibilidad del proceso en kilojoules.

Datos

$V = 0.8\ \mathrm{m}^3$
$P_1 = 12$ bares
$T_1 = 227$ C
$T_2 = 27$ C
$P_0 = 1$ bar
$T_0 = 27$ C
a) $\Delta\,\Phi_1 = ?,\ \Delta\,\Phi_2 = ?$
b) $\Delta\,W_{\text{útil}} = ?$
c) $\Delta\,I = ?$



Solución

La disponibilidad de un sistema cerrado se calcula con la ecuación:

$$\Delta\,\Phi = \Delta\,U + P_0\,(\Delta\,V) - T_0\,(\Delta\,S)$$

Primero se calculará la masa contenida en el sistema, puesto que el aire se considera como gas ideal. Entonces, de la ecuación de éstos:

$$m = \frac{P\,V}{Ru\,T}$$

Sustituyendo los valores iniciales:

$$m = \left[\frac{12\ \text{bares}\ (0.8\ \mathrm{m}^3)\ (29\ \mathrm{kg/kgmol})}{\left(0.08314\,\dfrac{\text{bar}}{\text{kgmol K}}\ (500\ \mathrm{K})\right)}\right]$$

$$m = \mathbf{6.7\ kg}$$

Para el estado inicial, la disponibilidad es:

$$\Phi_1 = (U_1 + U_0)m + P_0\,(V_1 - V_0) - T_0(S_1 - S_0)$$

Sustituyendo los valores:

$$\Phi_1 = (359.49 - 214.07)\ \mathrm{kJ/kg}\ 6.7\ \mathrm{kg} + 100\left[0.8 - 0.8(12)\left(\frac{300}{500}\right)\right]\mathrm{kJ} -$$

$$300\ \mathrm{K}\ (6.7\mathrm{kg})\ \left(2.21952 - 1.70203 - \frac{8.314}{29}\ln 12\right)\mathrm{kJ/kg\ K}$$

$$\Phi_1 = 974\ \mathrm{kJ} - 500\ \mathrm{kJ} + 392\ \mathrm{kJ}$$

$$\mathbf{\Phi_1 = 866\ kJ}$$

Para el estado final la ecuación es:

$$\Phi_2 = (U_2 - U_0) + P_0\,(V_2 - V_0) - T_0\,(S_2 - S_0)$$

Sustituyendo valores:

$$\Phi_2 = (214.07 - 214.07)\ \mathrm{kJ/kg}\ 6.7\ \mathrm{kg} + 100$$

$$\left[0.8 - 0.8(72)\left(\frac{300}{500}\right)\right]\mathrm{kJ} - 300\ \mathrm{K}\ (1.70703 -$$

$$1.70203 - \frac{8.314}{29}\ln 7.2\mathit{right})\ \mathrm{kJ/kg\ K}\ 6.7\ \mathrm{kg}$$

$$\Phi_2 = 0 - 496\ \mathrm{kJ} + 1\,130\ \mathrm{kJ}$$

$$\mathbf{\Phi_2 = 642\ kJ}$$

El trabajo útil óptimo es la diferencia que hay entre las disponibilidades, esto es:

$$\Delta\,W_{\text{útil, óp.}} = \Phi_2 - \Phi_1$$

$$\Delta\,W_{\text{útil, óp.}} = 642\ \mathrm{kJ} - 866\ \mathrm{kJ}$$

$$\mathbf{\Delta\,W_{\text{útil, óp.}} = -\,224\ kJ}$$

La irreversibilidad es la diferencia entre las disponibilidades; es igual al trabajo útil pero con signo contrario:

$$\Delta\,I = 866\ \mathrm{kJ} - 642\ \mathrm{kJ}$$

$$\mathbf{\Delta\,I = 244\ kJ}$$

Todo proceso de enfriamiento de manera natural es una pérdida de energía, ya que ésta se desecha de una forma total al medio ambiente. Observe cómo se podría obtener una cantidad importante de trabajo del estado inicial, que es de 866 kJ.

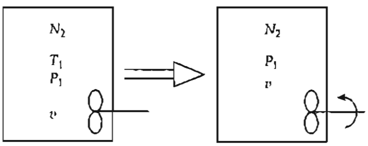
PROBLEMA III.53

Objetivo: Calcular las irreversibilidades que se dan en un tanque aislado que contiene un gas ideal cuando se le suministra trabajo.

Un cuarto de kilogramo de nitrógeno, inicialmente a 140 kPa y 25 C, se encuentra en un tanque aislado. Un impulsor dentro del tanque da vueltas mediante un motor externo hasta que la presión es 180 kPa. Determine: *a)* el trabajo de la rueda de paletas, y *b)* la irreversibilidad del proceso, si la atmósfera se halla a 96 kPa y 22 C.

Datos

$P_1 = 140$ kPa
$T_1 = 25$ C
$P_2 = 180$ kPa
$P_0 = 96$ kPa
$T_0 = 22$ C
a) $\Delta W = ?$
b) $\Delta I = ?$



Solución

El hecho de que el tanque sea aislado implica que no hay transferencia de calor hacia o desde el mismo. Tanto la masa como el volumen permanecen constantes en el proceso al cual se somete el gas, que se le considera ideal, de tal forma que si se aplica la primera ley de la termodinámica se tiene que:

$$\Delta W = \Delta U = U_2 - U_1$$

Para encontrar el valor de la energía interna al final del proceso se necesita conocer la temperatura, puesto que el gas es ideal y el volumen permanece constante, entonces se tiene:

$$T_2 = \frac{T_1 P_2}{P_1}$$

$$T_2 = \frac{298 \text{ K } (120 \text{ kPa})}{140 \text{ kPa}}$$

$$T_2 = 383 \text{ K}$$

Con este valor, en las tablas del nitrógeno y por interpolación, se encuentra que la energía interna vale $u_2 = 7\,958$ kJ/kgmol. Sustituyendo en la ecuación del trabajo:

$$\Delta W = (7\,958 - 6\,190) \text{ kJ/kgmol} \left(\frac{0.25 \text{ kg}}{28 \text{ kg/kgmol}} \right)$$

$$\mathbf{\Delta W = 15.8 \text{ kJ}}$$

El signo positivo de este resultado significa que ganó esa cantidad de trabajo. Para la irreversibilidad del proceso se aplica la ecuación:

$$\Delta S = \frac{\delta Q_l}{T_0}$$

de donde:

$$\Delta Q_l = T_0 \, \Delta s_0$$

$$\Delta Q_l = T_0 (s_2 - s_1)$$

El valor $s_2 = 198.8$ kJ/kgmol se obtiene por interpolación de las tablas la misma temperatura. Sustituyendo:

$$\Delta I = 0.25\ \text{kg}\left(\frac{295\ \text{K}}{28\ \text{kg/kgmol}}\right)\left[(198.8 - 191.5)\ \text{kJ/kgmol K} - 8.314\ \text{kJ/kgmol K}\ \ln\left(\frac{180}{140}\right)\right]$$

$$\mathbf{\Delta I = 13.72\ kJ}$$

Para un gas ideal que se encuentra dentro de un tanque de volumen constante, el trabajo que se realiza por medio de un rodete de paletas es igual al cambio de la energía interna de acuerdo con la primera ley de la termodinámica. En este caso es de 15.8 kJ; las irreversibilidades tienen un valor de 13.72 kJ.

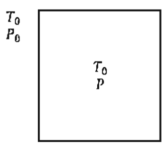
PROBLEMA III.54

Objetivo: Calcular la disponibilidad de un gas encerrado en un tanque de volumen constante.

Determine la disponibilidad de una masa unitaria de un gas ideal que se encuentra en un sistema cerrado a la temperatura T_0, que es la misma que la de los alrededores, pero a una presión P que es distinta de la de los alrededores P_0. Utilizando sus conocimientos sobre las relaciones entre las propiedades de los gases ideales, exprese la respuesta en términos de T_0, P_0, P y cualquier constante del gas que se necesite.

Datos

T_0
P_0



Solución

La disponibilidad del gas encerrado en el tanque a las condiciones proporcionadas se calcula con la expresión:

$$\Delta \Phi = U - U_0 + P_0 (V - V_0) - T_0 (S - S_0)$$

de donde el cambio de entropía se calcula como:

$$\Delta S = S - S_0 - Ru \ln \frac{P}{P_0}$$

Sustituyendo en la primera expresión:

$$\Delta \Phi = U - U_0 + P(V - V_0) - T_0\left(S - S_0 - Ru \ln \frac{P}{P_0}\right)$$

Debido a que la temperatura del gas y del medio ambiente es la misma, entonces:

$$U - U_0 = 0 \ \text{y} \ S - S_0 = 0$$

Por lo tanto, la ecuación queda de la siguiente forma:

$$\Delta \Phi = P_0 (V - V_0) + T_0\, Ru \ln\left(\frac{P}{P_0}\right)$$

De la ecuación de gas ideal se obtienen los volúmenes V y V_0, dados por:

$$V = \frac{Ru\, T}{P}$$

$$V_0 = \frac{Ru\, T_0}{P_0}$$

Pero como $T = T_0$, entonces:

$$V = \frac{Ru\, T_0}{P}$$

Sustituyendo en la ecuación de disponibilidad:

$$\Delta \Phi = P_0\left(\frac{Ru\,T_0}{P} - \frac{Ru\,T_0}{P_0} + T_0\,Ru\,\ln\left(\frac{P}{P_0}\right)\right)$$

Factorizando:

$$\Delta \Phi = Ru\,T_0\left(\frac{P_0}{P} - \frac{P_0}{P_0} - \ln\left(\frac{P}{P_0}\right)\right)$$

La ecuación resultante es:

$$\Delta \Phi = Ru\,T_0\left(\frac{P}{P_0} - 1 - \ln\frac{P}{P_0}\right)$$

Es posible obtener la disponibilidad del gas encerrado en el recipiente, en términos de la condición del medio ambiente y la presión del mismo.

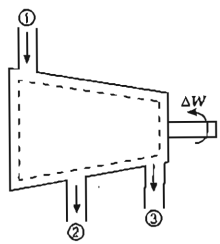
PROBLEMA III.55

Objetivo: Calcular la disponibilidad del vapor de agua en diversos puntos de una turbina.

En una turbina entran 50 000 kg/h de vapor de agua a 80 bares y 560 C. En cierto punto del recorrido a través de la turbina, 25% del flujo se extrae a 20 bares y 440 C. El resto del vapor sale de la turbina a 0.1 bares como vapor saturado. Determine: *a)* la disponibilidad de los tres estados de interés; *b)* la potencia máxima posible, y *c)* la potencia real, si el flujo es adiabático. El ambiente está a 1 bar y 20 C.

Datos

$\dot{m}$ = 50 000 kg/h = 13.89 kg/s
P_1 = 80 bares
T_1 = 560 C
m_2 = 25% m_1
P_2 = 20 bares
T_2 = 440 C
P_3 = 0.1 bares
P_0 = 1 bar
T_0 = 20 C
$\Delta Q = 0$
a) $\Phi_1 = ?$, $\Phi_2 = ?$, $\Phi_3 = ?$
b) $\dot{W}_{\text{útil, óp.}} = ?$
c) $\dot{W}_{\text{real}} = ?$



Solución

Para obtener la disponibilidad del vapor de agua en cualquier punto de la turbina se aplica la ecuación:

$$\Phi = h - T_0\,s$$

Para la entrada de la turbina, los valores son:

$$h_1 = 3\,545.3 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 6.9072 \text{ kJ/kg K}$$

$$\Phi_1 = [3\,545.3 \text{ kJ/kg} - (293 \text{ K})(6.9072 \text{ kJ/kg K})]$$

$$\mathbf{\Phi_1 = 1\,522 \text{ kJ/kg}}$$

Para la extracción:

$$\Phi_2 = [3\,335.5 \text{ kJ/kg} - (293 \text{ K})(7.254 \text{ kJ/kg K})]$$

$$\mathbf{\Phi_2 = 1\,210 \text{ kJ/kg}}$$

A la salida de la turbina:

$\Phi_3 = [2\,584.7\ \text{kJ/kg} - 293\ \text{K}\ (8.1502\ \text{kJ/kg K})\ ]$

$$\mathbf{\Phi_3 = 197\ kJ/kg}$$

La potencia útil se obtiene a partir de la ecuación:

$$\dot{W}_{\text{útil, óp.}} = (\Phi_2 - \Phi_1)\ \dot{m} + (\Phi_3 - \Phi_2)\ \dot{m}_2$$

Sustituyendo los valores:

$$\dot{W}_{\text{útil, óp.}} = (1\,210 - 1\,522)\ \text{kJ/kg}\ (13.89)\ \text{kg/s} +$$

$$(197 - 1\,210)\ \text{kJ/kg}\ (0.75)\ (13.89)\ \text{kg/s}$$

$$\dot{W}_{\text{útil, óp.}} = \mathbf{-14\,887\ kW}$$

El trabajo real, con la condición de flujo adiabático, es:

$$\dot{W}_{real} = (h_2 - h_1)\ \dot{m}_1 + (h_3 - h_2)\ \dot{m}_2$$

Sustituyendo valores:

$$\dot{W}_{real} = (3\,335.5 - 3\,545.3)\ \text{kJ/kg}\ (13.89) +$$

$$(2\,584.7 - 3\,335.5)\ \text{kJ/kg}\ (0.75)\ (13.89)\ \text{kg/s}$$

$$\dot{W}_{real} = \mathbf{-10\,735\ kW}$$

La disponibilidad de un flujo se determina con la expresión $\Phi = h - T_0\,s$, en este caso se calcula para los tres puntos de interés en el problema. Observe cómo ésta va disminuyendo a medida que avanza por la turbina. El trabajo real es de $-10\,735$ kW y como es de signo negativo, entonces lo pierde el flujo.

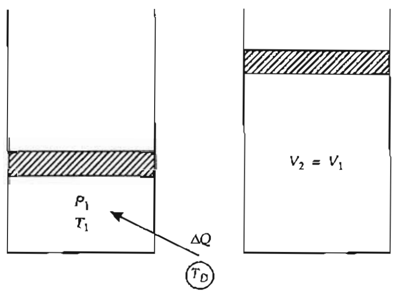
PROBLEMA III.56

Objetivo: Calcular el trabajo útil óptimo de un gas encerrado en un recipiente cuando se le suministra energía en forma de calor.

En un cilindro con émbolo, sin fricción, hay dióxido de carbono en una condición inicial de 2 bares y 17 C. Desde un depósito a 700 K se da calor a 0.88 kg de gas, hasta que el volumen se duplica. Calcule: *a)* el calor, y *b)* el trabajo útil óptimo asociado con el proceso global, si el proceso se lleva a cabo a presión constante, con T_0 = 290 K y P_0 = 1 bar.

Datos

$P_1 = 2$ bares
$T_1 = 17$ C
$T_D = 700$ K
$m = 0.88$ kg
$V_2 = 2\ V_1$
$T_0 = 290$ K
$P_0 = 1$ bar
$P = c$
a) $\Delta Q = ?$
b) $\Delta W_{\text{útil, óp.}} = ?$



Solución

Si se aplica la primera ley de la termodinámica al sistema formado por el gas dentro del cilindro, se tiene:

$$\Delta U = \Delta Q + \Delta W$$

Como el trabajo es igual a $-P\,dV$, entonces:

$$\Delta Q = \Delta U + P\,dV$$

$$\Delta Q = m\,\Delta h$$

Para conocer el valor de la entalpía al final del proceso se necesita la temperatura; de la ecuación de gas ideal, para las condiciones iniciales:

$$V_0 = \frac{m\,Ru\,T_0}{P_0}$$

Sustituyendo valores:

$$V_1 = \left[\frac{0.88\text{ kg }(0.08314\text{ bar/kgmol K})\,(240\text{ K})}{(44\text{ kg/kgmol})(2\text{ bares})}\right]$$

$$V_1 = 0.1995\text{ m}^3$$

Ahora se determina el volumen final:

$$V_2 = 2V_1$$

$$V_2 = 0.3990\text{ m}^3$$

La temperatura final será calculada con la condición de presión constante:

$$T_2 = \frac{T_1\,V_2}{V_1}$$

$$T_2 = T_1\left(\frac{2\,V_1}{V_1}\right)$$

$$T_2 = 2T_1$$

$$T_2 = 2(290\text{ K})$$

$$T_2 = 580\text{ K}$$

Con este valor de temperatura se busca en las tablas de dióxido de carbono la entalpía, y se obtiene:

$$\Delta Q = m\,\Delta h$$

$$\Delta Q = \left(\frac{0.88\text{ kg}}{44\text{ kg/kgmol}}\right)(21\,337 - 9\,063)\text{ kJ/kgmol}$$

$$\mathbf{\Delta Q = 245.48\text{ kJ}}$$

El trabajo útil se calcula con la expresión:

$$\Delta W_{\text{útil, óp.}} = \Delta U + P_0\,\Delta V - T_0\Delta S + Q_D\left(1 - \frac{T_0}{T_D}\right)$$

La variación de la energía interna es igual a:

$$\Delta U = (16\,515 - 6\,651)\text{ kJ/kgmol}\left(\frac{0.88}{44}\right)\text{kg kgmol/kg}$$

$$\Delta U = 197.28\text{ kJ}$$

$$P_0\,\Delta V = 100\text{ kPa }(0.482 - 0.241)\text{m}^3$$

$$P_0\,\Delta V = 24.1\text{ kJ}$$

$$T_0\,\Delta S = 290\text{ K }(241.602 - 212.66)\text{ kJ/kgmol K}\left(\frac{0.88}{44}\right)\text{kg kgmol/kg}$$

$$T_0\,\Delta S = 167.85\text{ kJ}$$

$$Q_D\left(1 - \frac{T_0}{T_D}\right) = 245.48\text{ kJ}\left(2 - \frac{290}{700}\right)$$

$$Q_D\left(1 - \frac{T_0}{T_D}\right) = 143.78\text{ kJ}$$

Sustituyendo:

$$\Delta W_{\text{útil, óp.}} = 197.28\text{ kJ} + 24.1\text{ kJ} - 167.86\text{ kJ} - 143.78\text{ kJ}$$

$$\mathbf{\Delta W_{\text{útil, óp.}} = -90\text{ kJ}}$$

La cantidad de calor que el gas gana para incrementar su volumen al doble, manteniendo la presión constante, se calcula con la primera ley de la termodinámica. En este caso es de 245.48 kJ; el trabajo útil tiene un valor de –90 kJ porque lo pierde el sistema en la expansión.

CAPÍTULO IV

CICLOS TERMODINÁMICOS

OBJETIVOS

EN ESTE CAPÍTULO se presenta la solución de problemas sobre los ciclos termodinámicos comúnmente empleados para convertir energía en forma de calor a trabajo. También se analiza el funcionamiento termodinámico de los equipos que permiten realizar dichos ciclos y las limitaciones que imponen los equipos reales a los ciclos ideales. Los conceptos que se tratan son:

- Ciclo de Carnot.
- Ciclo Otto.
- Ciclo Diesel.
- Ciclo Dual.
- Ciclo Brayton.
- Ciclo Rankine, sobrecalentado, recalentado y regenerativo.
- Eficiencia adiabática.
- Presión media eficaz.

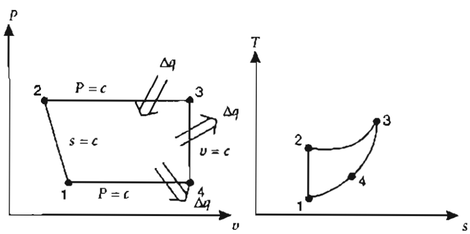
PROBLEMA IV.1

Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un ciclo de aire para calcular el trabajo, el calor suministrado y la eficiencia.

En un ciclo termodinámico con aire inicialmente a 100 kPa, 27 C y 0.860 m³/kg, se presentan los siguientes procesos: el proceso 1-2 es una compresión isentrópica hasta 275 kPa; el proceso 2-3 es un calentamiento a presión constante hasta 1 200 K y 1.25 m³/kg; el proceso 3-4 es un enfriamiento a volumen constante hasta 100 kPa y el proceso 4-1 es un enfriamiento a presión constante hasta el estado inicial. *a)* Dibuje los diagramas *P-v* y *T-s* del ciclo. *b)* Determine la cantidad de calor suministrado y la producción neta de trabajo. *c)* Calcule la eficiencia térmica. *d)* Determine la eficiencia de un motor térmico de Carnot que opere entre las temperaturas máxima y mínima del ciclo.

Datos

$T_1 = 27$ C
$P_1 = 100$ kPa
$v_1 = 0.860$ m^3/kg
1-2 compresión isentrópica
$P_2 = 275$ kPa
2-3 calentamiento a presión constante
$T_3 = 1\,200$ K
$v_3 = 1.25$ m^3/kg
3-4 enfriamiento a volumen constante
4-1 enfriamiento a presión constante
$P_4 = 100$ kPa
a) *P-v* y *T-s* ?
b) $\Delta q = ?\quad \Delta w = ?$
c) $\eta = ?$
d) $\eta_c = ?$



Solución

Los diagramas de presión-volumen específico y temperatura-entropía se muestran en la página anterior. El diagrama *P-v* permite ver las entradas y salidas de energía. Para facilitar la solución del problema los valores de los parámetros se pueden resumir en una tabla. Se advierte que también están anotados algunos valores que se calcularon en el desarrollo del mismo.

Parámetro	1	2	3	4
P/kPa	100	275	275	100
T/K	300	400	1 200	436
v/m³/kg	0.86		1.25	

Para encontrar la solución del problema, se emplearán los datos proporcionados en las tablas del aire, el cual se considerará como gas ideal.

En el ciclo termodinámico del problema sólo en el proceso 2-3 se suministra calor. Aplicándole la primera ley de la termodinámica, se tiene:

$$\Delta u_{2-3} = \Delta q_{2-3} - \Delta w_{2-3}$$

Despejando el calor:

$$\Delta q_{2-3} = \Delta u_{2-3} + \Delta w_{2-3}$$

$$\Delta q_{2-3} = \Delta h_{2-3}$$

Por lo tanto:

$$\Delta q_{2-3} = h_3 - h_2$$

Como no se conoce el valor de la temperatura en el estado 2, entonces primero se determina ésta. Debido a que el proceso 1-2 es isentrópico, de la relación de presiones relativas se tiene:

$$\frac{P_{r2}}{P_{r1}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)_s$$

Despejando P_{r2}:

$$P_{r2} = P_{r1}\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$$

Sustituyendo los valores conocidos, P_{r1} es de tablas a la T_1 de 300 K:

$$P_{r2} = 1.386\left(\frac{275 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}}\right)$$

$$P_{r2} = 3.834$$

Con este valor en las tablas del aire se encuentra que la temperatura en el estado 2 es:

$$T_2 = 400 \text{ K}$$

Ahora, con los valores de la temperatura, se toman de las tablas del aire los correspondientes a las entalpías:

$$\Delta q_{2-3} = 1\,277.79 \text{ kJ/kg} - 400.98 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta q_{2-3} = 876.81 \text{ kJ/kg}$$

Éste es el calor suministrado en el ciclo en el proceso de 2 a 3 y tiene un valor de 876.81 kJ/kg.

El trabajo realizado en el ciclo se hace en los procesos 1-2, 2-3 y 4-1, en el proceso de 3-4 no hay trabajo porque es a volumen constante. En el primer caso, al aplicar la primera ley se tiene que:

$$\Delta w_{1-2} = u_2 - u_1$$

Como ya se conocen los valores de la temperatura, entonces, según las tablas:

$$\Delta w_{1-2} = 286.2 \text{ kJ/kg} - 214.1 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta w_{1-2} = 72.1 \text{ kJ/kg}$$

En el caso del proceso 2-3 el trabajo termodinámico se calcula con:

$$\Delta w_{2-3} = -P\, dv$$

el cual también se escribe como:

$$\Delta w_{2-3} = -Ru\,(T_3 - T_2)$$

Sustituyendo los valores conocidos:

$$\Delta w_{2-3} = \frac{-8.314 \text{kJ/kgmol K}}{29 \text{ kg/kgmol K}}\,(1\,200 - 400)$$

$$\Delta w_{2-3} = -229.4 \text{ kJ/kg}$$

Existe una cantidad adicional de trabajo que se realiza en el proceso 4-1, se calcula con:

$$\Delta w_{4-1} = -P\, dv$$

La temperatura del punto 4 se determina aplicando la ecuación de gas ideal para un proceso a volumen constante, dada por:

$$\frac{P_3 V_3}{Ru\, T_3} = \frac{P_4 V_4}{Ru\, T_4}$$

de donde:

$$T_4 = T_3 \frac{P_4}{P_3}$$

Sustituyendo los valores:

$$T_4 = (1\,200 \text{ K})\left(\frac{100 \text{ kPa}}{275 \text{ kPa}}\right) = 436 \text{ K}$$

Ahora el trabajo de 4-1 es:

$$\Delta w_{4-1} = -\left(\frac{8.314 \text{ kJ/kgmol K}}{29 \text{ kg/kgmol K}}\,(300 - 436) \text{ K}\right)$$

$$\Delta w_{4-1} = 39 \text{ kJ/kg}$$

El trabajo neto del ciclo será entonces:

$$\Delta w = \Delta w_{1-2} + \Delta w_{2-3} + \Delta w_{4-1}$$

o sea:

$$\Delta w = 72.1 \text{ kJ/kg} - 229.4 \text{ kJ/kg} + 39 \text{ kJ/kg}$$

$$\boldsymbol{\Delta w = -118.3 \text{ kJ/kg}}$$

El signo negativo indica que el ciclo produce esta cantidad de energía en forma de trabajo.

La eficiencia termodinámica del ciclo se calcula con la definición:

$$\eta = \frac{\Delta w}{\Delta Q_{2-3}}$$

o sea:

$$\eta = \frac{118.3 \text{ kJ/kg}}{876.8 \text{ kJ/kg}}$$

$$\eta = 0.135$$

Una máquina térmica de Carnot que trabaja en condiciones semejantes a las descritas en este ciclo tendría una eficiencia termodinámica dada por:

$$\eta_c = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

Sustituyendo:

$$\eta_c = 1 - \frac{300}{1\,200}$$

$$\eta_c = 0.75$$

La eficiencia termodinámica real es más pequeña que la que podría realizar una máquina térmica de Carnot que trabaje entre las mismas temperaturas extremas. Las cantidades de energía de calor y trabajo se obtienen al aplicar la primera ley de la termodinámica a cada uno de los procesos del ciclo. En este problema el calor suministrado es de 876.81 kJ/kg y el trabajo realizado es de 118.3 kJ/kg, ya que tiene signo negativo, y la eficiencia termodinámica es de 13.5%, contra la de Carnot que es de 75 por ciento.

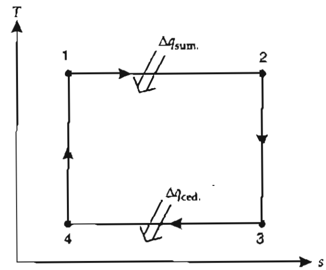
PROBLEMA IV.2

Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un ciclo de Carnot para calcular la eficiencia, la relación de compresión y la presión media eficaz del ciclo.

Un ciclo de Carnot de aire recibe 150 kJ/kg de calor desde una fuente a 900 K. Las presiones mínima y máxima en el ciclo son 1 y 69.3 bares, respectivamente. Determine: *a)* la presión después de la adición de calor; *b)* la temperatura de la expulsión del calor; *c)* el volumen específico después de la adición de calor y después de la expansión; *d)* la eficiencia térmica; *e)* la relación de compresión, y *f)* la presión media eficaz.

Datos

$\Delta q = 150$ kJ/kg
$T = 900$ K
$P_{mín.} = 1$ bar $= P_3$
$P_{máx.} = 69.3$ bares $= P_1$
a) $P_2 = ?$
b) $T_3 = ?,\ T_4 = ?$
c) $v_2 = ?,\ v_3 = ?$
d) $\eta_c = ?$
e) $r = ?$
f) p.e.m. = ?



Solución

El ciclo termodinámico de Carnot, con diagrama *T-s*, es el que se muestra en la figura, en la cual se indican los cuatro procesos que lo forman.

Para encontrar la presión del estado 2 se utiliza la ecuación de la primera ley de la termodinámica:

$$\Delta u_{1-2} = \Delta q + \Delta w$$

Como la temperatura es constante, entonces $\Delta u_{1-2} = 0$ y el trabajo es $-P\,dv$. Sustituyendo:

$$\Delta q_{1-2} = P\,dv$$

que también es igual a:

$$\Delta q_{1-2} = Ru\,\mathrm{T}\ln\frac{P_1}{P_2}$$

Sustituyendo los valores numéricos se encuentra la P_2:

$$150\,\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = \left(\frac{8.314\,\dfrac{\text{kJ}}{\text{kgmol K}}}{29\,\dfrac{\text{kg}}{\text{kgmol}}}\right)(900\text{ K})\left(\ln\frac{P_1}{P_2}\right)$$

$$\ln\frac{P_1}{P_2} = 0.581$$

$$P_2 = P_1\,(0.559)$$

$$P_2 = (0.559)\,(69.3)\text{ bares}$$

$$\mathbf{P_2 = 38.7\ bares}$$

La temperatura más elevada del ciclo es la correspondiente a los estados 3 y 4, que es la misma. Como el proceso 3-4 es isentrópico se aplica la ecuación de las presiones relativas:

$$\frac{P_{r3}}{P_{r2}} = \frac{P_3}{P_2}$$

de donde:

$$P_{r3} = P_{r2}\frac{P_3}{P_2}$$

La P_{r2} se obtiene de las tablas del aire con la temperatura del estado 2, el valor es de 75.29. Sustituyendo:

$$P_{r3} = (75.29)\left(\frac{1\text{ bar}}{38.9\text{ bares}}\right)$$

$$P_{r3} = 1.94$$

Con este valor se busca en las tablas del aire y se encuentra que la temperatura tiene una magnitud de:

$$\mathbf{T_3 = 330\ K = T_4}$$

Los volúmenes específicos se calculan con la ecuación de gas ideal, puesto que se conocen todos los valores necesarios, esto es:

$$v_2 = \frac{Ru\,T_2}{P_2}$$

$$v_2 = \left(\frac{0.0814\dfrac{\text{bar m}^3}{\text{kgmol K}}}{29\,\dfrac{\text{kg}}{\text{kgmol}}}\right)\left(\frac{900\text{ K}}{38.7\text{ bares}}\right)$$

$$\mathbf{v_2 = 0.0667\ m^3/kg}$$

De manera similar:

$$v_3 = \left(\frac{0.0814\dfrac{\text{bar m}^3}{\text{kgmol K}}}{29\,\dfrac{\text{kg}}{\text{kgmol}}}\right)\left(\frac{330\text{ K}}{1\text{ bar}}\right)$$

$$\mathbf{v_3 = 0.9262\ m^3/kg}$$

La eficiencia termodinámica del ciclo de Carnot se obtiene con la ecuación:

$$\eta_c = 1 - \frac{T_3}{T_2}$$

Sustituyendo:

$$\eta_c = 1 - \frac{330\text{ K}}{900\text{ K}}$$

$$\mathbf{\eta_c = 0.633}$$

La eficiencia térmica del ciclo de Carnot tiene un valor de 63.3% cuando las temperaturas máxima y mínima son de 900 y 330 K, respectivamente.

La relación de compresión se define como:

$$r = \frac{v_2}{v_1}\left(\frac{v_3}{v_2}\right)_s$$

y

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{P_1}{P_2} = \frac{69.3\text{ bares}}{38.7\text{ bares}} = 1.79$$

$$\left(\frac{v_3}{v_2}\right)_s = \frac{0.9262}{0.0667} = 14.0$$

por lo tanto:

$$r = 1.79 \times 14.0$$

$$\mathbf{r = 25.0}$$

La relación de compresión del ciclo de Carnot es de 25.

La presión media eficaz se define como una presión promedio que, si actuase sobre el émbolo durante toda la carrera de potencia produciría el mismo trabajo de salida que el trabajo neto producido por el proceso cíclico real, esto es:

$$\text{p.e.m.} = \frac{\Delta w}{\text{volumen desplazado}}$$

El trabajo total producido se calcula con:

$$\Delta w = \left(1 - \frac{T_3}{T_1}\right)\Delta q\,.$$

Sustituyendo valores:

$$\Delta w = \left(1 - \frac{330\ \text{K}}{900\ \text{K}}\right)150\ \text{kJ/kg}$$

$$\Delta w = 95\ \text{kJ/kg}$$

Puesto que el volumen desplazado es igual a la diferencia del volumen inicial y el final, entonces es necesario conocer el v_1, utilizando la ecuación de gas ideal:

$$v_1 = \frac{Ru\, T_1}{P_1}$$

Sustituyendo valores:

$$v_1 = \left(\frac{0.08314\dfrac{\text{bar m}^3}{\text{kgmol K}}}{29\,\dfrac{\text{kg}}{\text{kgmol}}}\right)\left(\frac{900\ \text{K}}{69.3\ \text{bares}}\right)$$

$$v_1 = 0.0372\ \text{m}^3/\text{kg}$$

Por lo tanto, la presión media eficaz es:

$$\text{p.e.m.} = \left[\frac{95\dfrac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{(0.9262 - 0.0372)\dfrac{\text{m}^3}{\text{kg}}}\right] \times \frac{10^3}{10^5}$$

$$\textbf{p.e.m. = 1.06 bares}$$

En un ciclo de Carnot el calor se suministra a la temperatura máxima. Es necesario emplear las tablas del aire para conocer los valores que faltan. En este caso, la eficiencia del ciclo es de 63.3%, con una presión media eficaz de 1.06 bares.

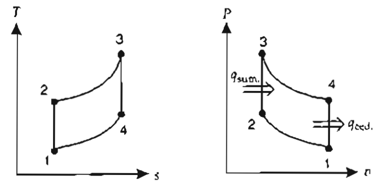
PROBLEMA IV.3

Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un ciclo Otto para obtener la eficiencia, la presión y la temperatura de cada estado.

El aire a la entrada de un ciclo de Otto cuya relación de compresión es 8:1 se encuentra a 0.98 bares y 27 C. Se suministran 1 430 kJ/kg de calor. Determine: *a)* la presión y la temperatura al final de cada uno de los procesos del ciclo; *b)* la eficiencia térmica; *c)* la presión media eficaz del ciclo, y *d)* el gasto volumétrico del aire, me- dido a las condiciones de comienzo de la compresión, necesario para producir 80 HP.

Datos

Ciclo Otto
$r = 8{:}1$
$P_1 = 0.98$ bares
$T_1 = 27$ C
$\Delta q = 1\,430$ kJ/kg
a) P y T
b) $\eta = ?$
c) p.e.m. = ?
d) $\dot{V} = ?$, si $\dot{W} = 80$ HP



Solución

Los diagramas de presión-volumen y temperatura-entropía del ciclo Otto de este problema se muestran en la figura anterior. El ciclo está formado por dos procesos isentrópicos, 1-2 y 3-4, y dos de volumen constante, 2-3 y 4-1, en éstos se suministra y cede calor, respectivamente.

Del enunciado del problema se conocen las condiciones de entrada del aire y la relación de compresión, la cual es:

$$r = \frac{v_1}{v_2} = 8$$

Se sabe que el proceso 1-2 es isentrópico, entonces se emplea la relación de volúmenes relativos, dada por:

$$\frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{v_2}{v_1}$$

de donde:

$$v_{r2} = v_{r1}\frac{v_2}{v_1}$$

De las tablas del aire a la temperatura de 300 K se obtiene v_{r1}, su valor es de 621.2. Sustituyendo:

$$v_{r2} = 621.2 \times \frac{1}{8}$$

$$v_{r2} = 77.64$$

De las mismas tablas, el valor que le corresponde es de $T_2 = 673$ K, con una energía interna de 491.2 kJ/kg. La presión en este estado se obtiene con la expresión:

$$\frac{P_{r2}}{P_{r1}} = \frac{P_2}{P_1}$$

de donde P_{r2} y P_{r1}, se obtienen de las tablas a la temperatura correspondiente. La ecuación queda:

$$P_2 = P_1\frac{P_{r2}}{P_{r1}}$$

Numéricamente:

$$P_2 = 0.98 \text{ bares}\left(\frac{24.88}{1.386}\right)$$

$$\mathbf{P_2 = 17.6 \text{ bares}}$$

La energía interna del estado 3 es igual a la que se tiene en el estado 2 más el calor suministrado, esto es:

$$u_3 = u_2 + \Delta q$$

$$u_3 = 491.2 \text{ kJ/kg} + 1\,430 \text{ kJ/kg}$$

$$\mathbf{u_3 = 1\,921 \text{ kJ/kg}}$$

Con este valor de 1 921 kJ/kg, en las tablas de aire se encuentra que la temperatura correspondiente es de $T_3 = 2\,250$ K. La presión se obtiene con la ecuación de gas ideal, y como el proceso 2-3 es a volumen constante entonces:

$$P_3 = P_2 \frac{T_3}{T_2}$$

Sustituyendo:

$$P_3 = 17.6 \text{ bares} \times \frac{2\,250 \text{ K}}{673 \text{ K}}$$

$$\mathbf{P_3 = 58.8 \text{ bares}}$$

Las condiciones del estado final, 4, se obtienen con la definición de la relación de compresión:

$$r = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_{r4}}{v_{r3}}$$

de donde:

$$v_{r4} = v_{r3}\, r$$

y v_{r3} es igual a 1.864, el cual se obtiene de las tablas. Por lo tanto:

$$v_{r4} = 1.864\,(8)$$

$$v_4 = 14.91$$

De las mismas tablas se encuentra que la temperatura que le corresponde es de 1 179 K. Con la ecuación de gas ideal, la presión del estado final se determina como:

$$P_4 = P_3 \frac{v_3}{v_4} \frac{T_4}{T_3}$$

Sustituyendo:

$$P_4 = 58.8 \text{ bares} \times \frac{1\,179 \text{ K}}{2\,250 \text{ K}} \times \frac{1}{8}$$

$$\mathbf{P_4 = 3.85 \text{ bares}}$$

La eficiencia térmica del ciclo se obtiene con la ecuación:

$$\eta = \frac{\Delta q_{\text{sum.}} - \Delta q_{\text{ced.}}}{\Delta q_{\text{sum.}}}$$

Sustituyendo los valores de $\Delta q_{\text{ced.}} = (u_4 - u_1)$:

$$\eta = \frac{1\,430 \text{ kJ/kg} - (923 - 214) \text{ kJ/kg}}{1\,430 \text{ kJ/kg}}$$

$$\eta = 0.504$$

La presión media eficaz se determina de la definición:

$$\text{p.e.m.} = \frac{\Delta w}{v_1 - v_2}$$

Los volúmenes específicos se calculan con la ecuación de gas ideal; sus valores son:

$$v_1 = \frac{Ru\, T_1}{P_1}$$

$$v_1 = \frac{0.08314 \dfrac{\text{bar m}^3}{\text{kgmol K}}}{29 \dfrac{\text{kg}}{\text{kgmol}}} \times \frac{300 \text{ K}}{0.98 \text{ bares}}$$

$$v_1 = 0.8776 \text{ m}^3/\text{kg}$$

De manera similar:

$$v_2 = 0.1097 \text{ m}^3/\text{kg}$$

El trabajo del ciclo se obtiene con la expresión $\Delta w = \Delta q_{\text{sum.}} - \Delta q_{\text{ced.}}$ su valor es:

$$\Delta w = 1\,430 \text{ kJ/kg} - 709 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta w = 721 \text{ kJ/kg}$$

Sustituyendo:

$$\text{p.e.m.} = \frac{721\ \text{kJ/kg}}{(0.8776 - 0.1097)\ \text{m}^3/\text{kg}} \times \frac{\text{bar m}^2}{10^5\ \text{N}}\ \frac{10^3\ \text{N}}{\text{KN}}$$

$$\textbf{p.e.m. = 9.38 bares}$$

El flujo volumétrico de aire que se necesita para producir los 80 HP se calcula con la ecuación:

$$\dot{V} = v\dot{m}$$

$$\dot{V} = v_1 \frac{\dot{W}}{\Delta\, w_{\text{ciclo}}}$$

Primero se convierte la potencia a las unidades adecuadas:

$$\dot{W} = 80\ \text{HP} \times \frac{1\ \text{kW}}{1.3405\ \text{HP}} \times \frac{\text{kJ/s}}{\text{kW}} \times \frac{60\ \text{s}}{\text{min}}$$

$$\dot{W} = 3\,580\ \frac{\text{kJ}}{\text{min}}$$

Sustituyendo en la ecuación de flujo volumétrico:

$$\dot{V} = 0.8776\ \text{m}^3/\text{kg} \times \frac{3\,580\ \text{kJ/min}}{721\ \text{kJ/kg}}$$

$$\dot{V} = \mathbf{4.36\ m^3/min}$$

En un ciclo Otto que utiliza aire como fluido de trabajo es posible determinar los valores de presión y temperatura de cada estado si se conocen algunos valores, con la ayuda de las tablas del mismo gas ideal. Para producir 80 HP con este ciclo, se necesitan 4.36 m³/min de aire a 27 C y 0.98 bares de presión, la eficiencia del ciclo es de 50.4 por ciento.

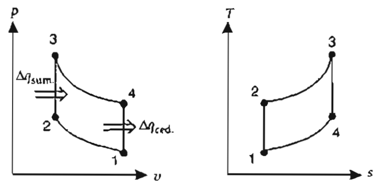
PROBLEMA IV.4

Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un ciclo Otto para determinar el trabajo, la eficiencia y la presión media eficaz.

Para un ciclo Otto con 8.3 de relación de compresión y 1 213 kJ/kg de suministro de calor, determine: *a)* la presión y la temperatura máxima del ciclo; *b)* la producción de trabajo neto; *c)* la eficiencia térmica, y *d)* la presión media eficaz. Considere que la presión y la temperatura al comienzo del proceso de compresión son 0.095 MPa y 7 C.

Datos

Ciclo Otto
$r = 8.3$
$\Delta\, q_{2\text{-}3} = 1\,213$ kJ/kg
$P_1 = 0.095$ MPa
$T_1 = 7$ C
a) $P_{\text{máx.}} = ?$
$T_{\text{máx.}} = ?$
b) $\Delta\, w = ?$
c) $\eta = ?$
d) p.e.m. = ?



Solución

Los diagramas del ciclo Otto de *P-v* y *T-s* son como los que se observan en las figuras. En ellos se distingue claramente dónde se suministra y cede energía en forma de calor y trabajo. Los procesos de 1-2 y 3-4 son isentrópicos y 2-3 y 4-1 son a volumen constante.

Se obtendrán los valores de presión, temperatura y energía interna para todos los puntos del ciclo Otto, después se realizarán los cálculos necesarios para contestar las preguntas que indica el problema.

Con la temperatura de inicio se encuentra en las tablas que la energía interna es:

$$u_1 = 199.8 \text{ kJ/kg}$$

El volumen relativo en este estado es de:

$$v_{r1} = 738$$

Como el proceso de 1-2 es isentrópico, entonces la temperatura de 2 se determina con la relación:

$$\frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{r}$$

de donde:

$$v_{r2} = \frac{v_{r1}}{r}$$

$$v_{r2} = \frac{738}{8.3}$$

$$v_{r2} = 88.92$$

De las tablas del aire se tiene que a este valor corresponde una temperatura de:

$$T_2 = 640 \text{ K}$$

y una energía interna de:

$$u_2 = 465.5 \text{ kJ/kg}$$

La presión del estado 2 se determina con:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}}$$

donde P_{r2} y P_{r1} se obtienen de las tablas y sus valores son 20.64 y 1.0889 respectivamente; entonces la P_2 es:

$$P_2 = 0.095 \text{ MPa} \times \frac{20.64}{1.0889}$$

$$\mathbf{P_2 = 1.8 \text{ MPa}}$$

La energía interna del estado 3 es igual a la del estado 2 más el calor suministrado, esto es:

$$u_3 = u_2 + \Delta q_{2\text{-}3}$$

$$u_3 = 465.5 \text{ kJ/kg} + 1\,213 \text{ kJ/kg}$$

$$u_3 = 1\,678.5 \text{ kJ/kg}$$

Con este valor y con la ayuda de las tablas se obtiene la temperatura:

$$\mathbf{T_3 = 2\,000 \text{ K}}$$

La presión en este estado se obtiene con la condición de que el proceso 2-3 es a volumen constante, esto es:

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2}$$

de donde:

$$P_3 = P_2 \frac{T_3}{T_2}$$

$$P_3 = 1.8 \text{ MPa} \times \frac{2\,000 \text{ K}}{640 \text{ K}}$$

$$\mathbf{P_3 = 5.63 \text{ MPa}}$$

La temperatura del estado 4 se encuentra con la ecuación de la relación de compresión:

$$r = \frac{v_{r4}}{v_{r3}}$$

donde $v_{r3} = 2.776$, entonces:

$$v_{r4} = 2.776\ (8.3)$$

$$v_{r4} = 23.04$$

Con este valor y el de las tablas, se obtiene que:

$$T_4 = 1\ 030\ \text{K}$$

La energía interna correspondiente es:

$$u_4 = 784.9\ \text{kJ/kg}$$

El calor de salida del ciclo es:

$$\Delta q_{ced} = \Delta q_{4-1} = u_4 - u_1$$

$$\Delta q_{ced.} = 784.9\ \text{kJ/kg} - 199.8\ \text{kJ/kg}$$

$$\Delta q_{ced.} \simeq 585.1\ \text{kJ/kg}$$

y el trabajo neto es:

$$\Delta w = \Delta q_{sum.} - \Delta q_{ced.}$$

$$\Delta w = 1\ 213\ \text{kJ/kg} - 585\ \text{kJ/kg}$$

$$\Delta w = 628\ \text{kJ/kg}$$

Ahora se procede a contestar las incógnitas del problema. La temperatura más alta del ciclo es la del estado 3 y le corresponde un valor de:

$$T_3 = 2\ 000\ \text{K} = T_{máx.}$$

El trabajo realizado por el ciclo es de:

$$\Delta w = 628\ \text{kJ/kg}$$

La eficiencia térmica es:

$$\eta = \frac{\Delta w}{\Delta q_{sum.}}$$

$$\eta = \frac{628\ \text{kJ/kg}}{1\ 213\ \text{kJ/kg}}$$

$$\eta = 0.528$$

Finalmente, la presión media eficaz se calcula con la ecuación:

$$\text{p.e.m.} = \frac{\Delta w}{(v_1 - v_2)}$$

$$\text{p.e.m.} = \frac{628}{0.845 - 0.102} \times \frac{10^3}{10^6}\ \text{MPa}$$

$$\text{p.e.m.} = 0.845\ \text{MPa}$$

La temperatura más elevada en el ciclo Otto corresponde al estado donde finaliza el proceso de suministro de calor, que en este problema vale 2 000 K; la eficiencia de este ciclo es de 52.89%, con una presión media eficaz de 0.845 MPa.

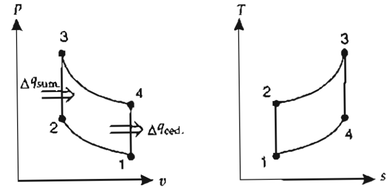
PROBLEMA IV.5

Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un ciclo Otto de aire para calcular la disponibilidad del aire, el trabajo y la relación entre ambos.

A un ciclo Otto de aire con una relación de compresión de 8.3 se le suministran 1 456 kJ/kg de calor. Determine: *a)* la disponibilidad del sistema cerrado de aire al final de la expansión isentrópica, si $T_0 = 7$ C y $P_0 = 0.095$ MPa, y *b)* el cociente de esta cantidad de disponibilidad entre la salida neta de trabajo del ciclo. Considere que el aire está a 0.095 MPa y 7 C al comienzo de la compresión.

Datos

$r = 8.3$
$\Delta q_{2-3} = 1\ 456$ kJ/kg
$P_0 = 0.095$ MPa
$T_0 = 7$ C
a) $\varphi = ?$, si $T_0 = 7$ C, $P_0 = 0.095$ MPa
b) $\dfrac{\varphi_4}{\Delta w} = ?$



Solución

Los diagramas de P-v y T-s para el ciclo Otto se muestran en las figuras. El ciclo está formado por dos procesos de entropía constante y dos a volumen constante, en estos últimos se da el suministro y la pérdida de calor.

Para responder las preguntas que se hacen en el problema, es necesario determinar los valores de presión, temperatura, energía interna y entropía, de cada estado del ciclo. Por lo tanto se procederá a calcularlos.

Con la temperatura en el estado inicial y las tablas de propiedades termodinámicas del aire se determinan los siguientes valores:

$$u_1 = 199.8 \text{ kJ/kg}$$

$$v_{r1} = 738$$

$$P_{r1} = 1.0899$$

$$s_1^0 = 1.63279 \text{ kJ/kg}$$

Como el proceso 1-2 es isentrópico, entonces se determina la temperatura de 2 como:

$$\frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{v_2}{v_1}$$

$$v_{r2} = \frac{v_{r1}}{r}$$

Numéricamente:

$$v_{r2} = \frac{738}{8.3}$$

$$v_{r2} = 88.92$$

Con este resultado, se obtienen los siguientes valores de las mismas tablas:

$$T_2 = 640 \text{ K}$$

$$u_2 = 465.5 \text{ kJ/kg}$$

La presión en este estado se determina con:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}}$$

$$P_2 = P_1 \frac{P_{r2}}{P_{r1}}$$

$$P_2 = 0.095 \text{ MPa} \times \frac{20.64}{1.0889}$$

$$P_2 = 1.8 \text{ MPa}$$

La energía interna del estado 3 se calcula con:

$$u_3 = u_2 + \Delta q_{sum}$$

$$u_3 = 465.5 \text{ kJ/kg} + 1\,456 \text{ kJ/kg}$$

$$u_3 = 1\,921 \text{ kJ/kg}$$

y con este valor se obtiene de las tablas que la temperatura correspondiente es:

$$T_3 = 2\,250 \text{ K}$$

El valor del volumen relativo es:

$$v_{r3} = 1.864$$

Como el proceso 2-3 es a volumen constante, entonces la presión en 3 vale:

$$\frac{P_3}{T_3} = \frac{P_2}{T_1}$$

$$P_3 = P_2 \frac{T_3}{T_2}$$

$$P_3 = 1.8 \text{ MPa} \times \frac{2\,250 \text{ K}}{640 \text{ K}}$$

$$P_3 = 6.33 \text{ MPa}$$

El proceso 3-4 es isentrópico, entonces:

$$\frac{v_{r4}}{v_{r3}} = \frac{v_4}{v_3}$$

$$v_{r4} = v_{r3}\, r$$

$$v_{r4} = 1.864 \times 8.3$$

$$v_{r4} = 15.47$$

Con la ayuda de las tablas del aire, se encuentra que la temperatura, la energía interna y la entropía valen:

$$T_4 = 1\,175 \text{ K}$$

$$u_4 = 910 \text{ kJ/kg}$$

$$s_4^0 = 3.15416 \text{ kJ/kg K}$$

El calor que sale del ciclo se da en el proceso 4-1, cuya magnitud se determina con:

$$\Delta\, q_{ced.} = u_1 - u_4$$

$$\Delta\, q_{ced.} = 910 \text{ kJ/kg} - 199.8 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta\, q_{ced.} = 710 \text{ kJ/kg}$$

y el trabajo del ciclo es:

$$\Delta\, w = \Delta\, q_{sum.} - \Delta\, q_{ced.}$$

$$\Delta\, w = 1\,456 \text{ kJ/kg} - 710 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta\, w = 746 \text{ kJ/kg}$$

La disponibilidad del sistema al final de la expansión isentrópica corresponde al estado 4, la cual se determina con la expresión:

$$\varphi_4 = (u_4 - u_0) + P_0\left(\frac{Ru\,T_4}{P_4} - \frac{Ru\,T_0}{P_0}\right) - T_0\left(s_4^0 - s_0^0 - Ru \ln \frac{P_4}{P_0}\right)$$

Sustituyendo valores:

$$\varphi_4 = (910 - 199.8) \text{ kJ/kg} + 0.095 \text{ MPa} \times \frac{8.314 \frac{\text{kJ}}{\text{kgmol K}}}{29 \frac{\text{kg}}{\text{kgmol}}}\left(\frac{1\,175}{0.395} - \frac{280}{0.095}\right)\frac{\text{K}}{\text{MPa}}$$

$$-280 \text{ K}\left[3.15416 - 1.63279 - \frac{8.314 \frac{\text{kJ}}{\text{kgmol K}}}{29 \frac{\text{kg}}{\text{kgmol}}} \ln\left(\frac{0.398}{0.095}\right)\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}\right]$$

$$\varphi_4 = 393 \text{ kJ/kg}$$

El cociente de la disponibilidad y el trabajo es igual a:

$$\frac{\varphi_4}{\Delta\, w} = \frac{393 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{746 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$\frac{\varphi_4}{\Delta\, w} = 0.527$$

En el ciclo Otto, cuya disponibilidad en el estado 4 es de 393 kJ/kg, la eficiencia es de 51.2%, con un calor perdido de 710 kJ/kg.

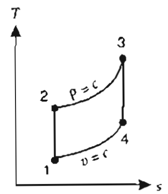
PROBLEMA IV.6

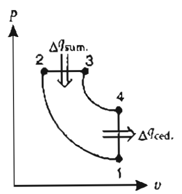
Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un ciclo Diesel de aire para calcular la temperatura y la presión de cada estado, la eficiencia y la presión media eficaz.

Un ciclo Diesel de aire opera con una relación de compresión de 15:1 y se le suministran 7.5 kJ de calor. Calcule: *a)* la presión y la temperatura al final de cada uno de los procesos del ciclo, y *b)* la eficiencia térmica y la presión media eficaz del ciclo. Al inicio de la carrera de compresión el aire se encuentra a 0.95 bares y 17 C y el volumen del cilindro es 3.80 L.

Datos

$r = 15{:}1$
$P_1 = 0.95$ bares
$T_1 = 17$ C
$V_1 = 3.80$ L
$\Delta Q_{2-3} = 7.5$ kJ
a) P y $T = ?$
b) $\eta_T = ?$
p.e.m. = ?





Solución

Los diagramas de T-s y de P-v para el ciclo termodinámico Diesel se ilustran en las figuras. El proceso de suministro de calor es a presión constante, es decir, el 2-3, y donde se pierde calor es a volumen constante, proceso 4-1. Los otros procesos son a entropía constante, 1-2 y 3-4.

Con la temperatura inicial de 17 C y la ayuda de las tablas del aire se determinan las siguientes magnitudes:

$$P_{r1} = 1.2311$$

$$v_{r1} = 676.1$$

$$u_1 = 206.9 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = 290.16 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1^0 = 1.6680 \text{ kJ/kg K}$$

Puesto que el proceso 1-2 es isentrópico, las condiciones del estado 2 se encuentran con:

$$\frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{v_2}{v_1}$$

$$v_{r2} = \frac{v_{r1}}{r}$$

esto es:

$$v_{r2} = \frac{676.1}{15}$$

$$v_{r2} = 45.07$$

$$v_1 = \frac{Ru\,T_1}{P_1}$$

$$v_1 = \frac{0.08314 \dfrac{\text{bar m}^3}{\text{kgmol K}} \times 290 \text{ K}}{29 \dfrac{\text{kg}}{\text{kgmol}} \times 0.95 \text{ bares}}$$

$$v_1 = 0.875 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Nuevamente, en las tablas referidas anteriormente, con el valor de v_{r2} se encuentra:

$$u_2 = 607 \text{ kJ/kg}$$

$$T_2 = 819 \text{ K}$$

$$h_2 = 843.1 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r2} = 52.1$$

$$s_2^0 = 2.74400 \text{ kJ/kg K}$$

La presión en este estado es igual a:

$$\frac{P_{r2}}{P_{r1}} = \frac{P_2}{P_1}$$

$$P_2 = P_1 \frac{P_{r2}}{P_{r1}}$$

$$P_2 = 0.95 \text{ bares}\left(\frac{52.1}{1.231}\right)$$

$$\mathbf{P_2 = 40.2 \text{ bares} = P_3}$$

$$v_2 = \frac{Ru\, T_2}{P_2}$$

$$v_2 = \frac{\left(0.08314 \frac{\text{bar m}^3}{\text{kgmol K}}\right)(819 \text{ K})}{\left[29 \frac{\text{kg}}{\text{kgmol}}\right](40.2 \text{ bares})}$$

$$v_2 = 0.875 \text{ m}^3/\text{kg}$$

La masa del aire que se utiliza en el ciclo es:

$$m = \frac{V_1}{v_1}$$

$$m = \frac{3.8 \times 10^{-3} \text{ m}^3}{0.875 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$m = 0.00434 \text{ kg}$$

El calor suministrado por unidad de masa es:

$$\Delta q_{2-3} = \frac{\Delta Q_{2-3}}{\text{m}}$$

$$\Delta q_{2-3} = \frac{7.5 \text{ kJ}}{0.00434 \text{ kg}}$$

$$\Delta q_{2-3} = 1\,727 \text{ kJ/kg}$$

La entalpía del estado 3 se calcula con la suma del correspondiente valor de 2 más el calor suministrado:

$$h_3 = h_2 + \Delta q_{2-3}$$

$$h_3 = 843 \text{ kJ/kg} + 1\,727 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 2\,570 \text{ kJ/kg}$$

Con el valor de la entalpía calculada en el punto 3 en las tablas de aire se encuentran los valores de la temperatura, volumen relativo y presión relativa:

$$\mathbf{T_3 = 2\,250 \text{ K}}$$

$$v_{r3} = 1.864$$

$$P_{r3} = 3\,464$$

$$\mathbf{s_3^0 = 3.9474 \text{ kJ/kg K}}$$

El proceso 3-4 es isentrópico, entonces las condiciones del estado 4 son:

$$\frac{v_{r4}}{v_{r3}} = \frac{v_4}{v_3}$$

$$v_{r4} = v_{r3} \frac{v_4}{v_3} = v_{r3} \frac{r}{r_c}$$

donde r_c es la relación de combustible dada por:

$$r_c = \frac{v_3}{v_2}$$

$$r_c = \frac{T_3}{T_2}$$

$$r_c = \frac{2\,250 \text{ K}}{819 \text{ K}}$$

$$r_c = 2.75$$

Por lo tanto:

$$v_{r4} = 1.864 \times \frac{15}{2.75} = 10.17$$

Con las tablas se encuentra que:

$$T_4 = 1\,343 \text{ K}$$

$$u_4 = 1\,062 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r4} = 379$$

$$s_4^0 = 3.3122 \text{ kJ/kg K}$$

La presión del estado 4 es igual a:

$$\frac{P_{r4}}{P_{r3}} = \frac{P_4}{P_3}$$

$$P_4 = P_3 \frac{P_{r4}}{P_{r3}}$$

$$P_4 = 40.2 \text{ bares} \times \frac{379}{3\,464}$$

$$P_4 = 4.40 \text{ bares}$$

El calor cedido se determina con:

$$\Delta q_{4-1} = u_4 - u_1$$

$$= 1\,062 \text{ kJ/kg} - 207 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta q_{4-1} = 855 \text{ kJ/kg}$$

La eficiencia térmica del ciclo se calcula con:

$$\eta_t = \frac{\Delta q_{2-3} - \Delta q_{4-1}}{\Delta q_{2-3}}$$

$$\eta_T = \frac{1\,727 - 855}{1\,727} \frac{\text{kJ/kg}}{\text{kJ/kg}}$$

$$\eta_T = 0.505$$

La presión media eficaz se encuentra de:

$$\text{p.e.m.} = \frac{872}{(0.875 - 0.0584)} \times \frac{10^3}{10^5}$$

$$\text{p.e.m.} = 10.67 \text{ bares}$$

En el ciclo Diesel se emplea otra relación adicional a la de compresión, la de combustible, la cual se define como $r_c = v_3/v_2$. En este problema la eficiencia térmica del ciclo es de 50.5%, con una producción de trabajo de 872 kJ/kg si el calor suministrado es de 1 727 kJ/kg.

PROBLEMA IV.7

Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un ciclo Diesel de aire para calcular la disponibilidad de los gases.

A un ciclo de Diesel de aire que opera con una relación de compresión de 15:1 entra aire a 0.95 bares y 17 C y en el proceso de suministro de calor se agregan 7.5 kJ. Determine: *a)* la disponibilidad del aire al final de la expansión isentrópica, si $T_0 = 17$ C y $P_0 = 0.95$ bares, y *b)* el cociente de esta cantidad de disponibilidad y el trabajo del ciclo. Considere que el volumen del cilindro es 3.80 L al inicio de la carrera de compresión.

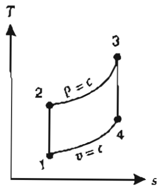
Datos

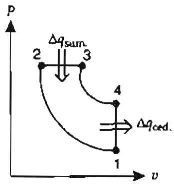
$r = 15{:}1$
$P_1 = 0.95$ bares
$T_1 = 17$ C
$V = 3.80$ L
$\Delta Q_{sum.} = 7.5$ kJ
$T_0 = 17$ C

$P_0 = 0.95$ bares

a) $\varphi_4 = ?$ kJ/kg

b) $\dfrac{\varphi_4}{\Delta w} = ?$





Solución

Los diagramas de P-v y T-s del ciclo Diesel son como los que se muestran en las figuras. Están formados por un proceso a presión constante, 2-3, donde se suministra calor; un proceso a volumen constante, 4-1, en el cual se desecha calor, y dos procesos isentrópicos, uno de compresión, 1-2, y el otro de expansión, 3-4.

Con la temperatura inicial de 17 C y la ayuda de las tablas del aire se determinan las siguientes magnitudes:

$$P_{r1} = 1.2311$$

$$v_{r1} = 676.1$$

$$u_1 = 206.9 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = 290.16 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1^0 = 1.6680 \text{ kJ/kg K}$$

Puesto que el proceso 1-2 es isentrópico, las condiciones del estado 2 se encuentran con:

$$\frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{v_2}{v_1}$$

$$v_{r2} = \frac{v_{r1}}{r}$$

esto es:

$$v_{r2} = \frac{676.1}{15}$$

$$v_{r2} = 45.07$$

$$v_1 = \frac{Ru\, T_1}{P_1}$$

$$v_1 = \frac{\left(0.08314 \dfrac{\text{bar m}^3}{\text{kgmol K}}\right)(290 \text{ K})}{\left(29 \dfrac{\text{kg}}{\text{kgmol}}\right)(0.95 \text{ bares})}$$

$$v_1 = 0.875 \text{ m}^3/\text{kg}$$

De las tablas referidas anteriormente:

$$u_2 = 607 \text{ kJ/kg}$$

$$\mathbf{T_2 = 819\ K}$$

$$h_2 = 843.1 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r2} = 52.1$$

$$s_2^0 = 2.74400 \text{ kJ/kg K}$$

La presión en este estado es igual a:

$$\frac{P_{r2}}{P_{r1}} = \frac{P_2}{P_1}$$

$$P_2 = P_1 \frac{P_{r2}}{P_{r1}}$$

$$P_2 = 0.95 \text{ bares}\left(\frac{52.1}{1.231}\right)$$

$$\mathbf{P_2 = 40.2\ bares = P_3}$$

$$v_2 = \frac{Ru\, T_2}{P_2}$$

$$v_2 = \frac{\left(0.08314 \dfrac{\text{bar m}^3}{\text{kgmol K}}\right)(819 \text{ K})}{\left(29 \dfrac{\text{kg}}{\text{kgmol}}\right)(40.2 \text{ bares})}$$

$$v_2 = 0.0584 \text{ m}^3/\text{kg}$$

La masa del aire que se utiliza en el ciclo es:

$$m = \frac{V_1}{v_1}$$

$$m = \left(\frac{3.8 \times 10^{-3} \ m^3}{0.875 \text{ m}^3/\text{kg}}\right)$$

$$m = 0.00434 \text{ kg}$$

El calor suministrado por unidad de masa es:

$$\Delta q_{2\text{-}3} = \frac{\Delta Q_{2\text{-}3}}{m}$$

$$\Delta q_{2\text{-}3} = \frac{7.5 \text{ kJ}}{0.00434 \text{kg}}$$

$$\Delta q_{2\text{-}3} = 1\ 727 \text{ kJ/kg}$$

La entalpía del estado 3 se calcula con la suma del correspondiente valor de 2 más el calor suministrado:

$$h_3 = h_2 + \Delta q_{2\text{-}3}$$

$$h_3 = 843 \text{ kJ/kg} + 1\ 727 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 2\ 570 \text{ kJ/kg}$$

Con la ayuda de las tablas se encuentran los valores de la temperatura, volumen relativo y presión relativa, o sea:

$$T_3 = 2\ 250 \text{ K}$$

$$v_{r3} = 1.864$$

$$P_{r3} = 3\ 464$$

$$s_3^0 = 3.9474 \text{ kJ/kg K}$$

El proceso 3-4 es isentrópico, entonces las condiciones del estado 4 son:

$$\frac{v_{r4}}{v_{r3}} = \frac{v_4}{v_3}$$

$$v_{r4} = v_{r3}\frac{v_4}{v_3} = v_{r3}\frac{r}{r_c}$$

donde r_c es la relación de combustible dada por:

$$r_c = \frac{v_3}{v_2}$$

También se puede escribir:

$$r_c = \frac{T_3}{T_2}$$

$$r_c = \frac{2\ 250 \text{ K}}{819 \text{ K}}$$

$$r_c = 2.75$$

Por lo tanto:

$$v_{r4} = 1.864 \times \frac{15}{2.75}$$

$$v_{r4} = 10.17$$

Con las tablas se encuentra que:

$$T_4 = 1\ 343 \text{ K}$$

$$u_4 = 1\ 062 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r4} = 379$$

$$s_4^0 = 3.3122 \text{ kJ/kg K}$$

La presión del estado 4 es igual a:

$$\frac{P_{r4}}{P_{r3}} = \frac{P_4}{P_3}$$

$$P_4 = P_3\frac{P_{r4}}{P_{r3}}$$

$$P_4 = 40.2\text{ bares} \times \frac{379}{3\,464}$$

$$P_4 = 4.40\text{ bares}$$

El calor cedido se determina con:

$$\Delta q_{4-1} = u_4 - u_1$$

$$\Delta q_{4-1} = 1\,062\text{ kJ/kg} - 207\text{ kJ/kg}$$

$$\Delta q_{4-1} = 855\text{ kJ/kg}$$

La disponibilidad del fluido de trabajo en el estado final se calcula con la expresión:

$$\varphi_4 = (u_4 - u_0) + P_0 Ru\left(\frac{T_4}{P_4} - \frac{T_0}{P_0}\right) - T_0\left(s_4^0 - s_0^0 - Ru\ln\frac{P_4}{P_0}\right)$$

Sustituyendo valores:

$$\varphi_4 = (1\,062 - 206.9)\text{kJ/kg} + \left(0.95 \times \frac{8.314}{29}\right)\left(\frac{1\,343}{4.40} - \frac{290}{0.95}\right)\text{kJ/kg} -$$

$$290\left[3.3122 - 1.6880 - \frac{8.314}{29}\ln\left(\frac{4.40}{0.95}\right)\right]\text{kJ/kg}$$

$$\varphi_4 = 511.52\text{ kJ/kg}$$

El cociente de la disponibilidad y el trabajo es:

$$\frac{\varphi_4}{\Delta w} = \frac{511.2\text{ kJ/kg}}{872\text{ kJ/kg}}$$

$$\frac{\varphi_4}{w} = 0.586$$

Para un ciclo Diesel, cuya eficiencia es de 50.5%, la disponibilidad del fluido en el estado final es de 511.52 kJ/kg y su cociente con el trabajo es de 0.586.

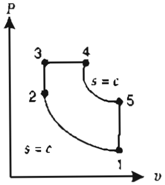
PROBLEMA IV.8

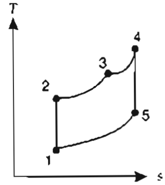
Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un ciclo dual de aire para calcular la temperatura y la presión de los procesos y la eficiencia.

A un ciclo dual que opera con una relación de compresión de 15:1 entra aire a 17 C, 0.95 bares y 3.80 L. Se suministran 6.0 kJ de calor, de los cuales 30% se proporciona a volumen constante y el resto a presión constante. Determine: *a)* la presión después del proceso de suministro de calor a volumen constante; *b)* la temperatura antes y después del proceso de suministro de calor a presión constante; *c)* la temperatura después de la expansión isentrópica, y *d)* la eficiencia térmica.

Datos

Ciclo dual
$\Delta Q = 6.0$ kJ
$\Delta Q_v = 0.30 \times 6 = 1.8$ kJ
$r = 15{:}1$
$T_1 = 17$ C
$P_1 = 0.95$ bares
$V_1 = 3.80$ L
a) $P_3 = ?$
b) $T_3 = ?$, $T_4 = ?$
c) $T_5 = ?$
d) $\eta = ?$





Solución

El ciclo dual consta de 5 procesos: inicia con una compresión isentrópica, proceso 1-2; después un suministro de calor a volumen constante, proceso 2-3; luego otro suministro de calor isobárico, proceso 3-4; sigue la expansión isentrópica, proceso 4-5, por último el proceso final de expansión a volumen constante, proceso 5-1, donde se eliminan los gases producto de la combustión.

Para resolver el problema del ciclo dual se encontrarán todas las variables correspondientes al final de cada proceso y posteriormente se dará la solución de cada inciso. Puesto que se conoce la temperatura inicial de 17 C, de las tablas del aire se obtiene que:

$$u_1 = 207 \text{ kJ/kg}$$

$$v_{r1} = 676.1$$

La temperatura 2 se calcula con el volumen relativo en ese estado utilizando:

$$\frac{v_{r1}}{v_{r2}} = \frac{v_1}{v_2} = r$$

Puesto que el proceso es isentrópico, entonces:

$$v_{r2} = \frac{v_{r1}}{r}$$

$$v_{r2} = \frac{676.1}{15}$$

$$v_{r2} = 45.07$$

De las tablas, la temperatura correspondiente es:

$$T_2 = 818 \text{ K}$$

$$u_2 = 607.4 \text{ kJ/kg}$$

La energía interna del estado 3 se obtiene aplicando la primera ley de la termodinámica al proceso, esto es:

$$\Delta q = u_3 - u_2$$

de donde:

$$u_3 = \Delta q_{2\text{-}3} + u_2$$

El calor suministrado en el proceso 2-3 es:

$$\Delta q_{2\text{-}3} = \Delta Q_{2\text{-}3} \frac{v_1}{V_1}$$

en donde V_1/v_1 es la masa del ciclo termodinámico. Sustituyendo:

$$\Delta q_{2\text{-}3} = \frac{1.8 \text{ kJ } (0.875 \text{ m}^3/\text{kg})}{3.8 \times 10^{-3} \text{ m}^3}$$

$$\Delta q_{2\text{-}3} = 414.5 \text{ kJ/kg}$$

De las tablas se tiene que:

$$\mathbf{T_3 = 1\,300\ K}$$

La presión del estado 2 es necesaria para calcular la presión del estado 3, con la condición de que el proceso sea a volumen constante. De la relación:

$$\frac{P_{r2}}{P_{r1}} = \frac{P_2}{P_1}$$

$$P_2 = P_1 \frac{P_{r2}}{P_{r1}}$$

$$P_2 = 0.95 \text{ bares} \left(\frac{52.3}{1.231}\right)$$

$$P_2 = 40.4 \text{ bares}$$

Ahora para el proceso 2-3:

$$v_2 = v_3$$

$$\frac{P_2}{T_2} = \frac{P_3}{T_3}$$

$$P_3 = P_2 \frac{T_3}{T_2}$$

Al sustituir:

$$P_3 = 40.4 \text{ bares} \left(\frac{1\,300 \text{ K}}{818 \text{ K}} \right)$$

$$\mathbf{P_3 = 64.2 \text{ bares}}$$

La temperatura del estado 4 se obtiene de las tablas con el valor de la entalpía en ese punto, la cual es igual a:

$$h_4 = h_3 + \Delta q_{3-4}$$

El calor de 3-4 es 70% del calor total, o sea:

$$\Delta q_{2-3} = \frac{6 \text{ kJ}(0.70)\,(0.875 \text{ m}^3/\text{kg})}{3.8 \times 10^{-3} \text{ m}^3}$$

$$\Delta q_{2-3} = 967 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 1\,396 \text{ kJ/kg} + 967 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 2\,363 \text{ kJ/kg}$$

Con este resultado se obtiene de las tablas que la temperatura del estado 4 es de:

$$\mathbf{T_4 = 2\,090 \text{ K}}$$

$$u_4 = 1\,765 \text{ kJ/kg}$$

$$v_{r4} = 2.4$$

Puesto que el proceso 4-5 es isentrópico, entonces se aplica la expresión:

$$\frac{v_{r5}}{v_{r4}} = \frac{v_5}{v_4} = \frac{r}{r_c}$$

donde r_c es la relación de combustible:

$$v_{r5} = \frac{r v_{r4}}{r_c}$$

$$v_{r5} = v_{r4} \times r \times \frac{T_3}{T_4}$$

$$v_{r5} = 2.4 \times 15 \times \frac{1\,300 \text{ K}}{2\,029 \text{ K}}$$

$$v_{r5} = 23.06$$

Con este último se obtiene de las tablas:

$$\mathbf{T_5 = 1\,840 \text{ K}}$$

$$u_5 = 793 \text{ kJ/kg}$$

El calor desechado se da en el proceso 5-1; su magnitud es:

$$\Delta q_{5-1} = u_5 - u_1$$

Numéricamente:

$$\Delta q_{5-1} = 793 \text{ kJ/kg} - 207 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta q_{5-1} = 586 \text{ kJ/kg}$$

La presión después del suministro de calor, a volumen constante, en el estado 3 es:

$$P_3 = 64.2 \text{ bares}$$

La temperatura, antes y después del proceso de suministro de calor a presión constante corresponde a los estados 3 y 4:

$$T_3 = 1\,300 \text{ K}$$

$$T_4 = 2\,090 \text{ K}$$

La temperatura después de la expansión isentrópica, corresponde al estado 5:

$$T_5 = 1\,840 \text{ K}$$

La eficiencia térmica del ciclo es igual a:

$$\eta = \frac{\Delta q_{sum.} - \Delta q_{ced.}}{\Delta q_{sum.}}$$

$$\eta = \frac{1\,382 - 586}{1\,382} \frac{\text{kJ/kg}}{\text{kJ/kg}}$$

$$\eta = \mathbf{0.576}$$

En un ciclo dual el suministro de calor se lleva a cabo en dos procesos, uno a volumen constante y otro a presión constante. En este caso se obtienen las propiedades termodinámicas del ciclo en cada estado del mismo y la eficiencia es de 57.6 por ciento.

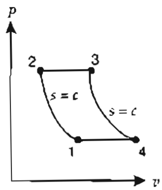
PROBLEMA IV.9

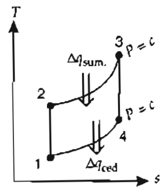
Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un ciclo de generación de potencia Brayton para calcular el trabajo, el calor suministrado, la eficiencia y la relación aire-combustible.

Una planta de potencia de turbina de gas opera según un ciclo de aire entre 0.10 y 0.60 MPa. El aire entra al compresor a 17 C y llega a la turbina a 1 080 K. Calcule: *a)* el trabajo; *b)* el calor suministrado; *c)* la eficiencia térmica, y *d)* la relación aire combustible requerida en el quemador, si el combustible es *n*-butano (C_4H_{10}).

Datos

Turbina de gas
$P_1 = 0.1$ MPa
$P_2 = 0.60$ MPa
$T_1 = 17$ C
$T_3 = 1\,080$ K
a) $\Delta w = ?$
b) $\Delta q_{2\text{-}3} = ?$
c) $\eta = ?$
d) $A/C = ?$





Solución

El ciclo termodinámico con el que operan las plantas de potencia de turbina de gas se conoce con el nombre de Brayton y está compuesto de los siguientes procesos: una compresión isentrópica que se da en el compresor, proceso 1-2; un suministro de calor isobárico, proceso 2-3; la expansión isentrópica que se da en la turbina, proceso 3-4, y finalmente el escape de los gases, que se hace también a presión constante, proceso 4-1.

Con la temperatura de entrada al compresor, que es de 290 K, se tiene de las tablas del aire que:

$$h_1 = 290.2 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r1} = 1.2311$$

Para llegar al estado 2 el proceso es isentrópico, entonces se aplica la expresión:

$$\frac{P_{r2}}{P_{r1}} = \frac{P_2}{P_1}$$

$$P_{r2} = P_{r1}\frac{P_2}{P_1}$$

$$P_2 = 1.2311\left(\frac{0.6\text{ MPa}}{0.1\text{ MPa}}\right)$$

$$P_{r2} = 7.39$$

Con ésta se obtiene de las tablas:

$$h_2 = 484.5\text{ kJ/kg}$$

$$T_2 = 782\text{ K}$$

El trabajo consumido por el compresor es:

$$\Delta w_c = h_2 - h_1$$

$$\Delta w_c = 484.5\text{ kJ/kg} - 290.2\text{ kJ/kg}$$

$$\Delta w_c = 194.3\text{ kJ/kg}$$

Con la temperatura de entrada a la turbina, se tiene:

$$P_{r3} = 155.2$$

$$h_3 = 1\,137.9\text{ kJ/kg}$$

El proceso 3-4 es isentrópico, por lo tanto:

$$\frac{P_{r4}}{P_{r3}} = \frac{P_4}{P_3}$$

$$P_{r4} = P_{r3}\frac{P_4}{P_3}$$

$$P_{r4} = \frac{155.2}{6}$$

$$P_{r4} = 25.87$$

La temperatura correspondiente se obtiene de las tablas:

$$T_4 = 680\text{ K}$$

$$h_4 = 691.8\text{ kJ/kg}$$

El trabajo de la turbina se determina con:

$$\Delta w_T = 1\,137.9\text{ kJ/kg} - 691.8\text{ kJ/kg}$$

$$\Delta w_T = 446.1\text{ kJ/kg}$$

El trabajo del ciclo termodinámico es:

$$\Delta w = \Delta w_T - \Delta w_C$$

$$\Delta w = 446.1\text{ kJ/kg} - 194.3\text{ kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta w = 251.8\text{ kJ/kg}}$$

El calor suministrado en el quemador es:

$$\Delta q_{2-3} = h_3 - h_2$$

$$\Delta q_{2-3} = 1\,137.9\text{ kJ/kg} - 484.5\text{ kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta q_{2-3} = 653.4\text{ kJ/kg}}$$

La eficiencia térmica es:

$$\eta = \frac{\Delta w}{\Delta q_{\text{sum.}}}$$

$$\eta = \frac{(251.8\text{ kJ/kg})}{(653.4\text{ kJ/kg})}$$

$$\eta = 0.385$$

La relación aire-combustible se calcula con la expresión:

$$\frac{A}{C} = \frac{\Delta hc}{h_3 - h_2}$$

Puesto que el combustible empleado es n-butano, la reacción del combustible es:

$$C_4H_{10} + 6.5O_2 \rightarrow 4CO_2 + 5H_2O$$

La entalpía de la combustión es:

$$\Delta h_c = 4\,(CO_2) + 5\,(H_2O) - 1\,(C_4H_{10})$$

$$\Delta h_c = 4\,(-393\,520)\,\frac{\text{kJ}}{\text{kgmol}} +$$

$$5\,(-241\,820)\,\frac{\text{kJ}}{\text{kgmol}} - 1(-126\,150)\frac{\text{kJ}}{\text{kgmol}}$$

$$\Delta h_c = -2\,657\,030\ \text{kJ/kgmol}$$

Sustituyendo:

$$A/C = \frac{2\,657\,030\ \text{kJ/kgmol}}{58\ \text{kg/kgmol}\ (653.4)\ \text{kJ/kg}}$$

$$A/C = 70.1$$

El calor suministrado en el quemador de aire es de 653.4 kJ/kg para producir un trabajo de 251.8 kJ/kg, proporcionando una eficiencia del ciclo de 38.5%. Por cada parte de masa de combustible se deben agregar 70.1 partes de aire, con lo cual se demuestra que es correcta la suposición de que se maneja sólo aire en el ciclo.

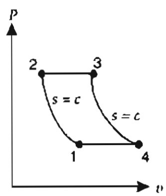
PROBLEMA IV.10

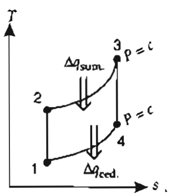
Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un ciclo Brayton de aire y calcular el trabajo, la eficiencia, el gasto volumétrico, la potencia y la relación aire combustible.

A un ciclo Brayton cuya relación de presiones es de 6:1 entra aire a 1.0 bar y 17 C. La turbina tiene una temperatura límite de 1 000 K y el gasto másico es 3.5 kg/s. Determine: *a)* el trabajo del compresor y de la turbina; *b)* la eficiencia térmica; *c)* la producción de potencia, y *d)* el gasto volumétrico a la entrada del compresor. *e)* Si la adición de calor se efectúa mediante la quema completa de un combustible cuyo valor calorífico es 44 000 kJ/kg, estime la relación de combustible y aire empleada en el quemador.

Datos

Ciclo Brayton
$r_p = 6{:}1$
$P_1 = 1$ bar
$T_1 = 17$ C
$T_3 = 1\,000$ K
$\dot{m} = 3.5$ kg/s
a) $\Delta w_C = ?$
$\Delta w_T = ?$
b) $\eta = ?$
c) $\dot{W} = ?$
d) $\dot{V} = ?$
e) $A/C = ?$





Solución

El ciclo termodinámico con el que operan las plantas de generación de potencia se conoce con el nombre de Brayton, el cual está compuesto de los siguientes procesos: una compresión isentrópica, proceso 1-2, que se da en el compresor; un suministro de calor isobárico, proceso 2-3; la expansión isentrópica en la turbina, que es el proceso 3-4, y finalmente el escape de los gases, que se hace también a presión constante, proceso 4-1.

En el ciclo Brayton del problema se conoce el valor de la temperatura de entrada del aire al compresor; de las tablas se tiene que:

$$P_{r1} = 1.2311$$

$$s_1^0 = 1.668 \text{ kJ/kg K}$$

$$h_1 = 290.2 \text{ kJ/kg}$$

Para llegar al estado 2 el proceso es isentrópico, por lo tanto se cumple que:

$$\frac{P_{r2}}{P_{r1}} = \frac{P_2}{P_1}$$

$$P_{r2} = P_{r1}\frac{P_2}{P_1}$$

$$P_{r2} = r_p(P_{r1})$$

$$P_{r2} = 6\,(1.2311)$$

$$P_{r2} = 7.39$$

Con este valor y de las tablas, se obtiene que:

$$s_2^0 = 2.182 \text{ kJ/kg K}$$

$$T_2 = 482 \text{ K}$$

$$h_2 = 484.6 \text{ kJ/kg}$$

Como se conoce la temperatura del estado 3, entonces de las tablas se obtiene:

$$P_{r3} = 114$$

$$s_3^0 = 2.96776 \text{ kJ/kg K}$$

$$h_3 = 1\,046 \text{ kJ/kg}$$

El proceso de 3 a 4 es una expansión isentrópica, por lo cual se debe cumplir que:

$$\frac{P_{r4}}{P_{r3}} = \frac{P_4}{P_3}$$

$$P_{r4} = P_{r3}\frac{P_4}{P_3}$$

$$P_{r4} = \frac{114}{6}$$

$$P_{r4} = 19$$

De las tablas, se tiene:

$$h_4 = 634 \text{ kJ/kg}$$

El trabajo que se debe suministrar al aire en el compresor se calcula con:

$$\Delta w_C = h_2 - h_1$$

$$\Delta w_C = 484.6 \text{ kJ/kg} - 290.2 \text{ kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta w_C = 194.4 \text{ kJ/kg}}$$

y el trabajo generado en la turbina es:

$$\Delta w_T = h_4 - h_3$$

$$\Delta w_T = 634 \text{ kJ/kg} - 1\,046 \text{ kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta w_T = -412 \text{ kJ/kg}}$$

La eficiencia del ciclo se determina con:

$$\eta = \frac{\Delta w}{\Delta q_{sum.}}$$

$$\eta = \frac{\Delta w_T - \Delta w_c}{h_3 - h_2}$$

$$\eta = \frac{412 - 194.4}{1\,046 - 484.6}\,\frac{\text{kJ/kg}}{\text{kJ/kg}}$$

$$\eta = 0.388$$

La potencia producida se calcula con el producto del trabajo del ciclo por el flujo másico, esto es:

$$\dot{W} = \dot{m}\ \Delta\ w_C$$

$$\dot{W} = 3.5\ \text{kg/s}\ (412 - 194.4)\ \text{kJ/kg}$$

$$\dot{W} = \mathbf{761.6\ kW}$$

El flujo volumétrico del aire a la entrada del compresor se calcula como:

$$\dot{V} = \dot{m}\ v$$

en la cual el volumen específico a la entrada es:

$$v_1 = \frac{Ru\ T_1}{P_1}$$

$$v_1 = \frac{\left(0.08314 \dfrac{\text{bar m}^3}{\text{kgmol K}}\right)(290\ \text{K})}{\left(29\ \dfrac{\text{kg}}{\text{kgmol}}\right)(1\ \text{bar})}$$

Sustituyendo en la ecuación de flujo volumétrico:

$$\dot{V} = 3.5\ \text{kg/s} \times 0.831\ \text{m}^3/\text{kg} \times 60\ \text{s/min}$$

$$\dot{V} = \mathbf{174.51\ m^3/min}$$

Para encontrar la relación entre el combustible y el aire se debe considerar la proporción que hay entre el calor suministrado y la capacidad calorífica del combustible, esto es:

$$C/A = \frac{\Delta\ q_{\text{sum.}}}{C_c}$$

Con $C_c = 44\ 000$ kJ/kg, como dato del enunciado, y sustituyendo:

$$C/A = \frac{(1\ 046 - 484.6)}{44\ 000}\ \frac{\text{kJ/kg}}{\text{kJ/kg}}$$

$$C/A = \mathbf{0.0127}$$

En un ciclo Brayton, el trabajo que consume el compresor debe ser proporcionado por la turbina, por lo tanto el trabajo del ciclo es igual al trabajo de la turbina menos el trabajo del compresor, que en este caso vale 217.6 kJ/kg; si el flujo másico es de 3.5 kg/s, entonces la potencia obtenida es de 762 kW, con una eficiencia de 38.8 y una relación de combustible-aire de 0.0127.

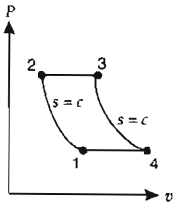
PROBLEMA IV.11

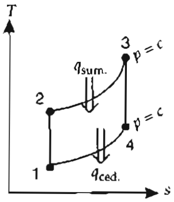
Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un ciclo de aire estándar para calcular el trabajo y la eficiencia.

Una planta de potencia de turbina de gas opera según un ciclo de aire estándar entre los límites de presión de 1 y 6.4 bares. La temperatura del aire de entrada es de 22 C, y la limitación de temperatura en la turbina es de 807 C. Si las eficiencias adiabáticas del compresor y la turbina son 82 y 85%, respectivamente, calcule: *a)* la producción neta de trabajo, y *b)* la eficiencia térmica si el ciclo es ideal.

Datos

$P_1 = 1$ bar
$P_2 = 6.4$ bares
$T_1 = 22$ C
$T_3 = 807$ C
$\eta_{Ca} = 82\%$
$\eta_{Ta} = 85\%$
a) $\Delta w = ?$
b) $\eta = ?$





Solución

El ciclo termodinámico con el que operan las plantas de generación de potencia se conoce con el nombre de Brayton y está compuesto de los siguientes procesos: una compresión isentrópica, proceso 1-2, que se da en el compresor, el cual se considera adiabático, es decir, tiene una eficiencia determinada, entonces el proceso no termina en el punto 2 sino en el 2'; debido a las irreversibilidades del proceso. El proceso 2'–3 es el suministro de calor y es a presión constante. La expansión isentrópica se da en la turbina, que también se considera adiabática, y el proceso termina en el punto 4' como consecuencia de las irreversibilidades; finalmente viene el escape de los gases, que se hace también a presión constante, proceso 4'–1.

Con el valor de la temperatura del aire a la entrada del compresor de 295 K se encuentran en las tablas del aire los siguientes valores:

$$h_1 = 295.2 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r1} = 1.3068$$

Suponiendo que el proceso 1 a 2 es isentrópico se pueden obtener las condiciones del estado 2 de la siguiente forma:

$$\frac{P_{r2}}{P_{r1}} = \frac{P_2}{P_1}$$

$$P_{r2} = P_{r1}\frac{P_2}{P_1}$$

$$P_{r2} = 1.3068 \times \frac{6.4}{1}$$

$$P_{r2} = 8.364$$

Con esta magnitud se obtiene de las tablas:

$$T_2 = 499 \text{ K}$$

$$h_2 = 502 \text{ kJ/kg}$$

El trabajo adiabático que se necesita suministrar al compresor se obtiene de la definición:

$$\eta_{Ca} = \frac{\Delta w_{Cs}}{\Delta w_{Ca}}$$

de donde:

$$\Delta w_{Ca} = \frac{\Delta w_{Cs}}{\eta_{Ca}}$$

Sustituyendo los valores:

$$\Delta w_{Ca} = \frac{206.8 \text{ kJ/kg}}{0.82}$$

$$\Delta w_{Ca} = 252.2 \text{ kJ/kg}$$

Obsérvese que el trabajo adiabático es mayor que el isentrópico, puesto que el comportamiento del compresor no es isentrópico, entonces el estado 2 es en realidad:

$$h_{2a} = h_{2s} + \Delta w_{Ca}$$

$$h_{2,a} = 295.2 \text{ kJ/kg} + 252.2 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2,a} = 547.4 \text{ kJ/kg}$$

Para el estado 3 se conoce la temperatura, por lo tanto:

$$h_3 = 1\,138 \text{ kJ/kg}$$

Suponiendo que el proceso 3-4 es isentrópico, se aplica:

$$\frac{P_{r4}}{P_{r3}} = \frac{P_4}{P_3}$$

$$P_{r4} = P_{r3}\frac{P_4}{P_3}$$

$$P_{r4} = 155.2\,\frac{1\text{ bar}}{6.4\text{ bares}}$$

$$P_{r4} = 24.25$$

Con este valor se tiene:

$$h_4 = 679\text{ kJ/kg}$$

$$T_4 = 669\text{ K}$$

El trabajo de la turbina se obtiene de la diferencia de entalpías entre los estados 3 y 4:

$$\Delta w_T = h_4 - h_3$$

$$\Delta w_T = 679\text{ kJ/kg} - 1\,138\text{ kJ/kg}$$

$$\Delta w_T = -\,459\text{ kJ/kg}$$

El signo negativo se debe a que el volumen de control pierde esta cantidad de trabajo. El trabajo adiabático de la turbina se calcula con:

$$\Delta w_{Ta} = \eta_{Ta}\,\Delta w_{Ts}$$

$$\Delta w_{Ta} = 0.85\,(459)\text{ kJ/kg}$$

$$\boldsymbol{\Delta w_{Ta} = 390.15\text{ kJ/kg}}$$

Observe que el valor del trabajo adiabático de la turbina es menor que el isentrópico. El trabajo neto que se obtiene del ciclo se determina con la diferencia que existe entre la turbina y el compresor:

$$\Delta w_{\text{neto}} = \Delta w_{Ta} - \Delta w_{Ca}$$

$$\Delta w = 390.15\text{ kJ/kg} - 252.5\text{ kJ/kg}$$

$$\boldsymbol{\Delta w = 137.95\text{ kJ/kg}}$$

La eficiencia total del ciclo termodinámico se determina con la expresión:

$$\eta = \frac{\Delta w}{\Delta q_{\text{sum.}}}$$

$$\eta = \frac{\Delta w}{h_3 - h_2}$$

$$\eta = \frac{137.95}{1\,138 - 547.4}\,\frac{\text{kJ/kg}}{\text{kJ/kg}}$$

$$\boldsymbol{\eta = 0.234}$$

En un ciclo Brayton las eficiencias adiabáticas de la turbina y el compresor alteran los resultados de manera significativa. En este caso la eficiencia ideal del ciclo es de 39.7% y cae a 23.4 por ciento.

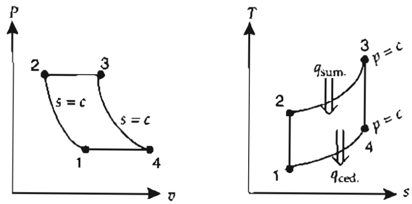
PROBLEMA IV.12

Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un ciclo Brayton de aire para calcular el trabajo, la eficiencia y el gasto másico.

El ciclo de una planta de potencia de turbina de gas opera entre 827 y 27 C, con una relación de presiones de 5.2:1. Si las eficiencias adiabáticas del compresor y la turbina son 81 y 86%, respectivamente, calcule: *a)* el cociente del trabajo del compresor entre el trabajo de la turbina; *b)* la eficiencia térmica, y *c)* el gasto másico del aire requerido para obtener una potencia de 1 000 kW.

Datos

$T_{máx.} = 827$ C
$T_{mín.} = 27$ C
$r = 5.2:1$
$\eta_c = 81\%$
$\eta_T = 86\%$
a) $\dfrac{\Delta w_{Ca}}{\Delta w_{Ta}} = ?$
b) $\eta_T = ?$
c) $\dot{m} = ?$ para $\dot{W} = 1\,000$ kW



Solución

El ciclo termodinámico con el que operan las plantas de generación de potencia se conoce con el nombre de Brayton, está compuesto de los siguientes procesos: una compresión isentrópica, proceso 1-2, que se da en el compresor, el cual en este caso se considera adiabático, es decir, tiene una eficiencia determinada, entonces el proceso no termina en el punto 2 sino en el 2′, debido a las irreversibilidades del proceso. El proceso 2′–3 es el suministro de calor y es a presión constante. La expansión isentrópica se lleva a cabo en la turbina que de igual manera se considera adiabática y el proceso termina en el punto 4′ como consecuencia de las irreversibilidades y finalmente el escape de los gases que se hace también a presión constante, proceso 4′–1.

Con la temperatura de entrada del aire al compresor se obtienen de las tablas los siguientes valores de entalpía y presión reducida:

$$P_{r1} = 1.386$$

$$h_1 = 300.2 \text{ kJ/kg}$$

Considerando que el proceso de compresión sea isentrópico en primera instancia, entonces:

$$\frac{P_{r2}}{P_{r1}} = \frac{P_2}{P_1}$$

$$P_{r2} = P_{r1}\frac{P_2}{P_1}$$

$$P_{r2} = 1.386\,(5.2)$$

$$P_{r2} = 7.207$$

En las tablas se obtiene la temperatura y entalpía de este estado:

$$T_2 = 479 \text{ K}$$

$$h_2 = 481.3 \text{ kJ/kg}$$

El trabajo isentrópico del compresor es:

$$\Delta w_{Cs} = h_2 - h_1$$

$$\Delta w_{Cs} = 481.3 \text{ kJ/kg} - 300.2 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta w_{Cs} = 181.1 \text{ kJ/kg}$$

De la eficiencia adiabática dada por:

$$\eta_{Ca} = \frac{\Delta w_{Cs}}{\Delta w_{Ca}}$$

Se obtiene el trabajo adiabático:

$$\Delta w_{Ca} = \frac{\Delta w_{Cs}}{\eta_{Ca}}$$

$$\Delta w_{Ca} = \frac{181.1 \text{ kJ/kg}}{0.81}$$

$$\Delta w_{Ca} = 223.6 \text{ kJ/kg}$$

Observe que éste es mayor que el trabajo isentrópico. Ahora se puede obtener el punto de salida del compresor, de la ecuación:

$$\Delta w_{Ca} = h_{2a} - h_1$$

$$h_{2a} = \Delta w_{Ca} + h_1$$

$$h_{2a} = 300.2 \text{ kJ/kg} + 223.6 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2a} = 523.8 \text{ kJ/kg}$$

Con el dato de la temperatura a la entrada de la turbina se obtiene:

$$P_{r3} = 167.1$$

$$h_3 = 1\,161.1 \text{ kJ/kg}$$

El proceso en la turbina idealmente se considera como isentrópico, por lo tanto:

$$\frac{P_{r4}}{P_{r3}} = \frac{P_4}{P_3}$$

$$P_{r4} = P_{r3}\frac{P_4}{P_3}$$

$$P_{r4} = \frac{167.1}{5.2}$$

$$P_{r4} = 32.1$$

Con éste, de las tablas se tiene, a la temperatura y la entalpía:

$$h_4 = 734.8 \text{ kJ/kg}$$

$$T_4 = 720 \text{ K}$$

El trabajo isentrópico que se obtiene de la turbina es:

$$\Delta w_{Ts} = h_4 - h_3$$

$$\Delta w_{Ts} = 734.8 \text{ kJ/kg} - 1\,161.1 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta w_{Ts} = -\,426.3 \text{ kJ/kg}$$

De la definición de eficiencia adiabática se tiene:

$$\eta_{Ta} = \frac{\Delta w_{Ta}}{\Delta w_{Ts}}$$

$$\Delta w_{Ta} = \eta_{Ta}\,\Delta w_{Ts}$$

$$\Delta w_{Ta} = (0.86)\;426.3 \text{ kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta w_{Ta} = 366.6 \text{ kJ/kg}}$$

Una vez que se conocen ambos trabajos adiabáticos de las máquinas térmicas involucradas en este ciclo, se obtiene la relación:

$$\frac{\Delta w_{Ca}}{\Delta w_{Ta}} = \frac{223.6}{366.6}\frac{\text{kJ/kg}}{\text{kJ/kg}}$$

$$\frac{\Delta w_{Ca}}{\Delta w_{Ta}} = 0.61$$

Este resultado significa que el 61% de la energía generada por la turbina es consumida por el compresor. Para obtener la eficiencia térmica del ciclo se aplica la ecuación:

$$\eta = \frac{\Delta w_{Ta} - \Delta w_{Ca}}{\Delta q_{sum.}}$$

en donde el calor suministrado del ciclo se calcula con:

$$\Delta q_{sum.} = h_3 - h_2$$

$$\Delta q_{sum.} = 1\,161.1 \text{ kJ/kg} - 523.8 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta q_{sum.} = 637.3 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto, la eficiencia es:

$$\eta = \frac{366.6 - 223.6}{637.3}\frac{\text{kJ/kg}}{\text{kJ/kg}}$$

$$\mathbf{\eta = 0.224}$$

El flujo másico de aire que se necesita para producir una potencia de 1 000 kW se calcula con la expresión:

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}}{\Delta w}$$

$$\dot{m} = \frac{1\,000 \text{ kW}(60 \text{ s/min})}{(366.6 - 223.6) \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m} = \mathbf{419.6 \text{ kg/min}}$$

La eficiencia adiabática del compresor hace que el trabajo consumido por él sea mayor que el isentrópico, mientras que el trabajo adiabático producido por la turbina sea menor. Para calcular el calor que se necesita suministrar al ciclo en la cámara de combustión, se utiliza el estado adiabático en 2′ y no el isentrópico. La eficiencia del ciclo adiabático resulta ser de 22.4 por ciento.

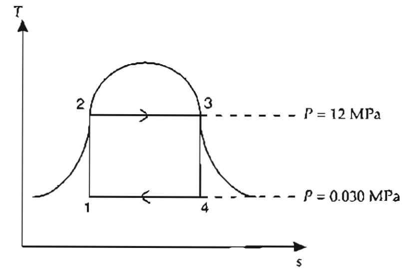
PROBLEMA IV.13

Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un ciclo de Carnot para calcular el trabajo, el calor suministrado y la eficiencia.

En el proceso de adición de calor en una máquina de Carnot el fluido pasa de líquido saturado a vapor saturado, cuando la presión es de 12.0 MPa y expulsa el calor a 0.030 MPa. Determine: *a)* la calidad al final de la expansión adiabática y al final de la expulsión de calor isotérmica; *b)* la eficiencia térmica; *c)* el calor suministrado, y *d)* el trabajo producido. Considere que se manejan 0.10 kg de agua en el ciclo.

Datos

Ciclo de Carnot
$P_1 = P_4 = 0.030$ MPa
$P_2 = P_3 = 12$ MPa
$m = 0.10$ kg de agua
a) $X_4 = ?$, $X_1 = ?$
b) $\eta = ?$
c) $\Delta Q_{2-3} = ?$
d) $\Delta W = ?$



Solución

El ciclo de Carnot que trabaja con agua, la cual sufre cambios de fase, se representa en el diagrama *T-s* de la figura. El ciclo empieza con un proceso isentrópico, 1-2, y lleva al fluido hasta la condición de líquido saturado; posteriormente se le suministra calor hasta que el fluido cambia de fase a vapor saturado, proceso 2-3; el siguiente proceso es una expansión isentrópica, en la cual se produce trabajo, 3-4; finalmente se tiene la condensación, proceso 4-1, que cierra el ciclo termodinámico. La línea curva que contiene al ciclo es la campana de saturación del fluido empleado.

Los procesos 4-1 y 2-3 son a presión constante y su valor se proporciona en el enunciado.

El trabajo generado se da en el proceso 3-4 y es de tipo isentrópico, es decir:

$$s_3 = s_4$$

Buscando en las tablas del agua una presión de 120 bares se encuentra que el valor de la entropía para el vapor saturado es de:

$$s_3 = 5.4924 \text{ kJ/kg K}$$

La calidad del estado 4 determina este valor, puesto que se conoce la presión de 0.3 bares:

$$s_l = 0.9439 \text{ kJ/kg K}$$

$$s_g = 7.7686 \text{ kJ/kg K}$$

Por lo tanto, usando:

$$X_4 = \frac{s_4 - s_l}{s_g - s_l}$$

$$X_4 = \frac{5.4929 - 0.9439}{7.7686 - 0.9439} \frac{\text{kJ/kg K}}{\text{kJ/kg K}}$$

$$\mathbf{X_4 = 0.666}$$

El proceso 1-2 también es isentrópico, entonces, de las mismas tablas, con los datos de líquido saturado a la presión de 120 bares, se tiene $s_2 = 3.4962$ kJ/kg K, así:

$$s_1 = s_2$$

y con:

$$X_1 = \frac{s_1 - s_l}{s_g - s_l}$$

$$s_1 = s_2 = 3.4962 \text{ kJ/kg K}$$

$$X_1 = \frac{3.4962 - 0.9439}{7.7686 - 0.9439} \frac{\text{kJ/kg K}}{\text{kJ/kg K}}$$

$$\mathbf{X_1 = 0.374}$$

De las mismas tablas es posible obtener las temperaturas correspondientes, de tal forma que:

$$T_2 = T_3 = 324.8 \text{ C} = 597.8 \text{ K}$$

$$T_1 = T_4 = 69.10 \text{ C} = 342.1 \text{ K}$$

Por lo tanto, de la definición de eficiencia para el ciclo de Carnot:

$$\eta = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

$$\eta = 1 - \frac{342.1}{597.8} \frac{\text{K}}{\text{K}}$$

$$\boldsymbol{\eta = 0.428}$$

El calor se suministra en el proceso 2-3, el cual hace que el líquido vaya desde líquido hasta vapor saturado y se calcula con la diferencia de entalpías:

$$\Delta q_{\text{sum.}} = h_3 - h_2$$

$$\Delta q_{\text{sum.}} = h_g - h_l$$

$$\Delta q_{\text{sum.}} = h_{l-g}$$

Para obtener el calor total es necesario multiplicarlo por la masa que se tiene en el ciclo, o sea 0.1 kg. El resultado es:

$$\Delta Q_{2\text{-}3} = mh_{l-g}$$

$$\Delta Q_{2\text{-}3} = 0.1 \text{ kg } (1\,193.8) \text{ kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta Q_{2\text{-}3} = 119.4 \text{ kJ}}$$

El trabajo producido en un ciclo de Carnot se calcula a partir de la expresión de eficiencia:

$$\eta = \frac{\Delta W}{\Delta Q_{\text{sum.}}}$$

$$\Delta W = \Delta Q_{\text{sum.}} \eta$$

o sea:

$$\Delta W = 119.4 \text{ kJ } (0.428)$$

$$\mathbf{\Delta W = 51.1 \text{ kJ}}$$

En un ciclo de Carnot de generación de potencia el fluido de trabajo cambia de fase. Existen dos procesos isentrópicos y dos isotérmicos, los cuales caen dentro de la campana de saturación. En este caso, los datos de las presiones máxima y mínima son suficientes para calcular la eficiencia, que resultó ser de 42.8%, con una producción de trabajo de 51.1 kJ.

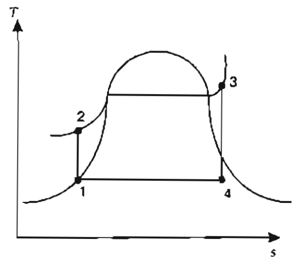
PROBLEMA IV.14

Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un ciclo Rankine con sobrecalentamiento, y calcular el trabajo, la eficiencia y la potencia.

En un generador de potencia que opera con el ciclo Rankine entra agua al generador de vapor a 100 bares y sale del condensador a 0.10 bares y 45 C. En el condensador circula agua de enfriamiento a razón de 1.31×10^6 kg/h, sufriendo una elevación de temperatura de 8.5 C. Determine: *a)* la entalpía y la entropía a la salida de la turbina; *b)* la entalpía a la entrada de la turbina; *c)* el calor suministrado; *d)* la eficiencia térmica, y *e)* la potencia de la turbina. Considere que el flujo másico de vapor es de 23 740 kg/h.

Datos

Ciclo Rankine
$\dot{m} = 23\ 740$ kg/h
$P_3 = 100$ bares
$P_4 = 0.1$ bar
$T_1 = 45$ C
$\dot{m}_{enf.} = 1.31 \times 10^6$ kg/h
$\Delta T_m = 8.5$ C
a) $h_4 = ?, s_4 = ?$
b) $h_3 = ?$
c) $\Delta q_{sum.} = \Delta q_{2\text{-}3} = ?$
d) $\eta = ?$
e) $\dot{W} = ?$



Solución

El ciclo Rankine con sobrecalentamiento en su forma más simple está constituido por los siguientes procesos: en el estado inicial el fluido de trabajo es líquido saturado, y utilizando una bomba se le incrementa la presión hasta la correspondiente al estado 2, que es la entrada al generador de vapor. En el proceso 2-3 se le suministra calor; el estado 3 corresponde a vapor sobrecalentado. El proceso de expansión, 3-4, se da en la máquina térmica llamada turbina y es el lugar donde se produce trabajo. Finalmente el proceso de condensación del fluido es el 4-1, éste es a presión constante.

En el problema es necesario determinar los parámetros de cada estado. El único que se puede precisar con los datos indicados en el enunciado es el inicial, puesto que corresponde al del líquido saturado a la temperatura de 45 C, la entalpía es:

$$h_1 = 188.5 \text{ kJ/kg}$$

y su presión de saturación es de 0.096 bares. La entalpía del estado 4 se calcula a partir del calor que se retira en el proceso de condensación, 4-1.

La expresión de conservación de la energía para este cambio de calor indica que:

$$\Delta \dot{q}_{va} = \Delta \dot{q}_a$$

esto es:

$$-(\dot{m}\Delta h)_{va} = (\dot{m}\Delta h)_a$$

Puesto que el flujo másico del vapor es conocido y además es posible determinar el lado derecho de la ecuación, entonces:

$$-23\,740\,\frac{\text{kJ}}{\text{h}}\,\Delta h_{va} = 1.31\times 10^{6}\,\frac{\text{kg}}{\text{h}}\,(4.18)\,\frac{\text{kJ}}{\text{kg C}}\,(8.5)\text{ C}$$

Despejando el incremento de entalpía se tiene:

$$h_1 - h_4 = -1\,960.6 \text{ kJ/kg}$$

de donde la entalpía del punto final será de:

$$\mathbf{h_4 = 2\,149.1\ kJ/kg}$$

Ahora será necesario calcular la calidad del vapor de agua en este estado, puesto que los valores de entalpía en los puntos de saturación a la temperatura de 45 C son de:

$$h_1 = 188.45 \text{ kJ/kg}$$

$$h_g = 2\,583.2 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{lg} = 2\,394.8 \text{ kJ/kg}$$

De esta forma:

$$X_4 = \frac{2\,149.1 - 191.8}{2\,394.8}\,\frac{\text{kJ/kg}}{\text{kJ/kg}}$$

$$X_4 = 0.818$$

El valor de la entropía que le corresponde es de:

$$\mathbf{s_4 = 6.7850\ kJ/kg\ K}$$

Puesto que el proceso de expansión del vapor se da en la turbina, la cual se considera isentrópica, entonces la entropía del estado 3 será la misma que la del punto 4:

$$s_3 = s_4 = 6.7850 \text{ kJ/kg K}$$

Con la presión de 100 bares y el valor anterior se encuentra en las tablas que la temperatura y la entalpía a la entrada de la turbina son de:

$$T_3 = 560 \text{ C}$$

$$\mathbf{h_3 = 3\,526\ kJ/kg\ K}$$

El trabajo que consume la bomba para inyectar el agua al generador de vapor se encuentra con la expresión:

$$\Delta w_b = v\Delta P$$

cuyos valores son:

$$\Delta w_b = 1.01\,\frac{\text{cm}^3}{g}\,(100-0.1)\text{ bares}\left(\frac{\text{m}^3}{10^6\text{ cm}^3}\right)\left(\frac{10^3\text{ g}}{\text{kg}}\right)\left[\frac{10^5\text{ N}}{\text{bar m}^2}\right]\left(\frac{1\text{ kN}}{10^3\text{ N}}\right)$$

$$\Delta w_b = 10.1 \text{ kJ/kg}$$

La entalpía del estado 2 se calcula con la expresión:

$$\Delta w_b = h_2 - h_1$$

de la cual:

$$h_2 = h_1 + \Delta w_b$$

Sustituyendo:

$$h_2 = 188.5 \text{ kJ/kg} + 10.1 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 198.6 \text{ kJ/kg}$$

El calor que se suministra al agua en el generador de vapor se determina con:

$$\Delta q_{\text{sum.}} = h_3 - h_2$$

$$\Delta q_{\text{sum.}} = 3\,526 \text{ kJ/kg} - 198.6 \text{ kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta q_{sum.} = 3\,327.4\ kJ/kg}$$

La eficiencia del ciclo Rankine se obtiene de:

$$\eta = \frac{\Delta w - \Delta w_b}{\Delta q_{sum.}}$$

$$\eta = \frac{(h_3 - h_4) - \Delta w_b}{\Delta q_{sum.}}$$

$$\eta = \frac{(3\,526 - 2\,149) - 10}{3\,327.4} \frac{\text{kJ/kg}}{\text{kJ/kg}}$$

$$\boldsymbol{\eta = 0.411}$$

La potencia de la turbina se tiene si se multiplica el trabajo realizado por el flujo másico:

$$\dot{W} = \dot{m} \Delta w$$

$$\dot{W} = \left[\frac{23\,740 \frac{\text{kg}}{\text{h}} (1\,377) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{3\,600 \frac{\text{s}}{\text{h}}} \right]$$

$$\boldsymbol{\dot{W} = 9\,080 \text{ kW}}$$

En este ciclo Rankine el punto de salida del vapor de agua cae dentro de la campana de saturación, por esto es necesario calcular su calidad. A la turbina se le considera isentrópica y la eficiencia es de 41.1% si el flujo másico es de 23 740 kg/h.

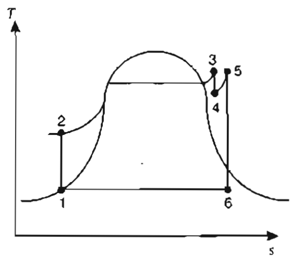
PROBLEMA IV.15

Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un ciclo Rankine con recalentamiento y calcular su eficiencia.

El vapor de agua que entra a una turbina de un ciclo de Rankine se encuentra a 40 bares y 440 C, se expande en la turbina hasta 7 bares, posteriormente se recaliente a hasta 440 C y finalmente se expande hasta 0.08 bares. Determine: *a)* la calidad a la salida de la turbina, y *b)* la eficiencia térmica.

Datos

$P_3 = 40$ bares
$T_3 = 440$ C
$P_4 = 7$ bares
$T_4 = 440$ C
$P_5 = 0.08$ bares
$T_5 = 440$ C
$P_6 = 0.08$ bares
a) $X_6 = ?$
b) $\eta_T = ?$



Solución

El ciclo Rankine con recalentamiento está formado por los siguientes procesos: en el estado inicial el fluido de trabajo es líquido saturado y utilizando una bomba se le incrementa la presión y se alcanza el estado 2, que es la entrada al generador de vapor. En éste se le suministra calor por primera vez hasta el estado 3, que corresponde a vapor sobrecalentado. Hay un primer proceso de expansión en la etapa de alta presión de la turbina, 3-4, del cual sale el vapor y se recalienta a presión constante, proceso 4-5. Se vuelve a introducir a la segunda etapa de la turbina de baja presión hasta alcanzar el estado

6. El trabajo se produce en las dos etapas de la turbina. Finalmente el proceso de condensación del fluido es el 6-1, éste es a presión constante. El diagrama T-s del ciclo se muestra en la figura.

Con los datos de presión y temperatura a la entrada de la turbina y con ayuda de las tablas de vapor de agua, se encuentra que:

$$h_3 = 3\,307 \text{ kJ/kg}$$

$$s_3 = 6.904 \text{ kJ/kg K}$$

Como el proceso 3-4 se lleva a cabo en la turbina de alta presión, la cual se considera isentrópica, entonces:

$$s_3 = s_4$$

Con la presión de 7 bares, correspondiente al estado 4, se encuentra en las tablas:

$$T_4 = 204 \text{ C}$$

$$h_4 = 2\,854 \text{ kJ/kg}$$

Para el estado 5 se conoce tanto la presión como la temperatura, por tal motivo:

$$h_5 = 3\,353 \text{ kJ/kg}$$

$$s_5 = 7.757 \text{ kJ/kg K}$$

Este punto es la entrada a la turbina de baja presión, en ésta el proceso es isentrópico, es decir:

$$s_5 = s_6$$

Con el valor de presión final de 0.08 bares se encuentra en las tablas que el fluido es una mezcla de líquido y vapor:

$$s_l = 0.593 \text{ kJ/kg K}$$

$$s_g = 7.636 \text{ kJ/kg K}$$

La calidad será de:

$$X_6 = \frac{7.757 - 0.593}{7.636} \frac{\text{kJ/kg K}}{\text{kJ/kg K}}$$

$$X_6 = 0.938$$

La entalpía correspondiente a este estado es de:

$$h_6 = 2\,428 \text{ kJ/kg}$$

Para el estado inicial, la entalpía de líquido saturado a esta misma presión es:

$$h_1 = 174 \text{ kJ/kg}$$

El trabajo que realiza la bomba sobre el fluido se determina con:

$$\Delta w_b = v(P_2 - P_1)$$

Sustituyendo:

$$\Delta w_b = 1 \frac{\text{cm}^3}{g}(40 - 0.08) \text{ bares} \left(\frac{101 \text{ kPa}}{1 \text{ bar}}\right)\left(\frac{1}{10^3}\right)\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\Delta w_b = 4 \text{ kJ/kg}$$

Entonces, la entalpía al final del proceso de bombeo vale:

$$\Delta w_b = h_2 - h_1$$

$$h_2 = \Delta w_b + h_1$$

$$h_2 = 4 \text{ kJ/kg} + 174 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 178 \text{ kJ/kg}$$

La eficiencia del ciclo se calcula con:

$$\eta = \frac{\Delta w_T - \Delta w_b}{\Delta q_{\text{sum.}}}$$

$$\eta = \frac{(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) - \Delta w_b}{(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)}$$

$$\eta_T = \frac{(3\,307 - 2\,854) \text{ kJ/kg} + (3\,353 - 2\,428) \text{ kJ/kg} - 4 \text{ kJ/kg}}{(3\,307 - 128) \text{ kJ/kg} + (3\,353 - 2\,854) \text{ kJ/kg}}$$

$$\eta_T = 0.379$$

En un ciclo Rankine, con recalentamiento, el trabajo en la turbina isentrópica se realiza en dos partes, una a alta presión, 40 bares y la otra a 7 bares. El trabajo producido es de 1 374 kJ/kg con un suministro de energía de 3 678 kJ/kg; por lo tanto la eficiencia del ciclo es de 38 por ciento.

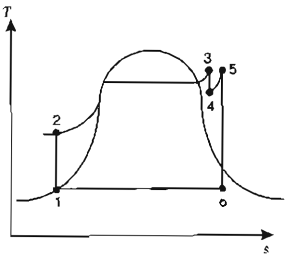
PROBLEMA IV.16

Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un ciclo Rankine con recalentamiento y calcular el calor suministrado, la eficiencia y el gasto másico.

En un ciclo Rankine de 20 MW de potencia se genera vapor a 140 bares y 560 C, posteriormente hay un recalentamiento a 15 bares y 540 C y se condensa el vapor a 0.06 bares. Determine: *a)* el calor suministrado; *b)* la eficiencia térmica; *c)* el gasto másico del vapor, y *d)* el gasto másico del agua de enfriamiento requerido en el condensador si el agua experimenta una elevación de temperatura de 10 C.

Datos

Ciclo Rankine
$P_5 = 15$ bares
$T_5 = 540$ C
$P_3 = 140$ bares
$T_3 = 560$ C
$P_6 = P_1 = 0.06$ bares
$\dot{W} = 20$ MW
a) $\Delta q_{sum.} = ?$
b) $\eta = ?$
c) $\dot{m} = ?$
d) $\dot{m}_{agua\ enf.} = ?$, si $\Delta T = 10$ C



Solución

El ciclo Rankine con recalentamiento está formado por los siguientes procesos: en el estado inicial el fluido de trabajo es líquido saturado y al utilizar una bomba se le incrementa la presión hasta alcanzar el estado 2, que es la entrada al generador de vapor. En éste se le suministra calor por primera vez hasta el estado 3, que corresponde a vapor sobrecalentado. Hay un primer proceso de expansión, la etapa de alta presión de la turbina, proceso 3-4; se saca el vapor y se recalienta a presión constante, proceso 4-5. Se vuelve a introducir a la etapa de baja presión de la turbina, hasta alcanzar el estado 6. Finalmente el proceso de condensación del fluido es el 6-1, para lograrlo se necesita utilizar un cambiador de calor llamado condensador, este proceso es a presión constante. El diagrama *T-s* del ciclo se muestra en la figura.

Para encontrar la solución del problema, se empezará a partir del estado 3, que le corresponde a la entrada de la turbina de alta presión. Con los valores de presión y temperatura en las tablas del agua se encuentra que:

$$h_3 = 3\,486 \text{ kJ/kg}$$

$$s_3 = 6.594 \text{ kJ/kg K}$$

En la turbina el proceso es isentrópico, es decir, de entropía constante, de tal forma que:

$$s_3 = s_4$$

y como se conoce la presión de este estado, que es de 15 bares, entonces:

$$h_4 = 2\,865 \text{ kJ/kg}$$

$$T_4 = 226 \text{ C}$$

En el proceso 4-5 se recalienta el vapor para ingresar ahora a la turbina de baja presión. El estado 5 se obtiene con la temperatura y la presión proporcionadas, esto es:

$$h_5 = 3\,561 \text{ kJ/kg}$$

$$s_5 = 7.6805 \text{ kJ/kg K}$$

Como la turbina es isentrópica y se conoce su presión final de trabajo de 0.06 bares, de las tablas se tiene que:

$$s_l = 0.521 \text{ kJ/kg K}$$

$$s_g = 8.33 \text{ kJ/kg K}$$

Por tanto, la calidad en este estado es de:

$$X_6 = \frac{s_6 - s_l}{s_g - s_l}$$

$$X_6 = \frac{7.681 - 0.521}{8.33 - 0.521} \frac{\text{kJ/kg K}}{\text{kJ/kg K}}$$

$$X_6 = 0.917$$

Con este valor, la entalpía correspondiente es:

$$h_6 = 2\,367 \text{ kJ/kg}$$

Para el punto inicial, que es líquido saturado, la entalpía es de:

$$h_1 = 152 \text{ kJ/kg}$$

El trabajo que realiza la bomba sobre el fluido se calcula con:

$$\Delta w_b = v(P_2 - P_1)$$

el cual tiene una magnitud de:

$$\Delta w_b = 1\frac{\text{cm}^3}{g}(140 - 0.06) \text{ bares}\left(\frac{101 \text{ kPa}}{1 \text{ bar}}\right)\left(\frac{1}{10^3}\right)\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\Delta w_b = 14 \text{ kJ/kg}$$

Éste también es igual a:

$$\Delta w_b = h_2 - h_1$$

$$h_2 = \Delta w_b + h_1$$

o sea:

$$h_2 = 14 \text{ kJ/kg} + 152 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 166 \text{ kJ/kg}$$

El calor se suministra en el ciclo en dos procesos, en el 2-3 y 4-5, la magnitud es de:

$$\Delta q_{\text{sum.}} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$$

$$\Delta q_{\text{sum.}} = (3\,486 - 166) \text{ kJ/kg} + (3\,561 - 2\,865) \text{ kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta q_{\text{sum.}} = 4\,016 \text{ kJ/kg}}$$

La eficiencia del ciclo se calcula como:

$$\eta = \frac{\Delta w_T - \Delta w_b}{\Delta q_{\text{sum.}}}$$

$$\eta = \frac{(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) - \Delta w_b}{(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)}$$

$$\eta = \frac{(3\,486 - 2\,865) \text{ kJ/kg} + (3\,561 - 2\,367) \text{ kJ/kg} - 14 \text{ kJ/kg}}{4\,016 \text{ kJ/kg}}$$

$$\mathbf{\eta = 0.448}$$

El flujo másico de vapor que se necesita en el ciclo se calcula con la potencia:

$$\dot{W} = \dot{m}\Delta w$$

de la cual:

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}}{\Delta w}$$

El trabajo realizado en el ciclo vale:

$$\Delta w = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)$$

$$\Delta w = (3\,486 - 2\,865)\ \text{kJ/kg} + (3\,561 - 2\,367)\ \text{kJ/kg}$$

$$\Delta w = 1\,815\ \text{kJ/kg}$$

por lo tanto:

$$\dot{m} = \frac{20\,000\ \text{kW/s} \times 3\,600\ \text{s/h}}{1\,815\ \text{kJ/kg}}$$

$$\dot{m} = \mathbf{39\,670\ kg/h}$$

El flujo másico de agua de enfriamiento en el condensador se calcula si se realiza un balance térmico sobre él:

$$\Delta q_{va} = \Delta q_{\text{agua enf.}}$$

$$\dot{m}(h_6 - h_1)_{va} = \dot{m}_{\text{agua enf.}}\, C\Delta T$$

del cual:

$$\dot{m}_{\text{agua enf.}} = \frac{\dot{m}\,(h_6 - h_1)_{va}}{C\Delta T}$$

$$\dot{m}_{\text{agua enf.}} = \left(\frac{39\,670\ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times (2\,367 - 152)\ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{418\ \frac{\text{kJ}}{\text{kg C}} \times 10\ \text{C}} \right)$$

$$\dot{m}_{\text{agua enf.}} = \mathbf{21\,021\ kg/h}$$

En un ciclo con recalentamiento se realiza trabajo en dos partes de la turbina: a alta presión, 140 bares, y otra a 15 bares. El trabajo realizado es de 1 815 kJ/kg con un consumo de energía de 4 016 kJ/kg, por lo tanto la eficiencia de 44.8%. La cantidad de agua de enfriamiento que se necesita en el condensador se obtiene al realizar el balance energético; el flujo resulta ser de 21 021 kg/h.

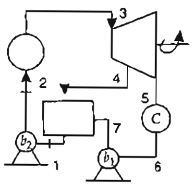
PROBLEMA IV.17

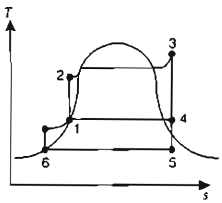
Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un ciclo Rankine regenerativo que trabaja con vapor de agua, que tiene una extracción a un cambiador de calor abierto y calcular la eficiencia.

A la turbina de un ciclo Rankine entra el agua a 120 bares y 600 C y se expande hasta 10 bares, donde una parte se extrae hacia un cambiador de calor abierto y el resto se expande hasta 0.08 bares. Calcule: *a)* la calidad a la salida de la turbina, y *b)* la eficiencia térmica.

Datos

Ciclo Rankine
$P_3 = 120$ bares
$T_3 = 600$ C
$P_4 = 10$ bares
$P_5 = 0.08$ bares
$X_5 = ?$
$\eta_T = ?$





Solución

El ciclo Rankine regenerativo que trabaja con vapor de agua y tiene una extracción está formado por los siguientes procesos: en el estado inicial el fluido de trabajo es líquido saturado y al utilizar una bomba se le incrementa la presión para alcanzar el estado 2, que es la entrada al generador de vapor. En éste se le suministra calor hasta el estado 3, que corresponde a vapor sobrecalentado. Se introduce el vapor a la turbina al proceso de expansión, proceso 3-4, en la cual una cantidad de vapor que ya trabajó en la turbina se extrae para enviarlo a un cambiador de calor abierto. La otra parte del vapor se deja en el interior de la turbina para que siga expandiéndose, hasta el estado 5. El proceso de condensación del fluido es el 5-6, y a la salida hay una primera bomba que envía al condensado hacia el cambiador de calor, proceso 6-7, después del cual se reinicia el ciclo.

El diagrama T-s y un esquema del ciclo se muestran en la figura anterior. Observe que en el enunciado del problema no se menciona algo acerca de las bombas que aparecen en él. Al intercambiador de calor abierto entra vapor de agua del estado 4 y líquido saturado del 7, la salida 1 es líquido saturado, a una presión de trabajo de 10 bares y la bomba b1 debe suministrar al fluido la energía necesaria para llevarlo hasta la presión de 120 bares.

La solución del problema se inicia con el estado donde se conozcan las variables suficientes para entrar a las tablas, por ejemplo el 3, del cual se tiene la presión y temperatura:

$$h_3 = 3\,608 \text{ kJ/kg}$$

$$s_3 = 6.804 \text{ kJ/kg K}$$

El trabajo que se realiza en la turbina es de tipo isentrópico, por lo tanto:

$$s_3 = s_4 = s_5$$

Como se conoce que $P_4 = 10$ bares, entonces se tiene que:

$$h_4 = 2\,882 \text{ kJ/kg}$$

y para la presión de $P_5 = 0.08$ bares:

$$h_5 = 2\,128 \text{ kJ/kg}$$

con una calidad de:

$$X_5 = 0.813$$

La entalpía del estado 6 corresponde a la de líquido saturado a la presión del condensador:

$$h_6 = 174 \text{ kJ/kg}$$

El trabajo de la bomba b1 vale:

$$\Delta w_{b1} = v(P_7 - P_6)$$

$$\Delta w_{b1} = 1\,\frac{\text{cm}^3}{g}\,(10 - 0.08)\text{ bares}\left(\frac{101 \text{ kPa}}{1 \text{ bar}}\right)\left(\frac{1}{10^3}\right)\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\Delta w_{b1} = 1 \text{ kJ/kg}$$

La entalpía del estado 7 es:

$$h_7 = h_6 + \Delta w_{b1}$$

$$h_7 = 174 \text{ kJ/kg} + 1 \text{ kJ/kg}$$

$$h_7 = 175 \text{ kJ/kg}$$

La entalpía del estado inicial es de líquido saturado a la presión de 10 bares:

$$h_1 = 763 \text{ kJ/kg}$$

El trabajo de la bomba b2 se obtiene de:

$$\Delta w_{b2} = v(P_2 - P_1)$$

$$\Delta w_{b2} = 1\,\frac{\text{cm}^3}{g}\,(120 - 10)\text{ bares}\left(\frac{101 \text{ kPa}}{1 \text{ bar}}\right)\left(\frac{1}{10^3}\right)\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\Delta w_{b2} = 11 \text{ kJ/kg}$$

y la entalpía del estado 2:

$$h_2 = \Delta w_{b2} + h_1$$

$$h_2 = 11 \text{ kJ/kg} + 763 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 774 \text{ kJ/kg}$$

La fracción de masa que se extrae para el calentador abierto se obtiene si se hace el balance de energía en él, esto es:

$$\Sigma\Delta\, q_{entra} = \Sigma\Delta\, q_{sale}$$

$$m_4 h_4 + m_7 h_7 = m_1 h_1$$

pero: $m_7 = m_1 - m_4$:

$$m_4 h_4 + (m_1 - m_4) h_7 - m_1 h_1 = 0$$

$$\frac{m_4}{m_1} = \frac{h_1 - h_7}{h_4 - h_7}$$

$$\frac{m_4}{m_1} = \frac{763 - 175}{2\,882 - 175}\frac{\text{kJ/kg}}{\text{kJ/kg}}$$

$$\frac{m_4}{m_1} = 0.217$$

A esta relación se le conoce con el nombre de fracción de masa. El resultado indica que 21.7% de la masa se extrae de la turbina y el restante continúa hasta el final. La eficiencia del ciclo se calcula con la expresión:

$$\eta = \frac{(h_3 - h_4) - y_1(h_4 - h_5) + \Delta\, w_b}{h_3 - h_2}$$

$$\eta = \left[\frac{(3\,608 - 2\,882)\ \text{kJ/kg} + 0.783(2\,882 - 2\,128)\ \text{kJ/kg} - 12\ \text{kJ/kg}}{(3\,608 - 774)\ \text{kJ/kg}}\right]$$

$$\eta = 0.46$$

En un ciclo regenerativo, la masa de vapor que se desvía hacia el cambiador de calor se calcula si se realiza el balance térmico sobre él; en este problema es 21.7%. La eficiencia toma en consideración la fracción de masa extraída, que es de 46 por ciento.

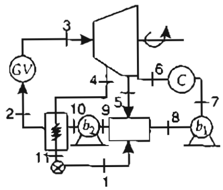
PROBLEMA IV.18

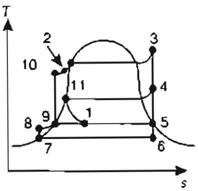
Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un ciclo de vapor regenerativo con dos extracciones y dos cambiadores de calor y calcular el trabajo, la eficiencia y las fracciones masa.

A la turbina de un ciclo de vapor regenerativo entra vapor de agua a 120 bares y 600 C. La primera extracción es a 30 bares y se introduce a un cambiador de calor cerrado. La segunda extracción se realiza a 10 bares y va hacia un cambiador de calor abierto. El condensador opera a 0.08 bares, el líquido condensado del calentador cerrado se estrangula y se envía hacia el calentador abierto. Hay una bomba después del condensador y otra después del calentador abierto. Determine: *a)* las fracciones de masa que se dirigen hacia el calentador cerrado y hacia el calentador abierto; *b)* el trabajo de la turbina; *c)* el trabajo total de bombeo, y *d)* la eficiencia térmica.

Datos

$P_3 = 120$ bares
$T_3 = 600$ C
$P_4 = 30$ bares
$P_5 = 10$ bares
$P_6 = 0.08$ bares
a) $y = ?$
b) $\Delta\, w_T = ?$
c) $\Delta\, w_b = ?$
d) $\eta = ?$





Solución

El diagrama *T-s* y el esquema del ciclo termodinámico del problema son como los que aparecen en las figuras. Está compuesto de los siguientes eventos: a la salida del generador de vapor se tiene vapor sobrecalentado y es el estado 3, después pasa a la turbina y se expande hasta el estado 4, en el cual se realiza la primera extracción. Aquí sale la fracción de masa m_4/m_1, la cual va hacia el cambiador de calor cerrado. El vapor continúa hasta el estado 5, donde se realiza la segunda extracción, la fracción de masa que se saca es m_5/m_1, ésta va hacia el cambiador de calor abierto. El fluido restante sale de la turbina hasta el estado 6, que corresponde a la entrada del condensador. El proceso de condensación 6-7 necesita que se retire calor, lo cual se realiza con agua de enfriamiento. La bomba b1 eleva la presión del líquido condensado en el proceso 7-8 y lo entrega al cambiador de calor abierto, en el cual se mezclan las tres fracciones de masa que existen en el problema. El fluido sale de éste como líquido saturado y es bombeado hasta el estado 10 utilizando la bomba b2. La sustancia sufre un calentamiento en el cambiador cerrado y entra al generador de calor para reiniciar el ciclo. Cabe aclarar que a la salida del cambiador de calor abierto se tiene nuevamente la masa total de fluido.

La solución del problema consiste en determinar, para cada estado, el valor de la temperatura, la presión, la entalpía y en algunos casos la entropía, para lo cual se utilizan las tablas termodinámicas del agua.

Con la presión y la temperatura del estado 3, se obtiene:

$$h_3 = 3\,608 \text{ kJ/kg}$$

Como en la turbina el proceso es isentrópico, entonces:

$$s_3 = s_4 = s_5 = s_6$$

$$s_3 = 6.8037 \text{ kJ/kg K}$$

Con éste y el valor correspondiente de la presión en la primera extracción, se obtiene:

$$P_4 = 30 \text{ bares}$$

$$h_4 = 3\,154 \text{ kJ/kg}$$

El vapor está sobrecalentado. Para la segunda extracción:

$$P_5 = 10 \text{ bares}$$

$$h_5 = 2\,882 \text{ kJ/kg}$$

También es vapor sobrecalentado. Para la salida de la turbina:

$$P_6 = 0.08 \text{ bares}$$

$$h_6 = 2\,128 \text{ kJ/kg}$$

$$X_6 = 81\%$$

Para el estado 7, que corresponde a la salida del condensador, el fluido estará como líquido saturado a la presión de 0.08 bares y la entalpía resultante es:

$$h_7 = 174 \text{ kJ/kg}$$

A continuación sigue la bomba b1, cuyo trabajo se calcula con:

$$\Delta w_{b1} = v\Delta P$$

$$\Delta w_{b1} = v\,(P_8 - P_7)$$

$$\Delta w_{b1} = 1 \text{ cm}^3\text{/g } (10 - 0.08) \text{ bares}$$

$$\Delta w_{b1} = 1 \text{ kJ/kg}$$

La entalpía del estado 8 se determina con la expresión:

$$\Delta w_{b1} = h_8 - h_7$$

$$h_8 = \Delta w_{b1} + h_7$$

$$h_8 = 1 \text{ kJ/kg} + 174 \text{ kJ/kg}$$

$$h_8 = 175 \text{ kJ/kg}$$

El fluido a la salida del cambiador de calor abierto debe ser líquido saturado a la presión de trabajo:

$$P_9 = 10 \text{ bares}$$

$$h_9 = 763 \text{ kJ/kg}$$

La bomba b2 realiza un trabajo de:

$$\Delta w_{b2} = v\,(P_2 - P_9)$$

$$\Delta w_{b2} = 1 \frac{\text{cm}^3}{g} (120 - 10) \text{ bares} \left(\frac{101 \text{ kPa}}{1 \text{ bar}}\right)\left(\frac{1}{10^3}\right)\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\Delta w_{b2} = 11 \text{ kJ/kg}$$

La entalpía a la salida de la bomba b2 es:

$$h_{10} = \Delta w_{b2} + h_9 = 11 + 763$$

$$h_{10} = 774 \text{ kJ/kg}$$

La entalpía del estado 11 corresponde a la salida del cambiador de calor cerrado que corresponde al vapor que proviene de la primera expansión, estado 4, y el fluido debe salir de este cambiador como líquido saturado a la misma presión de entrada:

$$P_{11} = 30 \text{ bares}$$

$$h_{11} = 1\,008 \text{ kJ/kg}$$

Posteriormente, el fluido pasa por una válvula de estrangulamiento, en la cual se lleva a cabo un proceso de tipo isentálpico, es decir, de entalpía constante. La presión de salida será la misma que la del cambiador de calor abierto, por lo tanto:

$$P_1 = 10 \text{ bares}$$

$$h_1 = 1\,008 \text{ kJ/kg}$$

Finalmente, por la otra salida del cambiador de calor cerrado fluye el líquido que transporta la bomba b2 a la presión de 120 bares, y está como líquido comprimido; de la tabla correspondiente y haciendo la interpolación necesaria, se tiene:

$$P_2 = 120 \text{ bares}$$

$$h_2 = 1\,012 \text{ kJ/kg}$$

$$T_2 = 234 \text{ C}$$

Ahora ya se tienen los valores de la energía en cada estado. Para calcular la fracción de masa que se extrae de la primera sección de la turbina se hace un balance de energía sobre el cambiador de calor cerrado, en el cual:

$$\Sigma\Delta\, q_{en.} = \Sigma\Delta\, q_{sal}$$

Dividiendo entre m_3, que es igual a:

$$m_3 = m_2 = m_{10} = m_9$$

Sustituyendo los valores y observando que:

$$m_{11} = m_4$$

$$m_{10}\, h_{10} + m_4\, h_4 = m_{11}\, h_{11} + m_2\, h_2$$

$$(774) + \frac{m_4}{m_3}(3\,154) = \frac{m_4}{m_3}(1\,008) + 1(1\,012)$$

$$\frac{m_4}{m_3} = 0.111$$

Este resultado implica que en la turbina continúa 89% del flujo inicial que entró a ella. Para la fracción de masa de la segunda extracción se hace un balance de energía en el cambiador de calor abierto; el resultado es:

$$\Sigma\Delta\, q_{en.} = \Sigma\Delta\, q_{sal.}$$

$$m_8\, h_8 + m_5\, h_5 + m_1\, h_1 = m_9\, h_9$$

Dividiendo entre m_3:

$$\frac{m_8}{m_3} h_8 + \frac{m_5}{m_3} h_5 + \frac{m_1}{m_3} h_1 = \frac{m_9}{m_3} h_9$$

Como:

$$m_8 = m_3 - m_4 - m_5$$

y:

$$m_4 = m_1$$

entonces:

$$\frac{m_3}{m_3} h_8 - \frac{m_4}{m_3} h_8 - \frac{m_5}{m_3} h_8 + \frac{m_5}{m_3} h_5 + \frac{m_4}{m_3} h_1 = \frac{m_3}{m_3} h_9$$

$$\frac{m_5}{m_3}(h_5 - h_8) + \frac{m_4}{m_3}(h_1 - h_8) = h_9 - h_8$$

$$\frac{m_5}{m_3} = \left[\frac{h_9 - h_8 + \frac{m_4}{m_3}(h_8 - h_1)}{h_5 - h_8}\right]$$

$$\frac{m_5}{m_3} = \left[\frac{763 - 175 + 0.111(2\,882 - 1\,008)\ \text{kJ/kg}}{2\,882 - 175\ \text{kJ/kg}}\right]$$

$$\frac{m_5}{m_3} = 0.294$$

$$\frac{m_6}{m_3} = 0.595$$

El trabajo desarrollado por la turbina se obtiene a partir de la siguiente ecuación, en la cual se toman en consideración las fracciones de masa:

$$\Delta\, w_T = (h_3 - h_4) + \left(1 - \frac{m_4}{m_3}\right)(h_4 - h_5) + \left(1 - \frac{m_5}{m_3} - \frac{m_6}{m_3}\right)(h_5 - h_6)$$

$$\Delta\, w_T = 1(3\,608 - 3\,154)\ \text{kJ/kg} +$$

$$0.889(3\,154 - 2\,882)\ \text{kJ/kg} +$$

$$0.595\,(2\,882 - 2\,128)\ \text{kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta\, w_T = 1\,144.438\ kJ/kg}$$

El trabajo consumido en las bombas se tiene de:

$$\Delta\, w_b = \Delta\, w_{b1} + \Delta\, w_{b2}$$

$$\Delta\, w_b = 1\ \text{kJ/kg} + 11\ \text{kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta\, w_b = 12\ kJ/kg}$$

La eficiencia del ciclo termodinámico es:

$$\eta = \frac{\Delta\, w_T - \Delta\, w_b}{\Delta\, q_{sum.}}$$

$$\eta = \left[\frac{1\,144.438\ \text{kJ/kg} - 12\ \text{kJ/kg}}{(3\,608 - 1\,012)\ \text{kJ/kg}}\right]$$

$$\mathbf{\eta = 0.4362}$$

Las fracciones de masa que se extraen de la turbina se calculan si se realiza un balance de energía en cada cambiador de calor. El trabajo realizado por la turbina considera la masa que circula efectivamente por cada sección. En este caso su valor es de 1 144 kJ/kg, con un consumo de 12 kJ/kg en las dos bombas; la eficiencia del ciclo es de 43.6 por ciento.

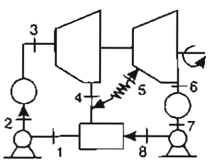
PROBLEMA IV.19

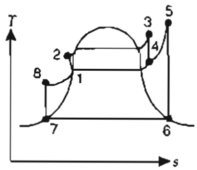
Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un ciclo Rankine con un cambiador de calor abierto y recalentamiento del vapor, y calcular la eficiencia térmica.

A la turbina de un ciclo Rankine entra vapor de agua a 40 bares y 440 C y se expande hasta 7 bares, se extrae una parte hacia un cambiador de calor abierto que opera a esta presión. La parte restante se recalienta hasta 440 C y luego se expande hasta 0.08 bares. Determine la eficiencia térmica.

Datos

$P_3 = 40$ bares
$T_3 = 440$ C
$P_4 = 7$ bares
$T_5 = 440$ C
$P_6 = 0.08$ bares
$\eta_T = ?$





Solución:

Este ciclo Rankine está formado por dos turbinas, una que trabaja a 40 bares y la de baja presión a 7 bares. Antes de entrar el vapor a esta última se recalienta hasta la temperatura de 440 C. En el ciclo existe un cambiador de calor, cuya presión de trabajo es la misma de la primera extracción; también existen dos bombas.

Con los valores de presión y temperatura del vapor a la entrada de la turbina se encuentra que:

$$P_3 = 40 \text{ bares}$$

$$T_3 = 440 \text{ C}$$

$$h_3 = 3\,307 \text{ kJ/kg}$$

$$s_3 = 6.9041 \text{ kJ/kg K}$$

Como el proceso en la turbina es isentrópico, entonces:

$$s_3 = s_4$$

y con la presión de 7 bares:

$$h_4 = 2\,854 \text{ kJ/kg}$$

Para el estado 5, las condiciones de entrada son:

$$P_5 = 7 \text{ bares}$$

$$T_5 = 440 \text{ C}$$

$$h_5 = 3\,353 \text{ kJ/kg}$$

$$s_5 = 7.7571 \text{ kJ/kg K}$$

La turbina de baja presión también es isentrópica, por lo tanto:

$$s_5 = s_6$$

y con la presión de 0.08 bares:

$$X_6 = \left[\frac{(7.7571 - 0.5926) \text{ kJ/kg K}}{(8.2287 - 0.5926) \text{ kJ/kg K}}\right]$$

$$X_6 = 0.938$$

Entonces:

$$h_6 = 173.88 \text{ kJ/kg} + 0.938\,(2\,403.1) \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = 2\,428 \text{ kJ/kg}$$

La entalpía del fluido a la salida del condensador corresponde a la del líquido saturado a la presión de 0.08 bares:

$$h_7 = 174 \text{ kJ/kg}$$

El trabajo de la bomba b1 se calcula con:

$$\Delta w_{b1} = v\,(P_8 - P_7)$$

$$\Delta w_{b1} = 1\,\frac{\text{cm}^3}{g}\,(7 - 0.08)\text{ bares}\left(\frac{101 \text{ kPa}}{1 \text{ bar}}\right)\left(\frac{1}{10^3}\right)\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\Delta w_{b1} = 0.7 \text{ kJ/kg}$$

y la entalpía del estado 8 es:

$$\Delta w_{b1} = h_8 - h_7$$

$$h_8 = \Delta w_{b1} + h_7$$

$$h_8 = 0.7 \text{ kJ/kg} + 174 \text{ kJ/kg}$$

$$h_8 = 174.7 \text{ kJ/kg}$$

La entalpía del estado 1 es igual a la del líquido saturado a la presión de 7 bares, es decir:

$$h_1 = 697 \text{ kJ/kg}$$

El trabajo de la bomba b2 es:

$$\Delta w_{b2} = v\,(P_2 - P_1)$$

$$\Delta w_{b2} = 1\,\frac{\text{cm}^3}{g}\,(40 - 7)\text{ bares}\left(\frac{101 \text{ kPa}}{1 \text{ bar}}\right)\left(\frac{1}{10^3}\right)\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\Delta w_{b2} = 3.3 \text{ kJ/kg}$$

La entalpía del estado 2 es:

$$\Delta w_{b2} = h_2 - h_1$$

$$h_2 = \Delta w_{b2} + h_1$$

$$h_2 = 3.3 \text{ kJ/kg} + 697 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 703.3 \text{ kJ/kg}$$

Ahora se calculará la fracción de masa que se extrae de la turbina y se envía al calentador abierto, lo cual es posible si se realiza un balance de energía sobre él:

$$\Delta q_{en.} = \Delta q_{sal.}$$

$$m_4 h_4 + m_8 h_8 = m_1 h_1$$

pero:

$$m_8 = m_1 - m_4$$

$$m_4 h_4 + m_1 h_8 - m_4 h_8 = m_1 h_1$$

Dividiendo entre m_1:

$$\frac{m_4}{m_1}(h_4 - h_8) + \frac{m_1}{m_1}(h_8 - h_1) = 0$$

$$\frac{m_4}{m_1} = \frac{h_1 - h_8}{h_4 - h_8}$$

$$\frac{m_4}{m_1} = \left[\frac{697 \text{ kJ/kg} - 174.7 \text{ kJ/kg}}{2\,854 \text{ kJ/kg} - 174.7 \text{ kJ/kg}}\right]$$

$$\frac{m_4}{m_1} = 0.195$$

Este resultado implica que la fracción de masa que entra a la segunda turbina es de:

$$\frac{m_5}{m_1} = 1 - \frac{m_4}{m_1}$$

$$\frac{m_5}{m_1} = 1 - 0.195$$

$$\frac{m_5}{m_1} = 0.805$$

La eficiencia del ciclo Rankine se determina con la ecuación:

$$\eta = \left[\frac{(h_3 - h_4) + \dfrac{m_5}{m_1}(h_5 - h_6) - \Delta w_{b1} - \Delta w_{b2}}{(h_3 - h_2) + \dfrac{m_5}{m_1}(h_5 - h_4)}\right]$$

$$\eta_T = \frac{(3\,307 - 2\,854)\ \text{kJ/kg} + 0.805(3\,353 - 2\,428)\ \text{kJ/kg} - 4\ \text{kJ/kg}}{(3\,307 - 701)\ \text{kJ/kg} + 0.805(3\,353 - 2\,854)\ \text{kJ/kg}} \qquad \eta_T = 0.397$$

En este ciclo Rankine existe un cambiador de calor abierto y dos turbinas, una de alta presión y otra de baja. La fracción de masa que entra a esta última es de 0.805, el trabajo consumido por las bombas es de 4 kJ/kg y la eficiencia del ciclo es de 39.7 por ciento.

PROBLEMA IV.20

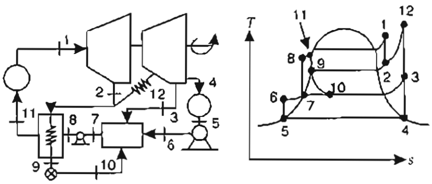
Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un ciclo Rankine con dos extracciones y un recalentamiento para calcular la fracción de masa, el calor suministrado y la eficiencia.

A una turbina de un ciclo Rankine entra vapor de agua a 120 bares y 600 C. Se extrae vapor a 30 bares y se introduce a un cambiador de calor cerrado. Una segunda extracción a 10 bares se dirige hacia un cambiador de calor abierto y el fluido sale del condensador a 0.08 bares. El líquido condensado del calentador cerrado se estrangula y se envía hacia el calentador abierto. Hay una bomba después del condensador y otra después del calentador abierto. La parte del flujo que no va hacia el calentador cerrado se recalienta hasta 500 C antes de entrar en la segunda etapa de la turbina. Determine: *a)* la fracción de masa que va hacia el calentador abierto; *b)* el calor suministrado, y *c)* la eficiencia térmica.

Datos

$P_1 = 120$ bares
$T_1 = 600$ C
$T_{12} = 500$ C
$P_2 = 30$ bares
$P_{12} = 30$ bares
$P_3 = 10$ bares
$P_4 = 0.08$ bares

a) $y = ?$
b) $\Delta q_{\text{sum.}} = ?$
c) $\eta = ?$



Solución

Este ciclo Rankine es complicado porque existen dos turbinas, una de alta presión y otra de baja. Hay dos cambiadores de calor, uno cerrado y uno abierto que trabaja a una presión de 10 bares. El condensador opera a 0.08 bares, existen dos bombas y el vapor que entra a la turbina de baja presión se recalienta a una temperatura de 500 C.

Con los datos del estado 1 se obtiene de las tablas termodinámicas del agua:

$$P_1 = 120 \text{ bares}$$

$$T_1 = 600 \text{ C}$$

$$h_1 = 3\,608 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 6.8037 \text{ kJ/kg K}$$

Como el proceso dentro de la turbina es a entropía constante, entonces:

$$s_1 = s_2$$

y con la presión de 30 bares se tiene:

$$h_2 = 3\ 154 \text{ kJ/kg}$$

Parte del vapor se recalienta hasta la temperatura de 500 C, y con la presión de 30 bares:

$$h_{12} = 3\ 456 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{12} = 7.2338 \text{ kJ/kg K}$$

Con este valor se obtiene, para la segunda extracción:

$$h_3 = 3\ 117 \text{ kJ/kg}$$

y para la salida de la turbina:

$$X_4 = \frac{7.2338 - 0.5926}{8.2287 - 0.5926}$$

$$X_4 = 0.870$$

Por lo tanto:

$$h_4 = 174 \text{ kJ/kg} + 0.87\ (2\ 403.1) \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 2\ 264 \text{ kJ/kg}$$

A la salida del condensador la entalpía es la del líquido saturado a la presión de 0.08 bares:

$$h_5 = 174 \text{ kJ/kg}$$

El trabajo de la bomba b_1 se calcula con:

$$\Delta w_{b1} = v\ (P_6 - P_1)$$

$$\Delta w_{b1} = 1 \frac{\text{cm}^3}{g} (7 - 0.08) \text{ bares} \left(\frac{101 \text{ kPa}}{1 \text{ bar}}\right)\left(\frac{1}{10^3}\right)\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\Delta w_{b1} = 0.7 \text{ kJ/kg}$$

con lo cual se obtiene la entalpía del estado 6:

$$\Delta w_{b1} = h_6 - h_5$$

$$h_6 = \Delta w_{b1} - h_5$$

$$h_6 = 0.7 \text{ kJ/kg} - 174 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = 174.7 \text{ kJ/kg}$$

La entalpía del estado 7 corresponde a la de líquido saturado a la presión de 7 bares:

$$h_7 = 763 \text{ kJ/kg}$$

El trabajo de la bomba b2 es:

$$\Delta w_{b2} = v\ (P_8 - P_7)$$

$$\Delta w_{b2} = 1 \frac{\text{cm}^3}{g} (120 - 7) \text{ bares} \left(\frac{101 \text{ kPa}}{1 \text{ bar}}\right)\left(\frac{1}{10^3}\right)\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\Delta w_{b2} = 11.3 \text{ kJ/kg}$$

Entonces, la entalpía del estado 8 es:

$$\Delta w_{b2} = h_8 - h_7$$

$$h_8 = \Delta w_{b2} + h_7$$

$$h_8 = 11.3 \text{ kJ/kg} + 763 \text{ kJ/kg}$$

$$h_8 = 774.3 \text{ kJ/kg}$$

La entalpía del estado 9 corresponde a la de líquido saturado, a la presión de 30 bares, esto es:

$$h_9 = 1\ 008 \text{ kJ/kg}$$

Como el proceso 9-10 es un estrangulamiento que se da de forma isentálpica, entonces:

$$h_9 = h_{10}$$

Finalmente, la entalpía del estado 11 corresponde a la de líquido comprimido a la presión de 120 bares y la temperatura de 234 C:

$$h_{11} = 1\ 012 \text{ kJ/kg}$$

La fracción de masa que se saca en la primera parte de la turbina se obtiene si se realiza un balance de energía sobre el calentador cerrado:

$$\Sigma\Delta\, q_{sum.} = \Sigma\Delta\, q_{sal.}$$

$$m_2 h_2 + m_8 h_8 = m_9 h_9 + m_{11} h_{11}$$

Pero:

$$m_2 = m_9$$

$$m_8 = m_{11} = m_1$$

$$m_2 h_2 + m_1 h_8 = m_2 h_9 + m_1 h_{11}$$

Dividiendo entre m_1:

$$\frac{m_2}{m_1} h_2 + h_8 = \frac{m_2}{m_1} h_9 + h_{11}$$

$$\frac{m_2}{m_1}(h_2 - h_9) = h_{11} - h_8$$

$$\frac{m_2}{m_1} = \frac{h_{11} - h_8}{h_2 - h_9}$$

Sustituyendo:

$$\frac{m_2}{m_1} = \frac{1\ 012 - 774}{3\ 154 - 1\ 008} = 0.11$$

$$\frac{m_2}{m_1} = 0.11$$

La fracción de masa que entra a la segunda turbina es:

$$\frac{m_{12}}{m_1} = 1 - \frac{m_2}{m_1}$$

$$\frac{m_{12}}{m_1} = 1 - 0.11$$

$$\frac{m_{12}}{m_1} = 0.89$$

La fracción de masa de la extracción que se realiza en la turbina de baja presión se calcula si se hace el balance de energía en el cambiador de calor abierto:

$$\Sigma\Delta\, q_{sum.} = \Sigma\Delta\, q_{sal.}$$

$$m_{12} h_3 + m_6 h_6 + m_{10} h_{10} = m_7 h_7$$

$$m_6 = m_1 - m_2 - m_3$$

$$m_{10} = m_2$$

$$m_{12} = m_3$$

$$m_7 = m_1$$

$$m_3 h_3 + m_1 h_6 - m_2 h_6 - m_3 h_6 + m_2 h_{10} = m_1 h_7$$

Dividiendo entre m_1:

$$\frac{m_3}{m_1} h_3 + h_6 - \frac{m_2}{m_1} h_6 - \frac{m_3}{m_1} h_6 + \frac{m_2}{m_1} h_{10} = h_7$$

$$\frac{m_3}{m_1}(h_3 - h_6) = h_7 - h_6 + \frac{m_2}{m_1}(h_6 - h_{10})$$

$$\frac{m_3}{m_1} = \frac{h_7 - h_6 + \frac{m_2}{m_1}(h_6 - h_{10})}{h_3 - h_6}$$

Sustituyendo:

$$\frac{m_3}{m_1} = \frac{763 - 174.7 + 0.11(174.7 - 1\ 008)}{3\ 117 - 174.7}$$

$$\frac{m_3}{m_1} = 0.168$$

y la fracción de masa que termina el recorrido por la turbina es:

$$\frac{m_2}{m_1}+\frac{m_3}{m_1}+\frac{m_4}{m_1}=1$$

$$\frac{m_4}{m_1}=1-\frac{m_2}{m_1}-\frac{m_3}{m_1}$$

$$\frac{m_4}{m_1}=1-0.111-0.168$$

$$\frac{m_4}{m_1}=0.721$$

El calor que se suministra en el ciclo es igual a:

$$\Delta q_{sum}=h_1-h_{11}+y\,(h_{12}-h_2)$$

A 500 C y 30 bares:

$$h_{12}=3\,457 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta q_{sum.}=(3\,608-1\,012)\text{ kJ/kg}+0.889(3\,457-3\,154)\text{ kJ/kg}$$

$$\Delta q_{sum.}=2\,865 \text{ kJ/kg}$$

La eficiencia del ciclo se calcula con:

$$\eta=\frac{(h_1-h_2)+\left(1-\frac{m_2}{m_1}\right)(h_{12}-h_3)+\left(1-\frac{m_2}{m_1}-\frac{m_3}{m_1}\right)(h_3-h_4)-\Delta w_b}{\Delta q_{en.}}$$

Sustituyendo:

$$\eta=\frac{(3\,608-3\,154)+0.889(3\,457-3\,117)+0.721(3\,117-2\,264)-12}{2\,865}$$

$$\eta=0.474$$

Las fracciones de masa del ciclo se pueden calcular si se realiza el balance de energía en ambos cambiadores de calor, sólo 72% de la masa total termina el recorrido por la turbina. El calor que se suministra es de 2 865 kJ/kg, con una eficiencia de 47.4 por ciento.

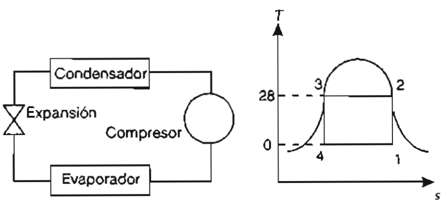
PROBLEMA IV.21

Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un refrigerador de Carnot para calcular el coeficiente de operación, el trabajo y el gasto másico.

Las temperaturas del evaporador y condensador de un refrigerador de Carnot son 0 y 28 C, respectivamente. El fluido de trabajo es refrigerante 12 que cambia de vapor saturado a líquido saturado en el condensador. Determine: *a)* la calidad del fluido que sale del proceso de expansión; *b)* el coeficiente de operación; *c)* el trabajo del compresor, y *d)* el gasto másico cuando la transferencia de calor al fluido en el evaporador es 150 kJ/min.

Datos

Ciclo de Carnot
$T_{ent.}=0$ C
$T_c=28$ C
R12
a) $X_4=?$
b) $COP=?$
c) $\Delta w_c=?$
d) $\dot{m}=?$



Solución

El esquema del ciclo de refrigeración es como el que se presenta en la figura anterior, en la cual se muestran los componentes y también la forma que tendrá el diagrama *T-s* del mismo. El punto inicial es la entrada del refrigerante al compresor, que termina su proceso en el estado 2. El proceso hacia 3 representa la condensación, para posteriormente sufrir una expansión. El ciclo se reinicia después de la evaporación del R12 en el evaporador.

Se calcularán primero las propiedades en el punto 2, a la temperatura de 28 C y con la condición de ser vapor saturado; de las tablas se tiene:

$$T_2 = 28\ \text{C}$$

$$h_2 = 198.87\ \text{kJ/kg}$$

$$s_2 = 0.6859\ \text{kJ/kg K}$$

y el punto 3 está a la misma temperatura, pero como líquido condensado:

$$T_3 = 28\ \text{C}$$

$$h_3 = 62.63\ \text{kJ/kg}$$

$$s_3 = 0.2335\ \text{kJ/kg K}$$

Como el proceso 3-4 es isentrópico, entonces:

$$s_3 = s_4$$

y ya que $T_4 = 0$ C, entonces, de las tablas se tiene:

$$s_f = 0.1420\ \text{kJ/kg K}$$

$$s_g = 0.6965\ \text{kJ/kg K}$$

Con estos valores la calidad es de:

$$X_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_g - s_f}$$

$$X_4 = \frac{0.2335 - 0.1420}{0.6965 - 0.1420}$$

$$X_4 = 0.165$$

Por lo tanto:

$$h_4 = h_l + X_4(h_g - h_l)$$

$$h_4 = 36.05\ \text{kJ/kg} + 0.165(187.53 - 36.05)\ \text{kJ/kg}$$

$$h_4 = 61.04\ \text{kJ/kg}$$

De manera semejante, el proceso 1-2 también es isentrópico:

$$s_1 = s_2$$

Entonces:

$$X_1 = \frac{0.6859 - 0.1420}{0.6965 - 0.1420}$$

$$X_1 = 0.981$$

y la entalpía es:

$$h_1 = h_f + X_1\ (h_g - h_f)$$

$$h_1 = 36.05\ \text{kJ/kg} + 0.981\ (187.53 - 36.05)\ \text{kJ/kg}$$

$$h_1 = 184.63\ \text{kJ/kg}$$

Para calcular el COP del ciclo de Carnot, se emplea:

$$\text{COP} = \frac{T_B}{T_A - T_B}$$

en la cual las temperaturas están en unidades absolutas. Sustituyendo:

$$\text{COP} = \frac{273}{[(273 + 28) - (273 - 0)]}$$

$$\text{COP} = 9.75$$

La calidad a la salida del proceso de evaporación ya se determinó y el trabajo que emplea el compresor se obtiene si se aplica la primera ley de la termodinámica a esta máquina, es decir:

$$\Delta w_c = h_2 - h_1$$

$$\Delta w_c = 198.87 \text{ kJ/kg} - 184.63 \text{ kJ/kg}$$

$$\mathbf{\Delta w_c = 14.24 \text{ kJ/kg}}$$

La transferencia de calor que se suministra al refrigerante en el proceso de evaporación es:

$$\Delta q_{4-1} = h_4 - h_1$$

$$\Delta q_{4-1} = 184.63 \text{ kJ/kg} - 61.04 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta q_{4-1} = 123.59 \text{ kJ/kg}$$

Con este valor es posible calcular el gasto másico de refrigerante que circula por el ciclo. De la ecuación:

$$\dot{m} = \frac{\dot{q}_{\text{sum.}}}{\Delta q_{\text{sum.}}}$$

Sustituyendo:

$$\dot{m} = \frac{150 \text{ kJ/min}}{123.59 \text{ kJ/kg}}$$

$$\mathbf{\dot{m} = 1.21 \text{ kg/min}}$$

Un ciclo de refrigeración de Carnot está formado por dos procesos isotérmicos, 2-3 y 4-1, y dos procesos isentrópicos, 1-2 y 3-4, estos últimos se dan en el compresor y el dispositivo de expansión respectivamente. El COP de este ciclo es de 9.75 y las temperaturas máxima y mínima son 28 y 0 C. Para que el calor suministrado al R12 en el evaporador sea de 150 kJ/min, el flujo de refrigerante debe ser de 1.21 kJ/min.

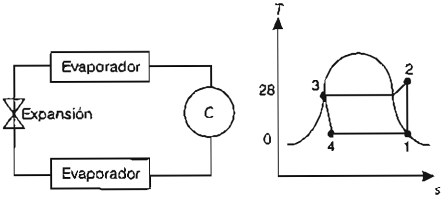
PROBLEMA IV.22

Objetivo: Aplicar la primera y segunda ley de la termodinámica a un ciclo para calcular el coeficiente de operación, la temperatura en algún punto, el desplazamiento efectivo y la potencia de compresión.

En una planta de refrigeración de 5 toneladas las presiones en el evaporador y el condensador son 0.20 y 0.70 MPa, respectivamente. El fluido entra al compresor como vapor saturado y en el condensador no existe subenfriamiento. Determine: *a)* la temperatura del fluido que sale del compresor isentrópico; *b)* el coeficiente de operación; *c)* el desplazamiento efectivo, y *d)* la potencia de compresión. Utilice refrigerante 12.

Datos

R12
$P_e = 0.2$ MPa
$P_c = 0.70$ MPa
$T_R = 5$
a) $T_2 = ?$ en C
b) COP = ?
c) $\dot{V}_D = ?$ L/min
d) $\dot{W} = ?$ kW



Solución

El esquema de componente y el diagrama T-s del refrigerador se presentan en la figura. El punto inicial es la entrada del refrigerante, gas saturado, al compresor que termina su proceso en el estado 2 como vapor sobrecalentado; este proceso es isentrópico. El proceso 2-3 es isobárico, representa la condensación del fluido de trabajo. Posteriormente el fluido sufre una expansión isentálpica. El ciclo se reinicia después de la evaporación del R12 en el evaporador, proceso 4-1.

Con el dato de que el fluido refrigerante entra al compresor a la presión de 2 bares y como vapor saturado, de las tablas del mismo se obtiene:

$$P_1 = 2 \text{ bares}$$

$$T_1 = -12.53 \text{ C}$$

$$h_1 = 182.07 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 0.7035 \text{ kJ/kg K}$$

El proceso dentro del compresor es isentrópico, de tal forma que:

$$s_1 = s_2$$

Como la presión es de 7 bares, entonces la temperatura T_2 está entre los valores 30 y 40 C; haciendo la interpolación:

$$T_{2s} = 30 \text{ C} + 10\left(\frac{0.7035 - 0.6917}{0.7153 - 0.6917}\right)\text{C}$$

$$\mathbf{T_{2s} = 35 \text{ C}}$$

Con este valor se obtiene que la entalpía correspondiente es:

$$h_{2s} = 204.09 \text{ kJ/kg}$$

Para la entalpía del estado 3, del enunciado del problema se considera que el fluido sale como líquido saturado del condensador, por lo tanto:

$$h_3 = 62.29 \text{ kJ/kg}$$

El proceso 3-4 es una expansión que se toma como isentrópica, por consiguiente:

$$h_3 = h_4$$

El coeficiente de operación para un refrigerador es la relación entre el enfriamiento realizado con respecto al trabajo suministrado, es decir:

$$\text{COP} = \frac{\Delta q_{sum.}}{\Delta w}$$

$$\text{COP} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_3}$$

$$\text{COP} = \frac{182.1 - 62.29}{204.1 - 182.1} \frac{\text{kJ/kg}}{\text{kJ/kg}}$$

$$\textbf{COP = 5.45}$$

El flujo másico de refrigerante que se necesita se obtiene con el valor de la potencia de un enfriamiento o las toneladas de refrigeración que se requieren:

$$\dot{q} = \dot{m}\,\Delta q_{sum.}$$

$$\dot{q} = \dot{m}\,(h_1 - h_4)$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{q}}{(h_1 - h_4)}$$

$$\dot{m} = \frac{5 \text{ ton}\left(211 \dfrac{\text{kJ}}{\text{min ton}}\right)}{(182.1 - 62.29)\, \dfrac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$\dot{m} = 8.81 \text{ kg/min}$$

El valor del volumen que tiene que manejar el compresor es:

$$\dot{V}_D = \dot{m}\, v_1$$

$$\dot{V}_D = 8.81 \frac{kg}{min} \times 83.54 \frac{cm^3}{g} \times \frac{10^3 g}{kg} \times \frac{L}{10^3 cm^3}$$

$$\dot{V}_D = \mathbf{736\ L/min}$$

La potencia que se suministra al compresor se tiene de:

$$\dot{W} = \dot{m} \Delta w$$

$$\dot{W} = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

$$\dot{W} = 8.81 \frac{kg}{min} \times (204.09 - 182.07) \frac{kJ}{kg} \times \frac{1 min}{60 s}$$

$$\dot{W} = \mathbf{3.23\ kW}$$

En un refrigerador, el fluido refrigerante debe entrar al compresor en forma de vapor saturado. El proceso de expansión siempre es de tipo isentálpico. En este caso el COP es de 5.45, con un desplazamiento volumétrico de 736 L/min y una potencia de 3.23 kW.

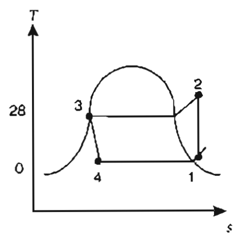
PROBLEMA IV.23

Objetivo: Aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica a un ciclo de refrigeración para calcular el trabajo de compresión.

El refrigerante 12 a la salida del evaporador de un refrigerador está a 0.20 MPa y 0 C, en el condensador a 0.7 MPa y entra al dispositivo de expansión a 0.7 MPa y 24 C. Determine el trabajo del compresor.

Datos

$P_1 = 0.2$ MPa
$T_1 = 0$ C
$P_2 = 0.7$ MPa
$P_3 = 0.7$ MPa
$T_3 = 24$ C
$\Delta w = ?$



Solución

El diagrama *T-s* del refrigerador que opera en el ciclo de refrigeración es como el de la figura. El punto inicial es la entrada del refrigerante, gas saturado, al compresor que termina su proceso en el estado 2; este proceso es isentrópico. El proceso 2-3 representa la condensación del fluido de trabajo, este proceso es isobárico. Posteriormente el fluido sufre una expansión isentálpica. El ciclo se reinicia después de la evaporación del R12 en el evaporador, proceso 4-1.

De las tablas del R12 se encuentra que las condiciones de entrada al compresor son:

$$P_1 = 2 \text{ bares}$$

$$T_1 = 0 \text{ C}$$

$$h_1 = 189.80 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 0.7325 \text{ kJ/kg K}$$

Este estado es de vapor sobrecalentado. En el interior del compresor el proceso es isentrópico, por tal motivo:

$$s_1 = s_2$$

$$T_2 = 40 \text{ C} + 10 \left(\frac{0.7153 - 0.7325}{0.7153 - 0.7378} \right) \text{C}$$

$$T_2 = 47.6\ C$$

De manera similar:

$$h_2 = 213.21\ kJ/kg$$

El estado de entrada al dispositivo de expansión es de:

$$P_3 = 7\ bares$$

$$T_3 = 24\ C$$

que le corresponde al líquido subenfriado; la entalpía respectiva es de:

$$h_3 = 58.73\ kJ/kg$$

Este valor es el mismo del estado 4, puesto que el proceso de estrangulamiento es isentálpico:

$$h_3 = h_4$$

El trabajo de compresión es:

$$\Delta w = h_2 - h_1$$

$$\Delta w = 213.21\ kJ/kg - 189.8\ kJ/kg$$

$$\boldsymbol{\Delta w = 23.44\ kJ/kg}$$

Si el fluido entra al compresor como vapor sobrecalentado, el trabajo que se debe realizar para llevarlo a una misma condición de descarga es mayor. ¿Podría usted comprobar esta aseveración?

CAPÍTULO V

PROBLEMAS PROPUESTOS

OBJETIVOS

EN ESTE CAPÍTULO se presenta un listado completo de 82 problemas que se sugiere que el alumno resuelva aplicando las metodologías aprendidas en los capítulos anteriores.

Aunque todos los problemas cuentan con su solución numérica, el alumno deberá elaborar el diagrama termodinámico correspondiente, así como el razonamiento y la explicación del resultado obtenido.

Estos problemas también tienen como objetivo ser una autoevaluación del aprendizaje de los conceptos de la termodinámica.

Problema 1

Un cuerpo de 10 kg se acelera desde el estado de reposo hasta una velocidad de 100 m/s. Calcule el cambio de energía cinética.

Respuesta: 50 kJ.

Problema 2

Una masa de 2 kg se mueve con velocidad de 3 m/s a una altura de 10 m sobre un plano de referencia. Calcule: *a)* la energía cinética; *b)* la energía potencial, y *c)* el peso de esta masa.

Respuesta: *a)* 9 J; *b)* 196 J; *c)* 19.6 N.

Problema 3

Un bloque de acero de 1 000 kg suspendido en un cable se deja caer desde la parte superior de un pozo de 60 m. El aire en el pozo se encuentra a 1 bar y 27 C y se mantiene a esa temperatura en tanto cae el bloque. El pozo tiene una sección transversal de 2.5 m^2. *a)* Dibuje un esquema del diagrama *P-v* para el aire en el pozo, indique los valores de los estados inicial y final con valores numéricos. *b)* Estime la posición de equilibrio del bloque. *c)* Calcule el trabajo que realiza el bloque para alcanzar la posición de equilibrio. *d)* Exprese las consideraciones adicionales a los datos que necesite para contestar las preguntas.

Respuesta: *b)* 57.8 m; *c)* 21.6 kJ.

Problema 4

Se transporta una masa de 1 kg desde el suelo hasta una plataforma que se encuentra en una posición a 10 m respecto al piso. Se emplean las siguientes trayectorias: *a)* la masa se eleva directamente mediante una polea sin fricción; *b)* la masa es trasladada por carretilla sin fricción hasta un elevador también sin fricción; este último se desplaza hasta la altura necesaria y entonces se vuelve a usar la carretilla para llevar la masa hasta su posición final. Calcule en cada caso el trabajo realizado para mover la masa hasta su posición final. Determine si el trabajo, que es una función de trayectoria, depende del camino seguido, y si no, exprese las condiciones que estuvieron presentes para hacer que el trabajo no fuera función de la trayectoria.

Respuesta: *a)* 98 J; *b)* 98 J.

Problema 5

El eje de un motor eléctrico desarrolla un momento de 9.5 N-m cuando consume una corriente de 10 A, con un voltaje de 110 v, a una velocidad de 1 000 rpm. Calcule: *a)* la energía consumida por el motor y la desarrollada en el eje; *b)* la potencia neta que suministra el motor; *c)* la cantidad de energía transferida al motor mediante trabajo eléctrico, y *d)* la cantidad de energía extraída del motor por el eje, durante 2 horas de operación.

Respuesta: ***a)*** **1.10 kW y 0.995 kW;**
b) **0.105 kW;** ***c)*** **2.20 kWh;** ***d)*** **0.105 kW.**

Problema 6

Un tanque cilíndrico de almacenamiento de petróleo de 20 m de alto y 2 000 m^3 de capacidad contiene 1 000 m^3 de petróleo crudo a las 10 a.m. del 2 de junio. En ese momento empieza el bombeo de petróleo hacia el tanque a razón de 2 m^3/min. Simultáneamente, el petróleo se extrae del tanque a una velocidad de 1.5 m/s a través de una tubería con 0.15 m de diámetro interno. Determine: *a)* la altura del petróleo dentro del tanque al mediodía del 3 de junio, y *b)* el volumen del petróleo contenido en el tanque en ese momento. Considere el volumen específico crudo igual a 0.0015 m^3/kg.

Respuesta: ***a)*** **16.4 m;** ***b)*** **1 640 m^3.**

Problema 7

Un tanque contiene un gas a presión y posee un manómetro. Cuando el manómetro está lleno con mercurio (ρ = 13 550 kg/m^3), alcanza un nivel h = 2 m. Calcule: *a)* la presión absoluta, y *b)* la presión manométrica en el tanque. *c)* Determine el nivel que se leería si el fluido manométrico fuese agua (ρ = 1 000 kg/m^3). Considere la aceleración gravitacional igual a 9.8 m/s^2.

Respuesta: ***a)*** **366.58 kPa;** ***b)*** **265.58 kPa;**
c) **27.1 m.**

Problema 8

Se comprimen 0.183 kg de un gas mediante un dispositivo cilindro y pistón desde 3.4 bares y 0.0283 m^3 hasta 8.2 bares. La relación entre el volumen y la presión es de $Pv^{1.2} = c$. Si la transferencia de calor es de 2.2 kJ, determine el cambio de energía interna específica sin considerar los efectos de las energías cinética y potencial.

Respuesta: 29.52 kJ/kg.

Problema 9

Un gas contenido en un sistema cilindro-pistón realiza un proceso donde la presión del gas corresponde a la de un proceso politrópico, es decir, $PV^n = c$, donde n es una constante específica. Evalúe el trabajo realizado por unidad de masa entre los puntos A y B.

Respuesta: $(P_A V_A - P_B V_B)/(1-n)$;
$P_A V_A \ln(V_A/V_B)$.

Problema 10

La presión en la base de una montaña es de 749 mmHg y en la cima es de 566 mmHg; la temperatura es de −5 C en ambos sitios. Calcule la altura de la montaña.

Respuesta: 2 211 m.

Problema 11

Un excursionista inicia un viaje con trayectos en diferentes partes del mundo. Calcule la presión atmosférica en el destino final de cada uno de los recorridos siguientes: *a)* una caminata desde el nivel del mar donde la presión es de 0.101 MPa hasta la cumbre del monte Everest con elevación de 8 848 m; considere la densidad promedio del aire entre el nivel del mar y la cima de la montaña igual a 0.754 kg/m^3; *b)* un descenso al fondo del mar a una profundidad de 395 m; tome la densidad del agua igual a 1 000 kg/m^3, y *c)* un viaje al fondo del Valle de la Muerte donde la depresión es de –86 m y la densidad del aire 1.30 kg/m^3. Desprecie las variaciones en la densidad del fluido y en la gravedad local para cada una de esas excursiones.

Respuesta: *a)* **35.6 kPa;** *b)* **3.972 MPa;** *c)* **102.1 kPa.**

Problema 12

Calcule la densidad del dióxido de carbono a 140 kPa y 10 C.

Respuesta: 2 645 kg/m^3.

Problema 13

Un recipiente contiene alcohol etílico a 20 C y una atmósfera de presión. Calcule: *a)* el peso específico; *b)* la densidad, y *c)* el volumen específico del líquido.

Respuesta: *a)* **790 kg/m^3;** *b)* **7 750 N/m^3;** *c)* **0.00126 m^3/kg.**

Problema 14

Un arreglo cilindro-pistón de 66 mm de diámetro contiene un fluido a una presión de 50.5 MPa. Calcule la fuerza que ejerce el fluido sobre el pistón.

Respuesta: 194.34 kN.

Problema 15

Un estanque de 10 m de profundidad se llena con agua de lluvia a 20 C. Determine la presión en el fondo.

Respuesta: 98 kPa.

Problema 16

Una planta generadora de potencia proporciona 2 000 MW operando en promedio al 75% de su capacidad. Calcule la energía que desarrollará en un año si su capacidad se incrementa a 86%.

Respuesta: 72 322 × 10^9 kJ.

Problema 17

Se presentan los siguientes procesos para gases diferentes: *a)* un proceso isotérmico ($T = c$) para vapor de agua desde 1 200 K y 2 MPa hasta 10 MPa; *b)* un proceso isométrico ($v = c$) para refrigerante 12 desde 405 K y 4.0 MPa hasta 470 K.; *c)* un proceso isobárico ($P = c$) para nitrógeno desde 250 K y 17.0 MPa hasta 280 K. Determine si los procesos pueden ser tratados como procesos de un gas ideal; si éste fuera el caso, evalúe: *d)* $u_2 - u_1$, y *e)* $h_2 - h_1$, considerando los calores específicos constantes.

Respuesta: *a)* **0;** *b)* **0;** *c)* **no es ideal;** *d)* **22.3 kJ/kg;** *e)* **31.2 kJ/kg.**

Problema 18

Indique si los siguientes estados del agua se encuentran en la región líquida, de saturación o de sobrecalentamiento. Especifique la calidad de los estados que se encuentren en la región de saturación.

Estado	P/(kPa)	T/(C)	v/(m^3/kg)
1	1 700	200	
2	1 200		0.0010
3		75	3.0
4	500	202	
5	350		0.005

Respuesta: *1)* **líquido;** *2)* **líquido;** *3)* **húmedo con $X = 0.726$;** *4)* **sobrecalentado;** *5)* **húmedo con $X = 0.0075$.**

Problema 19

Encuentre el valor de la energía interna para las sustancias en los estados que se indican:

a) agua a 0.4 MPa, 725 C
b) agua a 3.0 MPa, 0.01 m/kg
c) refrigerante 12 a 130 C, 125 kPa
d) agua a 1.0 MPa, 100 C

Respuesta: ***a)* 3 518. 1 kJ/kg; *b)* 1 218.6 kJ/kg; *c)* 412.14 kJ/kg; *d)* 418.75 kJ/kg.**

Problema 20

Encuentre las siguientes propiedades del vapor de agua mediante las tablas de vapor de agua. Muestre todos los cálculos de las interpolaciones.

a) $u(T = 400\text{ C}, P = 1\,500\text{ kPa})$
b) $h(T = 200\text{ C}, P = 2\,000\text{ kPa})$
c) $T(h = 2\,100\text{ kJ/kg}, P = 6\,900\text{ kPa})$
d) $X(P = 500\text{ kPa}, h = 2\,000\text{ kJ/kg})$
e) $h(u = 2\,000\text{ kJ/kg}, X = 0.65)$
f) $h(u = 3\,100\text{ kJ/kg}, v = 0.1\text{ m}^3\text{/kg})$

Respuesta: ***a)* 2 951.7 kJ/kg; *b)* 852.6 kJ/kg; *c)* 284.8 C; *d)* 0.645; *e)* 2 129.9 kJ/kg; *f)* 3 443.6 kJ/kg.**

Problema 21

Calcule el cambio en la entalpía del nitrógeno entre $T_1 = 20$ C y $T_2 = 1\,500$ C; compare su resultado con el que obtiene usando una expresión polinomial para Cp y con el que resulta de emplear un valor de Cp constante correspondiente a la temperatura promedio entre T_1 y T_2.

Respuesta: 1 720.5 kJ/kg, 1 738.4 kJ/kg.

Problema 22

Un frasco de 0.02 m^3 contiene nitrógeno que está a 42 bares y 130 K y se calienta hasta que el gas llega a 202 K. *a)* Determine la presión del nitrógeno después del calentamiento. *b)* Calcule la masa del nitrógeno en el frasco. *c)* Indique si se puede considerar el nitrógeno como un gas ideal y exponga las razones de ello.

Respuesta: ***a)* 197 bares; *b)* 7.1 kg; *c)* sí.**

Problema 23

Un recipiente con amoniaco, en estado de vapor saturado a $P = 500$ kPa recibe calor isotérmicamente hasta que alcanza una presión de 100 kPa. Dibuje un diagrama P-v y evalúe el trabajo realizado por unidad de masa. Se requiere una integración numérica o gráfica.

Respuesta: 226 kJ/kg.

Problema 24

Un sistema cilindro-pistón contiene un kilogramo de nitrógeno. El pistón se mueve sin fricción, no tiene peso y separa al nitrógeno de los alrededores que se encuentran a 1 bar. El volumen inicial en el cilindro es de 1 m^3 a 1 bar. Se transfiere calor al nitrógeno hasta que el volumen se duplica. Evalúe la transferencia de calor al nitrógeno durante el proceso. Suponga que los calores específicos del nitrógeno se mantienen constantes durante el proceso.

Respuesta: 355 kJ.

Problema 25

Un bloque A de aluminio, $Cp = 0.900$ kJ/(kgK), con $m_A = 0.5$ kg, se encuentra inicialmente a 100 C. Otro bloque B de cobre, $Cp = 0.386$ kJ / (kgK), con $m_B = 1.0$ kg, se mantiene a 500 C. Se unen los bloques y se les aísla de los alrededores. Determine la temperatura final de los bloques cuando alcanzan el equilibrio.

Respuesta: 284.7 C.

Problema 26

La mitad de una cámara dividida y aislada está ocupada por vapor de agua a 0.3 MPa y 350 C. La otra mitad de la cámara se encuentra al vacío. Se retira la división y el vapor de agua ocupa todo el volumen al final del proceso. Determine la temperatura final del vapor de agua.

Respuesta: 341.4 C.

Problema 27

Un pistón adiabático, con sección transversal = 1.0 m^2, un resorte lineal (k = 413.15 kN/m), agua y aire conforman un sistema. Inicialmente, el resorte no ejerce fuerza alguna sobre el pistón. Se requiere una fuerza igual a 413.15 kN para flexionar 1 m el resorte. El agua realiza un trabajo sobre el pistón, que a su vez comprime el resorte y el aire, en tanto que éste se mantiene a temperatura constante e igual a 200 C. Los volúmenes iniciales del agua y del aire son respectivamente 0.008 m^3 y 2.0 m^3, por lo que el volumen total resulta igual a 2.008 m^3. Determine el trabajo realizado por el agua al ser calentada desde su estado inicial de líquido saturado a 0.1 MPa, hasta su estado final de vapor saturado a 1.0 MPa. Desprecie la masa y el volumen del pistón y trate el aire como un gas ideal.

Respuesta: –724 kJ.

Problema 28

Una masa de control realiza un ciclo: durante la primera parte del ciclo, la masa de control entrega 10 kJ como trabajo, en tanto recibe 50 kJ de calor. El ciclo se completa sin que se realice trabajo en la segunda parte. Calcule la transferencia de calor en esta última parte del ciclo.

Respuesta: –40 kJ.

Problema 29

Una turbina de vapor opera con un flujo másico igual a 1.5 kg/s. Las condiciones de entrada son: P_1 = 2 MPa, T_1 = 400 C y V_1 = 60 m/s; a la salida, las condiciones son P_2 = 0.1 MPa, X_2 = 0.98 y V_2 = 150 m/s. El cambio en la elevación entre la entrada y la salida es de 1 m y la pérdida de calor es igual a 50 kW. Calcule: *a)* la potencia entregada por la turbina; *b)* la potencia entregada cuando se desprecian los cambios de las energías cinética y potencial; *c)* el diámetro de la tubería de entrada, y *d)* el diámetro de la tubería de escape.

Respuesta: *a)* 861.27 kW; *b)* 875.44 kW; *c)* 6.94 cm, *d)* 14.5 cm.

Problema 30

Un compresor adiabático requiere 10 kW para comprimir 0.05 kg/s de oxígeno, desde 1 bar y 50 C hasta una presión final de 5 bares. Emplee las tablas de gases ideales para determinar todas las propiedades y encuentre la temperatura del oxígeno al salir del compresor.

Respuesta: 260.3 C.

Problema 31

Se emplea vapor de agua a la presión baresosférica para calentar aire en un intercambiador. El vapor de agua entra como vapor saturado y sale como líquido saturado. El aire entra al intercambiador a la presión baresosférica y 20 C y se calienta a presión constante. Si la rapidez del flujo de masa del aire es de 1 kg/s y la temperatura del aire a la salida es igual a 80 C, determine el flujo másico de agua requerido.

Respuesta: 0.0268 kg/s.

Problema 32

Un intercambiador de calor transfiere energía mediante el flujo de calor del fluido más caliente al fluido más frío, sin permitir que dichos fluidos se mezclen físicamente. Un intercambiador semejante se emplea para enfriar alcohol etílico (etanol) de 40 a 30 C. El alcohol fluye a razón de 10 kg/s. Se dispone de agua de enfriamiento a 20 C, con una rapidez de flujo igual a $\dot{m}_{H_2O}$. *a)* Determine la temperatura del agua a la salida, especificando el volumen o los volúmenes de control que requiera. Escriba la primera ley de la termodinámica para todos esos volúmenes de control. *b)* Prepare una gráfica de la temperatura de salida del agua de enfriamiento contra la rapidez del flujo másico del agua, $\dot{m}_{H_2O}$. No grafique para el intervalo de rapidez de flujo que prediga una temperatura del agua a la salida mayor a 40 C.

Respuesta: *a)* **[20 + 58.2/$\dot{m}_{H_2O}$] C**

Problema 33

Un tanque de helio se emplea para llenar un globo. El tanque es grande y su presión permanece constante en tanto se llena el globo. Una válvula entre el tanque y el globo controla el flujo de helio en un valor constante de 0.05 kg/s. La presión en el globo varía durante el proceso de llenado. La temperatura del helio a la entrada del globo es igual a 20 C. *a)* Si el globo es adiabático, calcule el trabajo realizado para llenarlo hasta una presión final de 500 kPa, cuando el radio del globo es de 2 m y considerando que el globo se llena en 8 minutos. *b)* Calcule la temperatura final en el globo.

Respuesta: a) 11 380 kJ; *b)* **63 C.**

Problema 34

Considerando una temperatura de 200 C y una presión de 500 kPa, encuentre la entropía específica de: *a)* nitrógeno, empleando las tablas de gases; *b)* vapor de agua, mediante las tablas de vapor de agua; *c)* vapor de agua usando el diagrama *T-s*; *d)* vapor de agua mediante el diagrama *P-h*, y *e)* vapor de agua empleando el diagrama de Mollier.

Respuesta: *a)* **6.848 kJ/kg K;** *b)* **7.0598 kJ/kg K;** *c)* **7.06 kJ/kg K;** *d)* **7.06 kJ/kg K;** *e)* **7.06 kJ/kg K.**

Problema 35

Calcule el cambio de la entropía del aire entre los estados siguientes: *a)* $P = 1$ bar y $T = 50$ C, y *b)* $P = 10$ bares y $T = 1\,000$ C.

Respuesta: *a)* **0.8119 kJ/kg K;** *b)* **0.718 kJ/kg K.**

Problema 36

Un recipiente cerrado de cobre tiene un volumen de 2 m^3 y contiene 4 kg de agua (mezcla de líquido y vapor) a la presión de 200 kPa. Los alrededores están a 160 C. Existe una transferencia de calor al recipiente hasta que toda el agua se evapora. *a)* Determine la presión final en el recipiente. *b)* Calcule el cambio de entropía del agua en el recipiente durante el proceso de transferencia de calor. *c)* Determine el cambio de entropía de los alrededores debido al proceso de transferencia de calor. *d)* Evalúe la generación de entropía debida al proceso de transferencia de calor.

Respuesta: *a)* **367.8 kPa;** *b)* **8.944 kJ/K;** *c)* **–8.348 kJ/K;** *d)* **0.5971 kJ/K.**

Problema 37

En un proceso isotérmico reversible tienen lugar la evaporación y el calentamiento de una cantidad fija de refrigerante 12, desde un estado inicial con $T_1 = 40$ C, $h_1 = 300$ kJ/kg hasta un estado final a $P_2 = 200$ kPa. Calcule la cantidad de calor que se transfiere durante este proceso.

Respuesta: 109.4 kJ/kg.

Problema 38

Cinco kilogramos de refrigerante 12 saturado (mezcla de líquido y vapor) se encuentran contenidos en un tanque de 0.491m^3. Se abre una válvula en tanto que el refrigerante 12 se calienta, permitiendo que el vapor escape a presión constante, hasta que 1 kg de vapor saturado llena el tanque. *a)* Dibuje un esquema de este proceso en un diagrama T-s y marque los estados. *b)* Calcule la presión inicial en el tanque. *c)* Determine el cambio de entropía del volumen de control cuando dicho volumen corresponde al interior del tanque.

Respuesta: ***b)*** **30 kPa;** ***c)*** **–3.2 kJ/K.**

Problema 39

Un recipiente aislado contiene neón en un estado inicial definido por P_1 y T_1. Se realiza trabajo sobre el sistema hasta que éste llega al estado final a P_2 y T_2. Uno de los estados extremos del proceso tiene $P = 1$ bar y $T = 25$ C, en tanto que el otro está a $P = 2$ bares y $T = 139.7$ C. Defina el estado inicial.

Respuesta: – 0.05 kJ/kg K, 1 bar, 25 C.

Problema 40

Una planta espacial de potencia solar emplea grandes espejos solares para concentrar la energía del Sol en una caldera, la cual produce vapor de agua a $P = 600$ kPa y $T = 400$ C. El vapor entra a una turbina adiabática, reversible, con una rapidez de flujo de 4 kg/s. La presión a la salida de la turbina es de 8 kPa. *a)* Calcule la calidad del vapor de agua que sale de la turbina. *b)* Determine la potencia entregada por la turbina.

Respuesta: ***a)*** **$X = 0.93$;** ***b)*** **–3 425.2 kW.**

Problema 41

A una turbina isentrópica entra hidrógeno a 1 000 kPa, 400 C y escapa a 200 kPa. Despreciando los cambios de las energías cinética y potencial; determine: *a)* la temperatura en el escape, y *b)* el trabajo entregado.

Respuesta: ***a)*** **150 C; –3 580 kJ/kg.**

Problema 42

Por una tobera adiabática fluye vapor de agua reversiblemente en donde entra a 15 MPa y 500 C y sale a 400 C. Si la velocidad a la entrada es de 100 m/s, calcule: *a)* el trabajo realizado; *b)* el calor transferido; *c)* el cambio de entropía para el vapor de agua; *d)* la presión a la salida, y *e)* la velocidad a la salida.

Respuesta: ***a)*** **0;** ***b)*** **0;** ***c)*** **0;** ***d)*** **6.3496 kJ/kg K;** ***e)*** **603 m/s.**

Problema 43

Un tanque vacío, con capacidad de 2 m^3 se alimenta adiabáticamente con gas argón, a $P = 500$ kPa y $T = 27$ C. *a)* Determine la temperatura del argón en el tanque, cuando alcanza la presión de la línea de alimentación. *b)* Calcule la entropía que se genera durante el proceso.

Respuesta: ***a)*** **227 C;** ***b)*** **2.557 kJ/K.**

Problema 44

Un tanque vacío tiene un volumen de 0.5 m^3. Dicho tanque se conecta a la línea de aire mediante una gran válvula. El aire de la línea se encuentra disponible a 70 C y 5 MPa. Se abre la válvula y se permite que el aire fluya adiabáticamente dentro del tanque. Cuando la presión en el tanque alcanza 700 kPa, se cierra la válvula. Se permite que el tanque repose hasta que se encuentra en equilibrio térmico a la temperatura ambiente, igual a 20 C. Calcule la presión final dentro del tanque.

Respuesta: 427 kPa.

Problema 45

Un tanque, cuyo volumen es de 10 m^3, contiene un gas con Cp independiente de la temperatura e igual a 0.3 kJ/(kg K) y con una constante R = 0.0857 kJ/(kg K). Inicialmente, el tanque está a T = 327 C, P = 10 bares y s = 6 kJ/(kgK). El tanque se descarga hasta que la presión final es de 1 bar. *a)* Calcule la temperatura final del gas en el tanque, y *b)* determine el cambio total de la entropía del gas en el tanque. Considere el gas como ideal.

Respuesta: ***a)*** **310.8 K;** ***b)*** **–949 kJ/K.**

Problema 46

A un compresor adiabático entra aire a 20 C y 0.1 MPa. La presión a la salida es 10 veces la presión de la entrada. Si la eficiencia del compresor es de 95%, calcule la temperatura de salida y el trabajo real por unidad de masa requerido, suponiendo: *a)* calores específicos constantes, y *b)* calores específicos variables.

Respuesta: 580 K; 287 kJ/kg; 288.01 kJ/kg.

Problema 47

El nitrógeno, que fluye a razón de 40 m^3/min (condiciones a la entrada), se comprime adiabáticamente en un compresor de flujo axial, desde 1 hasta 5 MPa. A la entrada del compresor, la temperatura del nitrógeno es de 40 C y su velocidad es de 100 m/s, en tanto que a la salida es de 10 m/s. La eficiencia del compresor es de 75%. Calcule la potencia al eje requerida para impulsar el compresor.

Respuesta: 1.87 MW.

Problema 48

Se emplean dos válvulas para controlar una turbina adiabática, en estado estable. El aire (considerado como gas ideal) entra a la primera válvula a P_1 = 1 000 kPa y T_1 = 800 K. La presión al escape de la turbina es P_3 = 140 kPa. La salida de la segunda válvula está a P_4 = 100 kPa y T_4 = 500 K. La eficiencia de la turbina es de 90%. Calcule: *a)* el trabajo de la turbina por unidad de masa; *b)* la generación de entropía solamente para la turbina, y *c)* la generación de entropía para el proceso desde el estado 1 hasta el 4. Dibuje el proceso en un diagrama *T*-*s*.

Respuesta: ***a)*** **–300 kJ/kg;** ***b)*** **0.07 kJ/kg K;** ***c)*** **0.19 kJ/kg K.**

Problema 49

Determine si las afirmaciones siguientes, que hace un inventor, son válidas y justifique su respuesta. *a)* Se emplea una llama a 1 500 K como fuente de calor y el depósito a baja temperatura se encuentra a 300 K. El inventor indica que 69% del calor transferido de la llama al sistema, en un proceso cíclico, se transforma en trabajo. *b)* Un edificio recibe una transferencia de calor de 50 000 kJ/h mediante una bomba de calor. La temperatura interior se mantiene a 21 C, en tanto que los alrededores se encuentran a –1 C. El inventor asegura que se requiere una entrega de trabajo igual a 7 000 kJ/h. *c)* Una máquina opera entre 1 000 K y 400 K, con una entrada de calor de 550 kW. El inventor establece que la transferencia de calor al depósito a baja temperatura es de 250 kW, en tanto que se entrega un trabajo igual a 250 kW.

Respuesta: ***a)*** **posible;** ***b)*** **posible;** ***c)*** **imposible.**

Problema 50

Las plantas solares de potencia térmica emplean la energía solar para aumentar la temperatura de algún fluido de trabajo hasta T_A. Este fluido se emplea para operar una máquina térmica. Los colectores planos, de bajo costo, proporcionan a los fluidos de trabajo temperaturas dentro del intervalo $\leq T_A \leq 100$ C. Grafique la eficiencia de una máquina térmica reversible operada por colectores planos, contra T_A, cuando se dispone de agua de enfriamiento a 27 C. La T_A se encuentra dentro del intervalo antes dado.

Respuesta: 30-1, 40- 4.2, 60-9.9, 80-15, 100-19.6.

Problema 51

Una máquina térmica reversible entrega una potencia igual a 500 MW cuando recibe 1 000 MW como calor de una fuente. La máquina rechaza calor a una temperatura constante e igual a 27 C a la corriente de un río. La temperatura promedio del río se eleva en 2.0 C. Determine: *a)* la rapidez del flujo másico del río; *b)* la temperatura de la fuente que provee de energía a la máquina térmica, y *c)* la eficiencia de la máquina térmica. *d)* Si la máquina térmica fuese irreversible, determine si el cambio de la temperatura del río sería mayor o menor. Justifique su respuesta.

Respuesta: ***a)*** **5.95×10^4 kg/s;** ***b)*** **327 C;** ***c)*** **0.5.**

Problema 52

Dibuje el diagrama de un ciclo de Carnot de aire estándar operando con 1 kg de fluido de trabajo entre 20 y 200 C cuando el volumen máximo que alcanza el ciclo es igual a 0.1 m^3 y la presión máxima en el ciclo es de 14 MPa. Grafique los diagramas *P-v*, *T-s*, *P-h* y *h-s*. Considere que los calores específicos del aire se pueden considerar independientes de la temperatura.

Problema 53

El ciclo de una turbina de gas con aire estándar ideal opera en ciclo cerrado entre las presiones de 1 bar y P_2. El aire entra al compresor a 27 C. La temperatura máxima en la turbina está limitada a 1 227 C por la resistencia de los materiales. El calor transferido al ciclo tiene un valor de $\Delta q_A = 200$ kJ/kg. Determine: *a)* el valor permitido para la presión a la entrada de la turbina de gas; *b)* la eficiencia del ciclo, y *c)* la temperatura a la salida de la turbina.

Respuesta: ***a)*** **102.1 bares;** ***b)*** **0.733;** ***c)*** **1 125 K.**

Problema 54

Un ciclo de Brayton cerrado tiene una turbina de dos etapas. La etapa de alta presión tiene la entrada a $T = 1\,100$ K, 10 bares y una eficiencia de 90%. El fluido de trabajo es argón. Después de salir de la primera etapa a 5 bares el argón es recalentado a 1 100 K y entra a la segunda etapa, que también tiene una eficiencia de 90%. El escape de la turbina está a 1 bar. El compresor del ciclo tiene una eficiencia de 95% y una temperatura a la entrada de 27 C. Determine: *a)* la eficiencia del ciclo, y *b)* la eficiencia del ciclo sin recalentamiento. Dibuje el diagrama *T-s* del ciclo.

Respuesta: ***a)*** **41.3%;** ***b)*** **36.3%.**

Problema 55

Un ciclo de Brayton cerrado de aire estándar toma aire a 27 C y 1 bar; la relación de presiones en el compresor es de 10. La eficiencia del compresor es de 80%. La temperatura de entrada a la turbina es igual a 900 C. Calcule la eficiencia de la turbina necesaria para que la entrega de trabajo sea nula.

Respuesta: 0.617.

Problema 56

Un ciclo de Rankine simple con turbina y bomba ideales se diseña para que el fluido de trabajo sea agua. El condensador se va a operar a 30 C.

Determine la presión en la caldera para la cual se producirá una eficiencia del ciclo igual a 25%.

Respuesta: 397.5 kPa.

Problema 57

Un ciclo de Rankine simple opera entre una presión en el condensador igual a 8 kPa y una presión en la caldera de 6 MPa. Compare la eficiencia de este ciclo con la eficiencia de un ciclo que opera entre las mismas presiones, pero sobrecalienta el vapor que sale de la caldera hasta 400 C. Para los dos sistemas, la eficiencia de la turbina es de 88%. Compare y comente la calidad a la salida de la turbina en ambos casos.

Problema 58

De una caldera sale vapor saturado a 200 bares y se sobrecalienta transfiriéndole calor a presión constante hasta que la temperatura alcanza 600 C. Entonces el vapor entra a una turbina de vapor, donde realiza trabajo y sale a una presión $P = 7.0$ bares. La eficiencia de la turbina es del 75%. Calcule: *a)* el trabajo que realiza la turbina; *b)* la transferencia de calor en el sobrecalentador, y *c)* la eficiencia del ciclo de Rankine, si entra agua líquida a la caldera a 165 C y 200 bares. Desprecie el trabajo de la bomba.

Respuesta: ***a)*** **–647.3 kJ/kg;** ***b)*** **1 127.9 kJ/kg;** ***c)*** **22.9%.**

Problema 59

Una planta de potencia opera con vapor de agua a una presión en la caldera igual a 1 MPa; el vapor que sale de la caldera está sobrecalentado a 250 C. La planta emplea una turbina de dos etapas. La primera etapa opera con una eficiencia de 70%. El vapor de agua sale de esta primera etapa a 600 kPa y es recalentado a 250 C para regresar a la segunda etapa (baja presión), que tiene una eficiencia de 77%. La segunda etapa alimenta al condensador, cuya presión es de 8 kPa. *a)* Presente en un esquema el equipo, marcando las posiciones de los estados 1 al 7, haciéndolas corresponder con las indicadas en la tabla correspondiente. *b)* En el diagrama T-s esquematice el ciclo lo más exactamente posible y marque los estados para que correspondan con los de la tabla adjunta. *c)* Complete la tabla con los estados y los datos energéticos faltantes.

Localización	*Estado*	*T/C*	*P/kPa*	*h/kJ/kg*	*S/KJ (kg K)*	X
Entrada a la caldera	1	45	1 000			
Entrada al sobrecalentador	2		1 000			
Salida del sobrecalentador	3	250	1 000			
Salida a la turbina de alta presión	4		600			
Entrada a la turbina de baja presión	5	250	600			
Salida de la turbina de baja presión	6		8			
Entrada a la bomba	7		8			

Tabla del balance energético

${}_1q_2$, kJ/kg =

${}_2q_3$, kJ/kg =

${}_4q_5$, kJ/kg =

${}_3w_4$, kJ/kg =

${}_5w_6$, kJ/kg =

${}_7w_1$, kJ/kg =

Eficiencia del ciclo, % =

Respuesta: 2 601.5 kJ/kg, 166.6 kJ/kg, 92.9 kJ/kg, –78.5 kJ/kg, –546.3 kJ/kg, 21.8%.

Problema 60

El COP de un ciclo de refrigeración reversible es 4.0. El ciclo es capaz de tomar 5 MJ/h del refrigerador. Determine: *a)* la rapidez con que debe darse trabajo para que el ciclo funcione, y *b)* la temperatura que se mantiene en el refrigerador cuando el ciclo rechaza calor a un cuarto que se encuentra a 27 C.

Respuesta: *a)* **0.347 kW;** *b)* **–33 C.**

Problema 61

Un sistema de refrigeración por compresión de vapor de 10 toneladas emplea amoniaco como fluido de trabajo. El líquido saturado entra a la válvula de estrangulamiento a T = 30 C, en tanto que el vapor saturado entra al compresor a –25 C. La eficiencia del compresor es igual a 65%. Calcule: *a)* la relación entre el COP de este ciclo y el COP del ciclo de Carnot operando entre las mismas temperaturas; *b)* la cantidad de amoniaco que debe circular por el sistema.

Respuesta: *a)* **0.519;** *b)* **116 kg/h.**

Problema 62

El agua de enfriamiento de una planta de potencia sale del condensador a 33 C y a la presión baresosférica. El agua es enfriada y descargada en un sumidero a 25 C a la presión baresosférica. Calcule: *a)* la transferencia de calor requerida por unidad de masa; *b)* la generación de entropía, y *c)* el trabajo reversible que puede obtenerse a partir de los estados especificados.

Respuesta: *a)* **–33.4 kJ/kg;** *b)* **0.0014 kJ/kg K;** *c)* **– 0.43 kJ/kg.**

Problema 63

Un sistema de conversión de energía térmica de los océanos opera como una máquina térmica tomando el agua superficial a 28 C como el depósito a temperatura elevada y el agua profunda a 14 C como el depósito a baja temperatura. ¿Cuál es el $\Delta w_{rev.}$ en este sistema?

Respuesta: –1.4 kJ/kg.

Problema 64

Un estanque solar con 3 m de profundidad produce energía en el fondo, la cual puede extraerse hasta la temperatura de saturación en la base del estanque. Para simplificar, considere que el volumen específico del agua del estanque tiene un valor promedio de 8.83×10^{-4} m^3/kg y calcule: *a)* la disponibilidad del volumen de control, y *b)* el trabajo reversible para esta fuente.

Respuesta: *a)* **41.43 kJ/kg;** *b)* **– 41.43 kJ/kg.**

Problema 65

Calcule la irreversibilidad por unidad de masa de una turbina adiabática cuya entrada está a 4 MPa y 350 C y la presión a la salida es igual a 0.1 MPa. La eficiencia de la turbina es de 0.80 y el fluido de trabajo es agua.

Respuesta: 110.4 kJ/kg.

Problema 66

Una turbina de vapor recibe vapor de agua sobrecalentada a 350 C y 2 MPa, el cual rechaza a la presión de 8 kPa. La eficiencia isentrópica de la turbina es del 75%. *a)* ¿Qué fracción de la disponibilidad produce la turbina como trabajo?, y *b)* ¿qué fracción del trabajo máximo produce la turbina?

Respuesta: *a)* **0.674;** *b)* **0.76.**

Problema 67

Vapor de amoniaco a –10 C y 100 kPa entra en un compresor isotérmico donde es comprimido hasta una presión final de 250 kPa. El compresor tiene una eficiencia isotérmica de 70%. La transferencia de calor en el compresor ideal (isotérmico) es de –150 kJ / kg. Determine: *a)* el trabajo real del compresor; *b)* el trabajo reversible para el proceso descrito; *c)* la disponibilidad de sistema abierto del amoniaco que entra al compresor, y *d)* la disponibilidad de sistema abierto del amoniaco que sale del compresor.

Respuesta: ***a)*** **30.18 kJ/kg;** ***b)*** **4.78 kJ/kg;** ***c)*** **35 kJ/kg.**

Problema 68

Un ciclo Otto de aire estándar recibe 1 400 kJ/kg de calor. Las condiciones iniciales son 20 C y 100 kPa. Si la relación de compresión es de 7, determine: *a)* la eficiencia térmica del ciclo; *b)* la temperatura y la presión en cada punto del mismo, y *c)* la presión media efectiva.

Respuesta: ***a)*** **54%;** ***b)*** $T_2 = 316$ **K,** $P_2 = 757.4$ **kPa,** $T_3 = 2\,266.5$ **K,** $P_3 = 34.5$ **MPa,** $T_4 = 1\,138$ **K,** $P_4 = 2.25$ **MPa;** ***c)*** **p.e.m. = 7.7 MPa.**

Problema 69

Un motor diesel de aire estándar con una relación de compresión de 20 recibe 1 000 kJ de energía en forma de calor. Al principio de la compresión, la temperatura es de 20 C y la presión de 150 kPa. Determine la presión y la temperatura máximas del ciclo.

Respuesta: $T_{máx.} = 1\,334$ **K;** $P_{máx.} = 3.5$ **MPa.**

Problema 70

Un motor Otto con un desplazamiento de 3.8 litros tiene una presión efectiva media de 1 MPa. Si la máquina trabaja en un ciclo de 4 tiempos a 4 000 rpm/2, calcule la potencia.

Respuesta: 169.79 HP.

Problema 71

En la turbina de un ciclo Rankine con recalentamiento el vapor de agua entra a 5 MPa y 500 C, expandiéndose hasta la saturación, luego se recalienta hasta su entalpía inicial. Si la expansión final es a 5 kPa, calcule el contenido de humedad del vapor que sale de la turbina. Dibuje el proceso en un diagrama temperatura-entropía.

Respuesta: 1.5% de humedad.

Problema 72

Un ciclo Rankine presenta recalentamiento entre la turbina de alta y la de baja presión. Las condiciones de entrada a la turbina de alta presión son 260 C y 3.5 MPa, mientras que a la entrada de la baja presión el vapor tiene el mismo contenido entálpico del inicio y una presión de 710 kPa, la presión final es de 7 kPa. Determine la eficiencia del ciclo.

Respuesta: 32.81%.

Problema 73

Un ciclo Otto estándar con aire como fluido de trabajo tiene una relación de compresión de 6. Determine las eficiencias del ciclo si K vale: *a)* 1.1; *b)* 1.2; *c)* 1.3, y *d)* 1.4.

Respuesta: ***a)*** **16.4%;** ***b)*** **30.11%;** ***c)*** **41.58%;** ***d)*** **51.16%.**

Problema 74

Un ciclo está formado por tres procesos: una adición de calor a volumen constante de 697 kJ/kg, una expansión adiabática hasta una temperatura de 425 C y una pérdida de energía en forma de calor a presión constante que permite que el aire regrese a sus condiciones iniciales de 106.5 kPa y 21 C. Determine: *a)* el trabajo neto, y *b)* la eficiencia del ciclo. Dibuje el ciclo en un diagrama *P-v*.

Respuesta: *a)* **290 kJ/kg;** *b)* **41%.**

Problema 75

Un ciclo Diesel de aire estándar funciona con una relación de compresión de 25. Las condiciones iniciales del ciclo son 1 bar y 21 C. Si la temperatura del gas al final de la expansión es de 260 C, determine el trabajo neto del ciclo.

Respuesta: 395 kJ/kg.

Problema 76

Un ciclo Otto de aire estándar con una relación de compresión de 7 se inicia con una temperatura de 20 C y 1 bar. Si el calor que recibe es de 1 858 kJ/kg, determine: *a)* la presión y temperatura en cada parte del ciclo; *b)* la eficiencia térmica del ciclo, y *c)* la presión media efectiva.

Respuesta: *a)* $P_3 = 1.6$ **MPa**, $T_3 = 368$ **C;**
$P_4 = 8.2$ **MPa**, $T_4 = 2\,967$ **C;** $P_5 = 532$ **kPa,**
$T_5 = 1\,215$ **C;** *b)* **54%;** *c)* **p.e.m. = 2 MPa.**

Problema 77

Un ciclo Diesel que opera con una relación de compresión de 20, recibe una entrada neta de calor de 230 kJ/kg. Si las condiciones iniciales del ciclo son 100 kPa y 15.5 C, determine: *a)* la eficiencia del ciclo; *b)* la salida neta de trabajo, y *c)* la presión media efectiva. Suponga que se usa 1 kg de aire por ciclo.

Respuesta: *a)* **160 kJ/kg;** *b)* **68.44%;** *c)* **211 kPa.**

Problema 78

Un ciclo Brayton opera con una relación de compresión de 4, la temperatura inicial del ciclo es de 21.1 C y la temperatura al comienzo de la pérdida de energía en forma del calor del ciclo es de 260 C. Calcule la temperatura pico del ciclo.

Respuesta: 655 C.

Problema 79

Se opera un ciclo Brayton con una relación de compresión de 8. Las condiciones iniciales son 1 bar y 366 C. *a)* Determine la eficiencia térmica del ciclo. *b)* Si las eficiencias mecánicas del compresor y la turbina son de 90% y 70% respectivamente, determine la eficiencia total del ciclo.

Respuesta: *a)* **56.47%;** *b)* **35.57%.**

Problema 80

Un ciclo de una turbina de gas opera con una relación de compresión de 5:1, es decir, la presión después de la compresión es cinco veces la presión antes de la compresión. Calcule la eficiencia del ciclo.

Respuesta: 36%.

Problema 81

Un ciclo Brayton tiene una relación de compresión de 5 y las condiciones iniciales de temperatura y presión son 21.1 C y 106.5 kPa, respectivamente. Si se agregan 2 322 kJ/kg en forma de calor, determine la eficiencia térmica del ciclo.

Respuesta: 47.47%.

BIBLIOGRAFÍA

Cengel, Yunus A. y Michael A. Boles, *Termodinámica*, tomo I, México, McGraw Hill, 1996.

———, *Termodinámica*, tomo II, México, McGraw-Hill, 1997.

Granet, Irving, *Termodinámica*, 3a. ed., Prentice Hall, 1988.

Howell, John R. y Richard O. Buckius, *Principios de termodinámica para ingenieros*, México, McGraw-Hill, 1990.

Huang, Francis F., *Ingeniería termodinámica, fundamento y aplicación*, CECSA, 1994.

Moran, M. J. y H. N. Shapiro, *Fundamentos de termodinámica técnica*, tomo I, México, Reverté, 1993.

———, *Fundamentos de termodinámica técnica*, tomo II, México, Reverté, S. A., 1993.

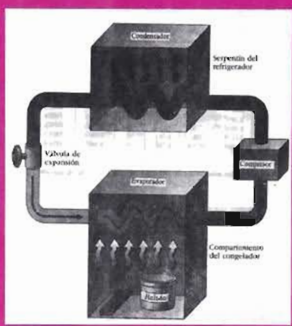
Wark, Kenneth, *Termodinámica*, 5a. ed., México, McGraw-Hill, 1991.

ÍNDICE

Problemario de termodinámica aplicada
se terminó de imprimir en febrero de 1999
en los talleres de Sans Serif Editores, S.A. de C.V.,
Ajusco 61 bis, col. Portales, 03300 México, D.F.
El tiro consta de 1 000 ejemplares más sobrantes
para reposición.
La composición tipográfica, la formación, la producción
y el cuidado editorial estuvieron a cargo
de Sans Serif Editores,
telfax 674 60 91.

Otros títulos en esta colección

Patrick Staelens, *El trabajo de los menores*
Luis Rodríguez, *El diseño preindustrial*
José Dolores Juárez Cervantes, *Sistemas de distribución de energía eléctrica*
Rafael Quintero, *Electrónica física*
Adalberto Cantú Chapa, *Análisis de diseño con diodos y transistores*
Mariem Henaine-Abed, *Planeación y control de la producción*
José Vega Luna y Gerardo Salgado Guzmán, *Prácticas de laboratorio de sistemas digitales*
Ana Lilia Laureano, *Programación orientada a objetos: un enfoque con tipos abstractos*
Juan González Márquez, *Introducción al derecho bancario mexicano*
Violeta Múgica y José de Jesús Figueroa, *Contaminación ambiental, causas y control*
Fernando Toledo Toledo, *Métodos computacionales para el análisis de sistemas de potencia*
Raymundo López Callejas, Juan Ramón Morales Gómez, Mabel Vaca Mier, Araceli Lara Valdivia y David Sandoval Cardoso, *Problemario de mecánica de fluidos*
Tomás David Navarrete González y José Ángel Rocha Martínez, *Colección de problemas resueltos para el curso de energías mecánica y eléctrica*
Rafael López Bracho, María Paula Ortuño Sánchez, Felipe Carrillo Romero y María Teresa Rodríguez Martínez, *Paquete computacional "Optimización en redes (versión 2.0) para Windows"*.



Después de varios años de impartir la unidad de enseñanza-aprendizaje (UEA) Termodinámica Aplicada I en la Universidad Autónoma Metropolitana, los autores de este libro han encontrado que los alumnos tienen dificultades para comprender los principios básicos de la asignatura. Esta deficiencia es evidente cuando tienen que resolver problemas en los que se aplican dichos principios. El problemario que aquí se presenta tiene el propósito de complementar el proceso de enseñanza-aprendizaje y, al mismo tiempo, formar al alumno en la tarea de comprender y aplicar una metodología estructurada para resolver problemas.

En esta obra se evitó que la solución de los problemas consistiera en la simple sustitución en las fórmulas, ya que en este nivel de aprendizaje esa práctica no contribuye a la comprensión de los principios físicos.

Se ha dado especial importancia al hecho de que el planteamiento de la solución comience por definir la región de validez del problema propuesto, subrayando la aplicación del concepto de volumen de control como primer paso, y quizá el de mayor importancia, para definir el camino a seguir en la solución; el segundo paso, no menos importante que el anterior, es comprender paso a paso la secuencia de el o los procesos planteados con sus correspondientes cambios de estado. Por el tratamiento didáctico y la amplitud de los temas que se abordan, el texto seguramente auxiliará a los alumnos y profesores de otras instituciones en las que se imparten materias cuyo contenido es muy similar al de este problemario.