

La Tabla 21 contiene estas reglas de acuerdo con las recomendaciones de la Organización Internacional de Normalización (ISO).

Tabla 1.- Nombres, símbolos y definiciones de las unidades SI de base

Magnitud	Unidad	Símbolo	Definición
longitud	metro	m	Es la longitud de la trayectoria recorrida por la luz en el vacío durante un intervalo de tiempo de $1/299\,792\,458$ de segundo [17a. CGPM (1983) Resolución 1]
masa	kilogramo	kg	Es la masa igual a la del prototipo internacional del kilogramo [1a. y 3a. CGPM (1889 y 1901)]
tiempo	segundo	s	Es la duración de $9\,192\,631\,770$ períodos de la radiación correspondiente a la transición entre los dos niveles hiperfinos del estado fundamental del átomo de cesio 133 [13a. CGPM (1967), Resolución 1]
corriente eléctrica	ampere	A	Es la intensidad de una corriente constante que mantenida en dos conductores paralelos rectilíneos de longitud infinita, cuya área de sección circular es despreciable, colocados a un metro de distancia entre sí, en el vacío, producirá entre estos conductores una fuerza igual a 2×10^{-7} newton por metro de longitud [9a. CGPM, (1948), Resolución 2]
temperatura termodinámica	kelvin	K	Es la fracción $1/273,16$ de la temperatura termodinámica del punto triple del agua [13a. CGPM (1967) Resolución 4]
cantidad de sustancia	mol	mol	Es la cantidad de sustancia que contiene tantas entidades elementales como existan átomos en $0,012$ kg de carbono 12 [14a. CGPM (1971), Resolución 3]
intensidad luminosa	candela	cd	Es la intensidad luminosa en una dirección dada de una fuente que emite una radiación monocromática de frecuencia 540×10^{12} hertz y cuya intensidad energética en esa dirección es $1/683$ watt por esterradián [16a. CGPM (1979), Resolución 3]

Tabla 2.- Nombres de las magnitudes, símbolos y definiciones de las unidades SI derivadas

Magnitud	Unidad	Símbolo	Definición
ángulo plano	radián	rad	Es el ángulo plano comprendido entre dos radios de un círculo, y que interceptan sobre la circunferencia de este círculo un arco de longitud igual a la del radio (ISO-31/1)
ángulo sólido	esterradián	sr	Es el ángulo sólido que tiene su vértice en el centro de una esfera, y, que intercepta sobre la superficie de esta esfera una área igual a la de un cuadrado que tiene por lado el radio de la esfera (ISO-31/1)

Tabla 3.- Ejemplo de unidades SI derivadas sin nombre especial

Magnitud	Unidades SI	
	Nombre	Símbolo
superficie	metro cuadrado	m^2
volumen	metro cúbico	m^3
velocidad	metro por segundo	m/s
aceleración	metro por segundo cuadrado	m/s^2
número de ondas	metro a la menos uno	m^{-1}
masa volúmica, densidad	kilogramo por metro cúbico	kg/m^3

masa	quilate métrico	CM	2×10^{-4} kg
fuerza	kilogramo-fuerza	kgf	9,806 65 N
presión	torr	Torr	133,322 Pa
energía	caloría	cal	4,186 8 J
fuerza	dina	dyn	10^{-5} N
energía	erg	erg	10^{-7} J
luminancia	stilb	sb	10^4 cd/m ²
viscosidad dinámica	poise	P	0,1 Pas
viscosidad cinemática	stokes	St	10^{-4} m ² /s
luminosidad	phot	ph	10^4 lx
inducción	gauss	Gs, G	10^{-4} T
intensidad campo magnético	oersted	Oe	(1000 / 4) A/m
flujo magnético	maxwell	Mx	10^{-8} Wb
inducción	gamma		10^{-9} T
masa	gamma		10^{-9} kg
volumen	lambda		10^{-9} m ³

Tabla 19.- Prefijos para formar múltiplos y submúltiplos

Nombre	Símbolo	Valor	
yotta	Y	$10^{24} =$	1 000 000 000 000 000 000 000 000
zetta	Z	$10^{21} =$	1 000 000 000 000 000 000 000
exa	E	$10^{18} =$	1 000 000 000 000 000 000
peta	P	$10^{15} =$	1 000 000 000 000 000
tera	T	$10^{12} =$	1 000 000 000 000
giga	G	$10^9 =$	1 000 000 000
mega	M	$10^6 =$	1 000 000
kilo	k	$10^3 =$	1 000
hecto	h	$10^2 =$	100
deca	da	$10^1 =$	10
deci	d	$10^{-1} =$	0,1
centi	c	$10^{-2} =$	0,01
mili	m	$10^{-3} =$	0,001
micro	μ	$10^{-6} =$	0,000 001
nano	n	$10^{-9} =$	0,000 000 001
pico	p	$10^{-12} =$	0,000 000 000 001
femto	f	$10^{-15} =$	0,000 000 000 000 001
atto	a	$10^{-18} =$	0,000 000 000 000 000 001
zepto	z	$10^{-21} =$	0,000 000 000 000 000 000 001
yocto	y	$10^{-24} =$	0,000 000 000 000 000 000 000 001

TABLA 16.- Unidades que no pertenecen al SI, que se conservan para usarse con el SI

Magnitud	Unidad	Símbolo	Equivalente
tiempo	minuto	min	1 min = 60 s
	hora	h	1 h = 60 min = 3 600 s
	día	d	1 d = 24 h = 86 400 s
	año	a	1 a = 365,242 20 d = 31 556 926 s
ángulo	grado	°	1° = (/180) rad
	minuto		1' = (/10 800) rad
	segundo		1" = (/648 000) rad
volumen	litro	l, L	1 L = 10 ⁻³ m ³
masa	tonelada	t	1 t = 10 ³ kg
trabajo, energía	electronvolt	eV	1 eV = 1,602 177 x 10 ⁻¹⁹ J
masa	unidad de masa atómica	u	1 u = 1,660 540 x 10 ⁻²⁷ kg

Tabla 17.- Unidades que no pertenecen al SI que pueden usarse temporalmente con el SI

Magnitud	Unidad	Símbolo	Equivalencia
	área	a	1 a = 10 ² m ²
superficie	hectárea	ha	1 ha = 10 ⁴ m ²
	barn	b	1 b = 10 ⁻²⁸ m ²
longitud	angström	Å	1 Å = x 10 ⁻¹⁰ m
longitud	milla náutica		1 milla náutica = 1852 m
presión	bar	bar	1 bar = 100 kPa
velocidad	nudo		1 nudo = (0,514 44) m/s
dosis de radiación	röntgen	R	1 R = 2,58 x 10 ⁻⁴ C/kg
dosis absorbida	rad*	rad (rd)	1 rad = 10 ⁻² Gy
radiactividad	curie	Ci	1 Ci = 3,7 x 10 ¹⁰ Bq
aceleración	gal	Gal	1 gal = 10 ⁻² m/s ²
dosis equivalente	rem	rem	1 rem = 10 ⁻² Sv

* El rad es una unidad especial empleada para expresar dosis absorbida de radiaciones ionizantes. Cuando haya riesgo de confusión con el símbolo del radián, se puede emplear rd como símbolo del rad.

Tabla 18.- Ejemplos de unidades que no deben utilizarse

Magnitud	Unidad	Símbolo	Equivalencia
longitud	fermi	fm	10 ⁻¹⁵ m
longitud	unidad X	unidad X	1,002 x 10 ⁻⁴ nm
volumen	stere	st	1 m ³

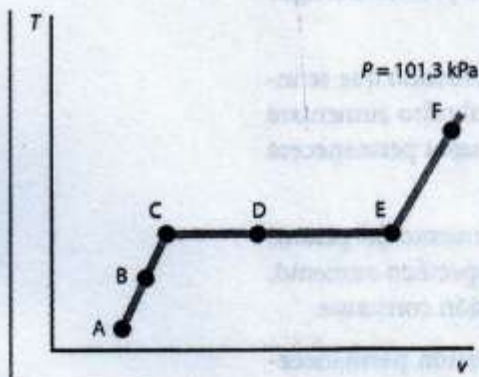


Figura 3.7 Cambio de fase en un diagrama T - v .

línea de A a C representa agua en su fase líquida; de C a E, el comportamiento de dos fases, y de E a F, vapor de agua.

El punto C representa el punto en el cual el agua es enteramente líquida pero la primera burbuja de vapor está por formarse. El agua en este estado se llama *líquido saturado*. De la misma forma, el punto E simboliza cuando la última gota de líquido ha desaparecido y el sistema es enteramente vapor. El vapor de agua en este estado se conoce como *vapor saturado*. En general, el término saturado significa que una sola fase está justo en el punto de convertirse en dos fases.

En la parte horizontal de la isóbara se representan los estados en los que las dos fases se encuentran presentes. La temperatura permanece constante a $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. La temperatura en la que las fases líquida y de vapor

de una sustancia pura coexisten a una presión dada se conoce como temperatura de ebullición para dicha presión.

Por tanto, para los estados en los que el líquido y el vapor están presentes con la misma presión, la temperatura tiene siempre el mismo valor y se conoce como temperatura de ebullición (también conocida como de saturación). En una sustancia pura la temperatura de ebullición depende solamente de la presión y no del volumen específico.

Cuando las fases líquida y de vapor están presentes, existe una relación directa entre la temperatura y la presión. Al especificar una propiedad se especifica la otra.

En cambio, para una sola fase, tanto la presión como el volumen específico (dos propiedades intensivas) tienen que especificarse para fijar la temperatura.

Nota

- Un líquido que está a punto de evaporarse se conoce como líquido saturado.
- Un vapor que está a punto de condensarse es llamado vapor saturado.
- Un vapor que no está a punto de condensarse se conoce como vapor sobrecalentado.
- Un líquido que se encuentra a una presión dada y cuya temperatura es menor que la temperatura de saturación para esa presión es un líquido comprimido.
- Cuando se cuenta con tablas para las propiedades de líquido comprimido pueden usarse los datos para la fase líquida de la sustancia saturada a la temperatura a la que se encuentra la sustancia.
- En un vapor sobrecalentado a una presión dada, la temperatura es mayor a la temperatura de saturación que corresponde a dicha presión.

Curvas de vapor de agua

Diagrama T - v

Anteriormente se mencionó un dispositivo cilindro-émbolo para ilustrar la relación entre la temperatura y el volumen específico para agua a una presión de $101,3\text{ kPa}$. Sin embargo, es importante

constante a $37,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ y se deja que el sistema alcance el equilibrio. Se considera que la presión del agua en el cilindro es exactamente de $101,3\text{ kPa}$.

Después se adiciona calor al pistón, aumentando la temperatura del baño. Suponiendo que se incrementa la temperatura a $93,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el baño, la temperatura del agua dentro del cilindro aumentará hasta que alcance el equilibrio térmico con la temperatura del baño. La presión del agua permanecerá constante, ya que se supone que no hay fricción entre el pistón y la cámara.

El volumen del agua dentro del cilindro se incrementó (esto se refleja en el movimiento del pistón) y el sistema pasa del punto *a* al punto *b*. Como la masa es constante, el volumen específico aumentó, debido a que los líquidos se expanden cuando su temperatura se incrementa a presión constante.

Si después se vuelve a incrementar la temperatura del baño a $104,4\text{ }^{\circ}\text{C}$, la presión permanecerá constante y la temperatura del agua aumentará hasta equilibrarse con la temperatura del baño. Por lo anterior, el volumen (y el volumen específico) del agua también aumentará. Sin embargo, es necesario hacer notar que cuando el agua alcanza $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ (al incrementarse la temperatura para alcanzar los $104,4\text{ }^{\circ}\text{C}$), se observa una pequeña burbuja de vapor de agua (véase figura 3.6 c). En la figura 3.6, el color violeta más oscuro representa el agua en su fase líquida y el color violeta claro representa el vapor de agua.

Ahora, mientras se adiciona el calor desde el baño hasta el agua dentro del cilindro se observa que la temperatura del agua no cambia. También se ve que el volumen continúa incrementándose, pero esto no se debe al cambio en la temperatura del agua sino a que el líquido se está evaporando y el volumen específico del vapor es mayor que el del líquido. La evaporación del agua se ilustra en las figuras 3.6 c), d) y e).

La figura 3.6 e) representa el punto en el cual la última gota de líquido se evapora. El agua es totalmente vapor y su temperatura se incrementará (a presión constante) hasta que alcance los $104,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ (véase figura 3.6 f). El volumen (y el volumen específico) crecerá porque los gases se expanden cuando aumenta la temperatura a presión constante.

Nótese que existen tres partes definidas en este proceso: una cuando el agua era enteramente líquida, otra cuando era por completo vapor y otra cuando las dos fases estaban presentes.

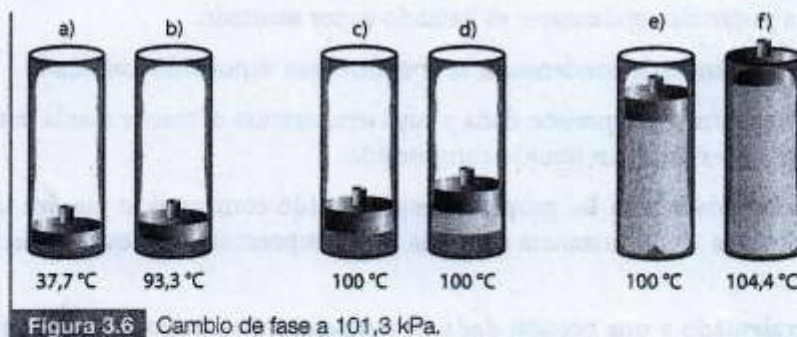


Figura 3.6 Cambio de fase a $101,3\text{ kPa}$.

Al graficar todo el proceso en un diagrama de temperatura T - v (véase figura 3.7), puede representarse cada punto desde *a* hasta *f* y ser conectados por una línea. Para los puntos en los que las dos fases están presentes, se divide el volumen total del pistón entre la masa total del agua (líquido + vapor). El volumen obtenido de esta manera tendrá un valor promedio, ubicado entre los valores individuales para las fases líquida y de vapor.

Todos los puntos sobre la línea violeta (que representa todos los estados por los que pasa el agua) tienen la misma presión ($101,3\text{ kPa}$). La línea simboliza a una isóbara o línea de presión constante. La

Observe que cualesquier derivadas de propiedades son también propiedades. Por tanto, los coeficientes expresados aquí también son propiedades de sustancias. Los valores de las propiedades físicas analizadas aquí están dados para numerosas sustancias en muchos manuales estándar.

Coeficiente de Joule-Thomson

El proceso de estrangulamiento se analizó brevemente en el ejemplo 6.16 del capítulo 6. En este proceso se usa una constricción para reducir la presión de un fluido en estado de flujo, en ausencia de calor o trabajo para el proceso. En ese caso, el ejemplo 6.16 mostró que la entalpía en la salida del dispositivo de estrangulamiento es igual a la entalpía en la entrada. En el proceso de estrangulamiento es importante ver si la temperatura del fluido aumenta o disminuye durante el proceso. El coeficiente de Joule-Thomson puede usarse para calcular este cambio de temperatura. El *coeficiente isentálpico de Joule-Thomson* se define como

$$\mu_h = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h \quad (12.59)$$

La ecuación 12.59 muestra que la temperatura cae cuando la presión baja (a entalpía constante) si el coeficiente es positivo, mientras que la temperatura aumenta para una caída de presión a entalpía constante si el coeficiente es negativo. Si el coeficiente isentálpico de Joule-Thomson es cero, no ocurre ningún cambio de temperatura al cambiar la presión si la entalpía se mantiene constante.

En la figura 12.2 se muestra un diagrama T - p típico para un fluido que podría someterse a estrangulamiento. Las líneas de entalpía constante se muestran con flechas para indicar la dirección del proceso de estrangulamiento, que produce una reducción en la

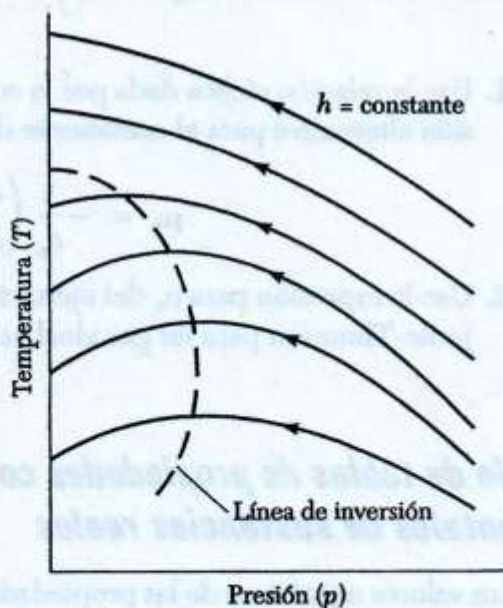


Figura 12.2 Diagrama T - p típico de un fluido que puede quedar sometido a estrangulamiento.

presión. Observe que existe un estado de temperatura máxima para algunas de las líneas de entalpía constante. Este estado de temperatura máxima para las diferentes líneas de entalpía constante está representado por la línea de inversión. Un proceso a entalpía constante que implica una reducción de la presión en el lado derecho de la línea de inversión da como resultado un incremento de temperatura, mientras que un proceso similar en el lado izquierdo de la línea de inversión genera una reducción de temperatura. Así, el coeficiente de Joule-Thomson es negativo a la derecha de la línea de inversión y positivo a la izquierda de dicha línea. Los refrigerantes tienen un coeficiente de Joule-Thomson positivo en las condiciones típicas que existen en un proceso de estrangulamiento. Observe que una reducción en la presión a entalpía constante para las líneas de entalpía en la parte superior del diagrama nunca provocará un efecto de enfriamiento. Así, existen algunos estados para los cuales una sustancia no se puede enfriar por estrangulamiento. Por ejemplo, el hidrógeno y el helio tienen temperaturas de inversión máximas de 202 K y alrededor de 40 K, respectivamente, por lo cual no pueden enfriarse por estrangulamiento a temperaturas ambiente, que sean mucho mayores que las temperaturas de inversión máximas.

Como se vio en el ejemplo 6.16, un proceso de estrangulamiento es altamente irreversible y no constituye por fuerza un proceso a entalpía constante. Se sabe sólo que la entalpía en el plano de salida es igual a la entalpía en el plano de entrada. Así, las líneas de entalpía constante de la figura 12.2 no representan procesos sino que cada línea es el lugar geométrico de puntos de estado de equilibrio con los mismos valores de entalpía específica. En todo caso, la suposición de entalpías iguales en los planos de entrada y de salida es suficiente para determinar si la temperatura de una sustancia aumenta o disminuye durante un proceso de estrangulamiento. El coeficiente de Joule-Thomson es entonces un coeficiente valioso para determinar si un fluido puede o no usarse para procesos de enfriamiento por medio de descensos de presión en condiciones adiabáticas.

EJERCICIOS

para Sec. 12.7

1. Use la relación cíclica dada por la ecuación 12.4 a fin de obtener la siguiente expresión alternativa para el coeficiente de Joule-Thomson:

$$\mu_h = -\frac{1}{c_p} \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T = -\frac{v(1 - \alpha T)}{c_p}$$

2. Use la expresión para μ_h del ejercicio 1 a fin de demostrar que el coeficiente de Joule-Thomson para un gas ideal es cero.

12.8 Desarrollo de tablas de propiedades con base en datos experimentales de sustancias reales

Los valores numéricos de las propiedades termodinámicas son necesarios para los cálculos de sistemas termodinámicos. Por esto, los valores numéricos de las propiedades termodinámicas normalmente se compilan en tablas o en sistemas de localización selectiva y extracción de datos de computador para proporcionar la información deseada. Estas tablas se basan en mediciones experimentales de ciertas propiedades de las sustancias en un gran intervalo de condiciones. Sin embargo, no es posible efectuar mediciones

Ven y Vamos a Conocer el Mundo del Calor y del Frío

Martín García Fibres*

García-Colín, S., Leopoldo. *De la máquina de vapor al cero absoluto (Calor y entropía)*. México: (SEP; FCE; CONACYT), 2000. (La Ciencia para todos; 5).

INTRODUCCIÓN

A través del devenir de la historia, el hombre ha buscado, en la investigación científica, el conocimiento que le permita transformar una forma de energía en otra que pueda serle útil. La aplicación de este conocimiento ha dado origen al término tecnología, la cual es concebida como el proceso de aplicación del conocimiento científico. Derivado de este proceso de búsqueda, se han obtenido las leyes y reglas que gobiernan la forma en que suceden los procesos de transformación energética y, en especial, las de la termodinámica. Hasta el año de 1840, la teoría en el campo del calor no existía y sólo se conocían las bases empíricas. Como el calor es una forma de energía que existe en forma natural, el hombre la ha utilizado como fuente para la producción de trabajo mecánico.

A diferencia del proceso ciencia-tecnología, que identifica al proceso de investigación científica, en el caso del calor, la dirección fue al contrario, tecnología-ciencia, lo que equivale a decir que el conocimiento del calor, como forma de energía, se generó en forma totalmente empírica en sus inicios.

DESARROLLO

Este trabajo es un intento por despertar tu interés y, al mismo tiempo, una aproximación a motivarte para que aprendas un poco más sobre la tecnología del calor y del frío. Como resultado de tu conocimiento profundo de la teoría sobre el calor, podrás interpretar las leyes que explican los procesos termodinámicos. Es imprescindible que, domines los conceptos que sobre el aprovechamiento de la energía por las máquinas térmicas, se ha generado a través del tiempo. Las máquinas térmicas permiten realizar un trabajo partiendo de la alimentación de calor a temperatura constante al proceso. Teniendo en mente el libro titulado: "De la máquina de vapor al cero absoluto", del Doctor Leopoldo García-Colín S. de la colección "La ciencia para todos", se inicia nuestro viaje al conocimiento de los porqués, en su fase histórica de desarrollo, fue difícil conceptualizar los principios que ahora sirven de fundamento y soportan las leyes de la termodinámica. Expresar, en forma matemática, los principios generales del proceso del aprovechamiento y uso eficiente del calor, no fue impedimento para que investigadores, con un alto conocimiento empírico del campo tecnológico del calor, se dedicaran al diseño de máquinas que nos permiten hoy en día, con sus respectivas mejoras y adaptaciones, utilizar mejores y más eficientes máquinas térmicas, sobre todo en el campo de la refrigeración, calefacción y en la generación de energía eléctrica, así como de trabajo mecánico. Pero, es necesario que entiendas también la dificultad para los mismos investigadores, precisar la naturaleza del calor y sus mecanismos para la transmisión del mismo en el medio circundante. La dificultad de alguna forma, en todos estos conceptos ya existía en la mente de los investigadores, aunque fuese de una manera intuitiva, desde el siglo XVIII. Entonces, cabe hacer una observación directa sobre la importancia que, para ti, como ingeniero, significa dominar los principios del uso del calor y del frío. Aún más, en la actualidad nos sería casi imposible imaginar la vida moderna sin las máquinas que nos facilitan procesos como la conservación de los alimentos. Es importante no perder de vista que un mejor aprendizaje de la física del calor, implica conocer, a profundidad, conceptos tales como sistema, restricción, proceso, reversibilidad, entropía, diagrama de fases, gas ideal, calor, temperatura, entre otros.

Los temas más importantes que aborda el Doctor García-Colín están contenidos en ocho capítulos acerca del calor, destacando el principio de la conservación de la energía, el establecimiento del principio de entropía y

* Unidad de Estudios Superiores de Salvatierra, Universidad de Guanajuato.

la ley cero de la termodinámica. Los capítulos están enriquecidos con dibujos explicativos de los experimentos y de los procesos que, en forma sencilla, explican las leyes científicas del campo de la energía calorífica. Quiero que conozcas que Sadi Carnot, es el más importante estudioso de la teoría aplicada del calor ya que en 1824, publicó su libro de título: "Reflexiones sobre la potencia motriz del calor y sobre las máquinas apropiadas para desarrollar esta potencia". Carnot estableció que una máquina de vapor requiere una diferencia de temperaturas para poder trabajar y que una máquina térmica eficiente debe diseñarse de tal manera que no existan flujos de calor desaprovechables durante su operación. Estableció la posibilidad de definir el equivalente mecánico del calor sin lograrlo y su trabajo es posible definirlo así: "es imposible construir una máquina de movimiento perpetuo", lo que dio origen a la definición de la Segunda Ley de la termodinámica. En 1843, James Joule, otro de los grandes físicos del siglo XVII, estableció la equivalencia mecánica del calor como el trabajo necesario para elevar 1.8 °C de temperatura la cantidad de 454 gr. de agua y obtuvo un valor de 1,046 Joules. Anteriormente el Conde Rumford había definido dicho valor en 1,356 Joules. Así mismo, se definió el valor de la caloría como unidad y su equivalencia es de 4.187 Joules/caloría.

Siendo el calor y el trabajo dos formas equivalentes de energía, de la sumatoria de las dos formas, en un balance de energía de un sistema, da como resultado la energía interna del sistema. Utilizando el modelo de una cuenta de banco, la energía interna sería el estado del dinero en la cuenta y el trabajo y el calor serían el dinero en efectivo y el dinero en documentos o chequera, respectivamente. De tal forma que, la suma de las dos nos da el saldo total disponible. En 1824, Sadi Carnot se cuestionó sin lograr una respuesta, sobre la cantidad de calor aprovechable que es cedido a una máquina térmica, iniciándose la etapa en la que se buscó la definición del concepto de entropía. El concepto de la entropía surgió como una propiedad para definir el estado de un sistema y cuyo valor depende sólo de los estados inicial y final. El axioma de Clausius resume la imposibilidad de construir una máquina que opere en forma cíclica, extraiga calor de un cuerpo y que sea convertido totalmente en trabajo. En pocas palabras en todo proceso en el que se involucre transformación de energía, no podemos salir a mano ni ganar.

La palabra entropía se deriva del idioma griego que significa: cambio o transformación. En el campo teórico de la Termodinámica se manejan tres conceptos sobre la "conceptualización" de entropía:

- Es una medida de la "disponibilidad" de convertir calor en trabajo.
- Es una medida del desorden.
- Es una medida de la dirección de los procesos naturales.

Para comprender lo que es la entropía, se acude al concepto de estado de equilibrio y al de reversibilidad de procesos. Asimismo, el proceso reversible debe efectuarse de manera lenta para que las variables de estado se mantengan invariantes.

Me parece muy apropiado el ejemplo del autor al comparar el orden que existe en un sistema con el concepto de grados de restricción, el cual establece que la entropía es una medida de desorganización. De tal forma que, si en un archivero ordenado alfabéticamente, se colocan los documentos en el correcto lugar, separados por una cartulina identificada con una de las letras, va a existir orden. Cuando empezamos a quitar las cartulinas de su lugar, al cabo de cierto tiempo se crea un desorden en el archivero y esto es lo que sucede con la entropía de un sistema. Un análisis con mayor rigor científico se realiza sobre la base del concepto de capacidad calorífica de las sustancias, en condiciones de presión y temperatura constantes, dicho análisis se complementa con el apoyo de los gráficos de los estados de los sistemas reales. Una manera de entender las cantidades de entropía es conocer que un gas tiene mayor entropía que un líquido y que dicho líquido, a su vez, tiene una entropía mayor que un sólido. De aquí se desprende la idea de que entropía es una medida del "desorden molecular". De la misma manera en que se ha analizado al calor, se hace con el frío. Para lograrlo, es necesario utilizar relaciones lineales entre la temperatura y la entropía. En 1883, se logró licuar al oxígeno, y desde entonces, la búsqueda del cero absoluto se ha intensificado. Si partes del concepto de desorden molecular, de alguna manera la temperatura del cero absoluto significa un valor de entropía igual a cero. En este sentido, al reducir temperatura en un cuerpo, se solidifica y su entropía va disminuyendo. Como la entropía no puede ser medible directamente, se acude al concepto de capacidad calorífica de los cuerpos nuevamente. La investigación de los niveles de frío extremo es importante porque se logran materiales superconductores cuya resistencia al flujo de la corriente eléctrica es cero. Además, la viscosidad de los cuerpos, en dichos estados, alcanza también un valor cercano a cero.

Después de los esfuerzos que se han hecho por alcanzar el cero absoluto y, de acuerdo con el principio de Nernst-Simon: "no es posible alcanzar el cero absoluto en un sistema en un número finito de operaciones".

CONCLUSIONES

La evolución en el desarrollo de la investigación por conocer las teorías que explican los resultados en el campo empírico de los procesos calor-frío; es una muestra de la capacidad del intelecto humano por lograr explicaciones a dichos fenómenos y, sobre manera, a mejorar sus aplicaciones. Por las particularidades en que se desarrolló, de la tecnología a la ciencia, es por lo que los conceptos termodinámicos han permanecido inalterables a través de los años. De la certeza de sus leyes y por las grandes vertientes que se nos presentan, aún por explicar, sobre todo en el campo del frío, es por lo que el campo de la termodinámica está lleno de oportunidades para el teórico que todos llevamos dentro. Para el ingeniero, el reto es lograr eficientar los procesos de transformación de energía calorífica en trabajo; esto es tan importante para nosotros los ingenieros agroindustriales que, al lograrlo, llevaremos al campo productivo el resultado de nuevos procesos y nuevas máquinas que funcionen con energía calorífica.

En forma personal, te recomiendo la lectura del libro del Doctor García-Colín porque te resultará ameno, por estar escrito con un lenguaje sencillo que es fácil de entender y por los modelos que utiliza para ex-

plicar los fenómenos analizados, haciéndolos, para ti y para mí, apropiadamente entendibles. Por lo anterior y, como complemento a las lecturas académicas recomendadas, el libro del Doctor García-Colín sirve como una introducción a los cursos de Ingeniería térmica y de Operaciones unitarias. De esta manera tu criterio se ampliará y lograrás una comprensión, con mayor profundidad y énfasis, del conocimiento de los procesos que se estudian además de consolidar el conocimiento de los conceptos básicos de la termodinámica. Esperando que la teoría te resulte fácil de entender, te recomiendo repases tus herramientas matemáticas, en especial las relativas al cálculo diferencial e integral para que puedas desarrollar las deducciones que se proponen en el libro y obtengas la satisfacción de concretar la teoría en forma de ecuaciones, para que tu aprendizaje resulte de mayor significado en tu preparación profesional.

REFERENCIAS

- García-Colín, S., Leopoldo. *De la máquina de vapor al cero absoluto (calor y entropía)*, 3ª ed., México: (SEP; FCE; CONACYT), 2000. (La Ciencia para todos; 5).
- Halliday/Resnick/Krane. *Física*, 4ª ed., México, CECSA, 1999.
- Serway, A. Raymond. *Física*, 4ª ed., México, CECSA, 1997.

As a result, the energy balance for the control volume reduces to

$$0 = q - v \Delta P - \Delta ke - \Delta pe$$

Solving for the unknown pressure drop, we find that

$$-v \Delta P = \Delta ke + \Delta pe - q = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) - q$$

The final velocity can be found from the conservation of mass equation. For one-dimensional flow, $\dot{m} = AV/v$. Hence the mass balance becomes

$$0 = \frac{A_1 V_1}{v_1} - \frac{A_2 V_2}{v_2}$$

Since the velocity at state 1 is known, and $v_1 = v_2$ for incompressible flow, the above equation leads to V_2 . Noting that $A = \pi D^2/4$, then

$$V_2 = V_1 \frac{A_1}{A_2} = V_1 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 = 1.2 \left(\frac{8}{5} \right)^2 \text{ m/s} = 3.1 \text{ m/s}$$

Substitution of the available data into the energy equation, and noting that g is 9.80 m/s^2 , yields

$$-v \Delta P = \left[\frac{(3.1)^2 - (1.2)^2}{2} + 15(9.80) - (-25) \right] \text{ N}\cdot\text{m/kg} = 176 \text{ N}\cdot\text{m/kg}$$

Neglecting the effect of pressure on the specific volume of liquid water at 30°C , $v \approx v_f = 1.004 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$ from Table A-12. To account for the specific gravity of the fluid, recall that $v_{\text{liq}} = v_{\text{water}}/(\text{sp. gr.})$. As a result,

$$\begin{aligned} \Delta P &= -\frac{176 \text{ N}\cdot\text{m}}{\text{kg}} \times \frac{1.50}{1.004 \times 10^{-3} \text{ m}^3} \times \frac{\text{kg}}{10^5 \text{ N}} \\ &= -2.64 \text{ bars} = -0.264 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Comment: The values of Δke , Δpe , and q are 4.12, 147, and 25 J/kg, respectively. Note that Δpe dominates the calculation for the pressure change, and Δke is relatively small.

• Wark-Richards •

5-7 INTRODUCTION TO THERMODYNAMIC CYCLES

An important application of the devices discussed in the preceding section is their use in power and refrigeration cycles. These cycles involve the passage of a fluid through a sequence of processes which require the use of turbines, compressors, pumps, heat exchangers, and throttling devices. A complete analysis of various cycles requires the use of the second law. However, mass and energy analyses alone provide some important insight into the operation of cycles which affect our lives daily. In addition, a basic knowledge of common cycles is helpful in understanding the role of cycles in the development of second-law concepts in the next chapter. This section examines a simple steam power cycle for electrical power

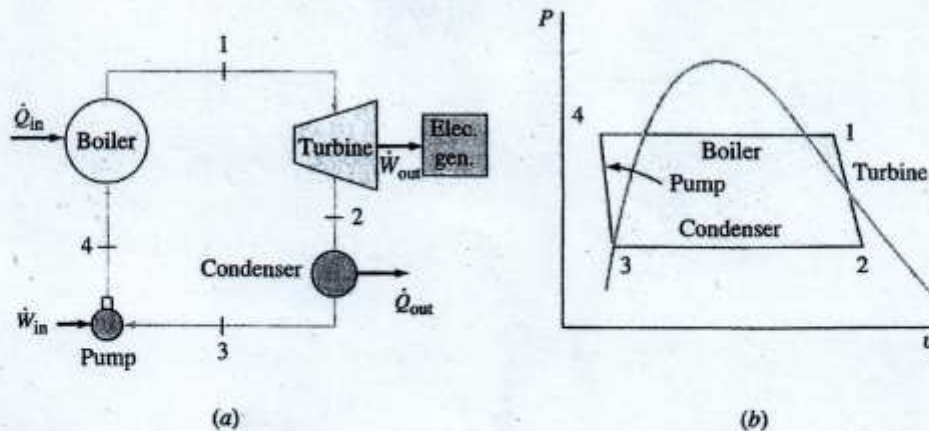


Figure 5-28 (a) A schematic and (b) a Pv process diagram and data for a simple steam power cycle.

generation and a simple refrigeration cycle for refrigeration and air-conditioning purposes.

5-7-1 A SIMPLE STEAM POWER CYCLE

Electrical power available in homes and industry is developed in an electrical generator at a **steam power plant**. The generator is driven by the shaft power output of a steam turbine as shown in Fig. 5-28a. The work output of the turbine shaft w_{turb} (or power $\dot{W}_{\text{turb,out}}$) is produced by expanding superheated steam at a high pressure and temperature at state 1 adiabatically to a low pressure (possibly less than atmospheric pressure) at state 2. This expansion process is shown on a Pv diagram in Fig. 5-28b, where state 2 is shown as a wet mixture of high quality. Next the fluid passes at constant pressure through a heat exchanger called a condenser. The heat transfer out q_{cond} changes the fluid to a saturated liquid at state 3.

A pump with work input w_{pump} then compresses the fluid adiabatically to the turbine inlet pressure at state 4. In this step the fluid is frequently modeled as incompressible and the adiabatic process as isothermal. Finally, a boiler-superheater (heat exchanger) is used to raise the fluid temperature at constant pressure ($P_4 = P_1$) to the desired turbine inlet value. The boiler heat input q_{boiler} is supplied typically from the combustion of coal or natural gas, or from a nuclear source. A more complete discussion of vapor power cycles appears in Chap. 17.



Note the four processes that comprise a simple steam power cycle, namely, expansion, cooling, compression, and heating.

▲ A steam power cycle operates under the following conditions: (1) 100 bars and 520°C at the turbine inlet, (2) 0.3 bars and 90 percent quality at the turbine exit, (3) saturated liquid at 0.3 bars at the condenser outlet, and (4) 100 bars at the pump outlet. The mass flow rate of water is 40 kg/s. Neglecting Δke and Δpe , determine (a) the turbine work, (b) the condenser heat loss, (c) the pump work, all in kJ/kg, and (d) the boiler heat input, in kW.

Example 5-11



Solution:

Given: A simple steam power cycle as illustrated in Fig. 5-29.

Find: (a) w_{turb} , (b) q_{cond} , (c) w_{pump} , all in kJ/kg, and (d) \dot{Q}_{boiler} , in kW.

Model: Steady state, $\Delta ke = \Delta pe = 0$, adiabatic turbine and pump.

Strategy: Determine data for the four states in the cycle, and then apply the steady-state energy balance on a unit mass basis to the four processes in the cycle.

Analysis: The mass and energy balances written for any control volume with one inlet and one outlet are

$$\frac{dm_{\text{cv}}}{dt} = \dot{m}_1 - \dot{m}_2$$

$$\frac{dE_{\text{cv}}}{dt} = \dot{Q} + \dot{W} + \dot{m}_1 \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_1 - \dot{m}_2 \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_2$$

In steady state, $dm_{\text{cv}}/dt = 0$ and $dE_{\text{cv}}/dt = 0$. Thus the mass balance reduces to $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. Dividing the energy balance through by the mass flow rate gives

$$0 = q + w + (h_1 - h_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2)$$

where $q = \dot{Q}/\dot{m}$ and $w = \dot{W}/\dot{m}$. In the absence of appreciable kinetic- and potential-energy changes, the above energy equation reduces to $q + w = \Delta h$. This relation is now applied to control volumes placed around the four separate pieces of equipment in the cycle. The turbine and pump are assumed to be adiabatic, and the

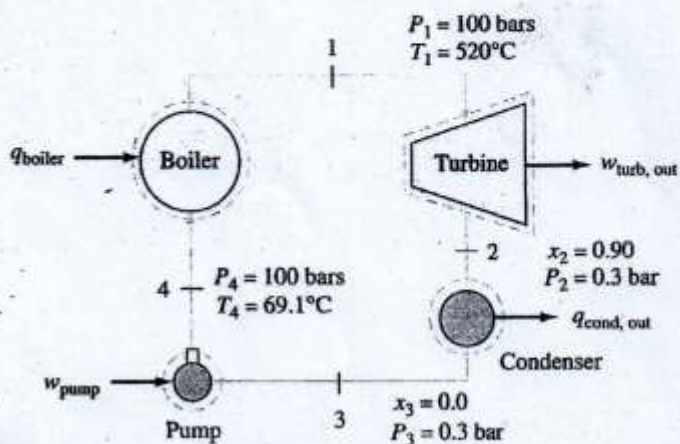


Figure 5-29

Schematic and data for the simple steam power cycle in Example 5-11.

boiler and condenser are without work transfers. Therefore,

$$w_{\text{turb}} = h_2 - h_1 \quad q_{\text{cond}} = h_3 - h_2 \quad w_{\text{pump}} = h_4 - h_3 \quad q_{\text{boiler}} = h_1 - h_4$$

The enthalpy h_4 is unknown and must be found by considering the fluid flowing through the pump to be incompressible, and the process to be adiabatic and isothermal. Under these conditions

$$w_{\text{pump}} = \Delta h_{\text{inc}} = c \Delta T + v \Delta P = v_{f,3} \Delta P$$

Therefore, $h_4 = h_3 + v_{f,3} \Delta P$, where v_f again represents a saturated-liquid value.

For the given states specified in Fig. 5-29, the steam tables reveal that

$$h_1 = 3425.1 \text{ kJ/kg (Table A-14)}$$

$$h_2 = 0.1(289.23) + 0.9(2625.3) = 2391.7 \text{ kJ/kg (Table A-13)}$$

$$h_3 = h_f = 289.23 \text{ kJ/kg (Table A-13)}$$

and $v_{f,3} = 1.0223 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$ (Table A-13)

Employing these data in the appropriate energy equations cited above, we find the following results.

(a) The turbine work under adiabatic conditions ($q = 0$) is given by

$$w_{\text{turb}} = h_2 - h_1 = (2391.7 - 3425.1) \text{ kJ/kg} = -1033.4 \text{ kJ/kg}$$

(b) The heat transfer into the condenser is

$$q_{\text{cond}} = h_3 - h_2 = (289.2 - 2391.7) \text{ kJ/kg} = -2102.5 \text{ kJ/kg}$$

(c) The adiabatic pump work is given by $w_{\text{pump}} = v_{f,3} \Delta P$. Use of this equation yields

$$w_{\text{pump}} = 1.0223 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg} \times (100 - 0.3) \text{ bars} \times 10^{-2} \text{ kJ/bar} \cdot \text{m}^3 = 10.2 \text{ kJ/kg}$$

From this we find that $h_4 = h_3 + w_{\text{pump}} = (289.2 + 10.2) \text{ kJ/kg} = 299.4 \text{ kJ/kg}$.

(d) Knowledge of h_4 allows us to evaluate the heat transfer into the boiler.

$$q_{\text{boiler}} = h_1 - h_4 = (3425.1 - 299.4) \text{ kJ/kg} = 3125.7 \text{ kJ/kg}$$

The rate of heat transfer \dot{Q} into the boiler superheater is simply

$$\dot{Q} = \dot{m} q_{\text{boiler}} = 40 \text{ kg/s} \times 3125.7 \text{ kJ/kg} = 125,000 \text{ kW}$$

Comment: Only 32.7 percent of the heat supplied to the boiler is converted to net shaft work output. This ratio typically is in the range of 30 to 40 percent.

5-7-2 A VAPOR COMPRESSION REFRIGERATION CYCLE

The purpose of a *refrigerator* or *air conditioner* is to maintain a region of space at a relatively fixed temperature. Consider the cold region shown in Fig. 5-30a which is to be maintained at a temperature below the environmental value. This region could be the inside of a freezer or the inside of a home or car on a hot summer day. Heat transfer from the environment will begin to raise the temperature of the cold region. To overcome this effect

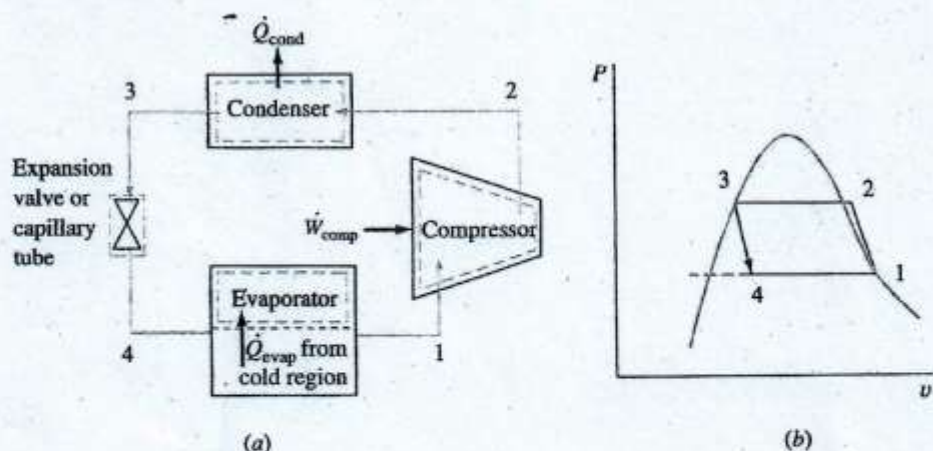


Figure 5-30 (a) An equipment schematic and (b) a Pv process diagram for a simple refrigeration cycle.

a colder fluid (the refrigerant) circulated through pipes in the cold region removes energy as heat transfer at the rate it enters from the environment. This causes the temperature of the cold region to remain constant.

As a result of the heat transfer \dot{Q}_{evap} from the cold region, the refrigerant undergoes evaporation as it passes through the heat exchanger. Evaporation occurs at constant temperature and pressure from state 4 until the fluid becomes a saturated vapor shown as state 1 on the Pv diagram in Fig. 5-30b. This energy added to the refrigerant in the evaporator must be discarded to the environment before the cycle can be repeated. This is accomplished by next compressing the saturated vapor at state 1 to a superheated vapor at state 2 so that T_2 is considerably greater than the environmental temperature. This adiabatic compression process requires work input \dot{W}_{comp} . Now energy is removed by heat transfer $\dot{Q}_{\text{cond,out}}$ to the environment as the refrigerant passes through a condenser. The fluid is assumed to be a saturated liquid at state 3 in Fig. 5-30. Finally the pressure is reduced to the evaporator pressure by passing the refrigerant through a throttling device. The throttling process causes some evaporation of the fluid, so that the refrigerant is a wet mixture of low quality as it enters the evaporator at state 4. The cycle is now repeated. A more detailed presentation of vapor-compression refrigeration cycles appears in Chap. 17.



Note the four processes that comprise the vapor-compression refrigeration cycle, namely, heating, compression, cooling, and throttling.

Example 5-12

An automotive air-conditioning unit circulates 0.05 kg/s of refrigerant-134a. The fluid enters the compressor as a saturated vapor at 180 kPa and leaves the compressor at 0.70 MPa and 45°C. Determine (a) the power input in kilowatts to the compressor, and (b) the heat-transfer rate in the evaporator in kJ/s.

Solution:

Given: A vapor-compression refrigeration cycle is shown in Fig. 5-31.

Find: (a) \dot{W}_{comp} , kW; and (b) \dot{Q}_{evap} , kJ/s.

Model: Steady-state, $\Delta k_e = \Delta p_e = 0$, $P_1 = P_4$, $P_2 = P_3$, $x_3 = 0$, $q_{12} = 0$.

Strategy: Determine the data for the four states in the cycle, and then apply the energy balance on a rate basis to the compressor and the evaporator.

Analysis: The mass and energy balances written for any control volume with one inlet and one outlet are

$$\frac{dm_{\text{cv}}}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_e$$

$$\frac{dE_{\text{cv}}}{dt} = \dot{Q} + \dot{W} + \dot{m}_i \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_i - \dot{m}_e \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e$$

In steady state, $dm_{\text{cv}}/dt = 0$ and $dE_{\text{cv}}/dt = 0$. This means the mass balance reduces to $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. The energy balance can now be written as

$$0 = \dot{Q} + \dot{W} + \dot{m} \left[(h_i - h_e) + \frac{V_i^2 - V_e^2}{2} + g(z_i - z_e) \right]$$

In the absence of kinetic- and potential-energy changes, this reduces to

$$\dot{Q} + \dot{W}_{\text{shaft}} = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

This relation is now applied to control volumes placed around each piece of equipment.

(a) The compressor is adiabatic, so that the energy balance on a rate basis is $\dot{W}_{\text{comp}} = \dot{m}(h_2 - h_1)$. The values of h_1 and h_2 are

$$h_1 = h_g \text{ at } 180 \text{ kPa} = 239.71 \text{ kJ/kg (Table A-17)}$$

$$h_2 = \frac{275.93 + 286.35}{2} \text{ kJ/kg} = 281.14 \text{ kJ/kg (Table A-18)}$$

where h_2 is found by linear interpolation at 0.70 MPa. Hence the compressor power is

$$\dot{W}_{\text{comp}} = \dot{m}(h_2 - h_1) = 0.05 \text{ kJ/s} \times (281.14 - 239.71) \text{ kJ/kg} = 2.07 \text{ kW}$$

The positive answer indicates the power is input.

(b) For the evaporator $\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}(h_1 - h_4)$, because the shaft power is zero. For the throttling process $h_4 = h_3$, and h_3 is modeled as a saturated liquid at the compressor outlet pressure. From Table A-17 $h_{f,3} = 86.78 \text{ kJ/kg}$ at 0.70 MPa. Hence

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}(h_1 - h_4) = 0.05 \text{ kg/s} \times (239.71 - 86.78) \text{ kJ/kg} = 7.65 \text{ kJ/s}$$

Comment: The ratio of the rate of heat removal in the evaporator to the compressor power input is 3.7. This value is fairly typical for air conditioners. Three or more units of cooling are achieved by the action of one unit of work input.

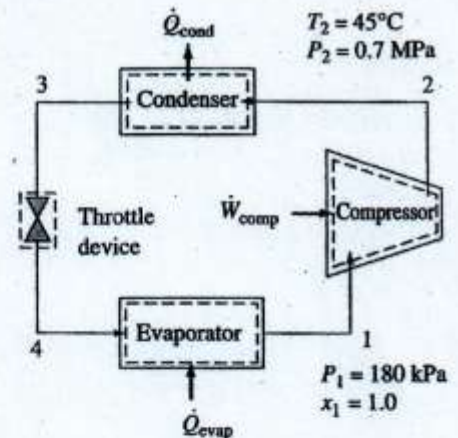


Figure 5-31

An equipment schematic and data for the refrigeration cycle in Example 5-12.

Tabla 20.- Reglas generales para la escritura de los símbolos de las unidades del SI

1.- Los símbolos de las unidades deben ser expresados en caracteres romanos, en general, minúsculas, con excepción de los símbolos que se derivan de nombres propios, en los cuales se utilizan caracteres romanos en mayúsculas
Ejemplos: m, cd, K, A
2.- No se debe colocar punto después del símbolo de la unidad
3.- Los símbolos de las unidades no deben pluralizarse
Ejemplos: 8 kg, 50 kg, 9 m, 5 m
4.- El signo de multiplicación para indicar el producto de dos o más unidades debe ser de preferencia un punto. Este punto puede suprimirse cuando la falta de separación de los símbolos de las unidades que intervengan en el producto, no se preste a confusión.
Ejemplo: Nm o Nm, también mN pero no: mN que se confunde con milinewton, submúltiplo de la unidad de fuerza, con la unidad de momento de una fuerza o de un par (newton metro)
5.- Cuando una unidad derivada se forma por el cociente de dos unidades, se puede utilizar una línea inclinada, una línea horizontal o bien potencias negativas.
Ejemplo: m/s o ms^{-1} para designar la unidad de velocidad: metro por segundo
6.- No debe utilizarse más de una línea inclinada a menos que se agreguen paréntesis. En los casos complicados, deben utilizarse potencias negativas o paréntesis
Ejemplos: m/s^2 o ms^{-2} , pero no: m/s/s
$mkg / (s^3A)$ o $mkg s^{-3}A^{-1}$, pero no: $mkg/s^3/A$
7.- Los múltiplos y submúltiplos de las unidades se forman anteponiendo al nombre de éstas, los prefijos correspondientes con excepción de los nombres de los múltiplos y submúltiplos de la unidad de masa en los cuales los prefijos se anteponen a la palabra gramo
Ejemplo: dag, Mg (decagramo; megagramo)
ks, dm (kilosegundo; decímetro)
8.- Los símbolos de los prefijos deben ser impresos en caracteres romanos (rectos), sin espacio entre el símbolo del prefijo y el símbolo de la unidad
Ejemplo: mN (milinewton) y no: m N
9.- Si un símbolo que contiene a un prefijo está afectado de un exponente, indica que el múltiplo de la unidad está elevado a la potencia expresada por el exponente
Ejemplo: $1\text{ cm}^3 = (10^{-2}\text{ m})^3 = 10^{-6}\text{ m}^3$
$1\text{ cm}^{-1} = (10^{-2}\text{ m})^{-1} = 10^2\text{ m}^{-1}$
10.- Los prefijos compuestos deben evitarse
Ejemplo: 1 nm (un nanómetro)
pero no: 1 mµm (un milimicrómetro)