

# UNITEC<sup>MR</sup>

---

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza

# PROCESOS DE TERMODINÁMICA (IM8601)

**CLASE 20: Sistemas ideales de  
refrigeración**

**CICLO ESCOLAR: 22-2**

**DOCENTE: M. en I. José Ulises Cedillo Rangel**

## REFRIGERACIÓN

Una de las principales áreas de aplicación de la termodinámica es la refrigeración, que es la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una temperatura superior.

Los dispositivos que producen refrigeración se llaman refrigeradores, y los ciclos en los que operan se denominan ciclos de refrigeración.

El ciclo de refrigeración que se utiliza con más frecuencia es por compresión de vapor, donde el refrigerante se evapora y se condensa alternadamente, para luego comprimirse en la fase de vapor. Otro ciclo de refrigeración estudiado es el ciclo de refrigeración de gas en el que el refrigerante permanece todo el tiempo en la fase gaseosa. Otros ciclos de refrigeración son la refrigeración en cascada, la cual utiliza más de un ciclo de refrigeración; refrigeración por absorción, donde el refrigerante se disuelve en un líquido antes de ser comprimido; y como tema de interés especial, la refrigeración termoeléctrica, donde la refrigeración es producida mediante el paso de corriente eléctrica a través de dos materiales distintos.

# Sistemas ideales de refrigeración

## REFRIGERACIÓN

Se puede pensar que un refrigerador es una máquina térmica que opera en sentido inverso. Un esquema de un refrigerador lo podemos ver en la figura. Durante cada ciclo, un compresor o un dispositivo similar proporciona trabajo mecánico  $W$  al sistema, extrayendo una cantidad de calor  $Q_{\text{frio}}$  de un depósito frío y cediendo una cantidad de calor  $Q_{\text{cal}}$  a un depósito caliente. De acuerdo con la primera ley, el trabajo de entrada está dado por:

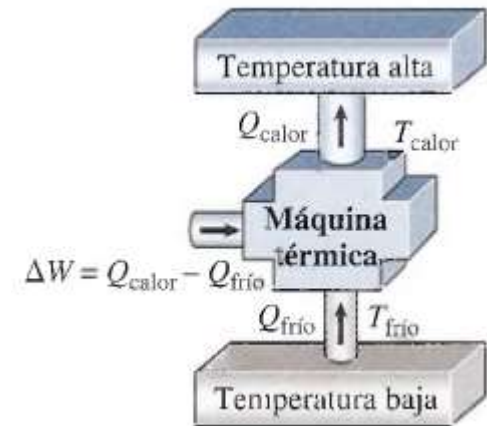
$$W = Q_{\text{calor}} - Q_{\text{frio}}$$

La eficiencia de cualquier refrigerador se determina por la cantidad de calor  $Q_{\text{frio}}$  extraída con el mínimo gasto de trabajo mecánico  $W$ . De este modo, la razón  $Q_{\text{frio}}/W$  es una medida de la eficiencia de enfriamiento del refrigerador y se le llama coeficiente de rendimiento  $K$

$$K = \frac{Q_{\text{frio}}}{W} = \frac{Q_{\text{frio}}}{Q_{\text{calor}} - Q_{\text{frio}}}$$

La máxima eficiencia puede expresarse en términos de temperaturas absolutas:

$$K = \frac{T_{\text{frio}}}{T_{\text{calor}} - T_{\text{frio}}}$$



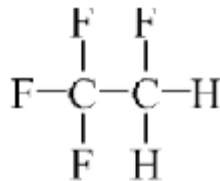
## REFRIGERACIÓN

La sustancia de trabajo, llamada refrigerante, es un fluido que se licua fácilmente por medio de un incremento en la presión o una caída de temperatura. El cambio de presión afecta drásticamente las temperaturas de condensación y vaporización de todos los refrigerantes. En la fase líquida puede evaporarse rápidamente al hacerse pasar por proceso de estrangulamiento. En los refrigerantes comunes tenemos al amoníaco, freón 12, cloruro de metilo y dióxido de azufre.

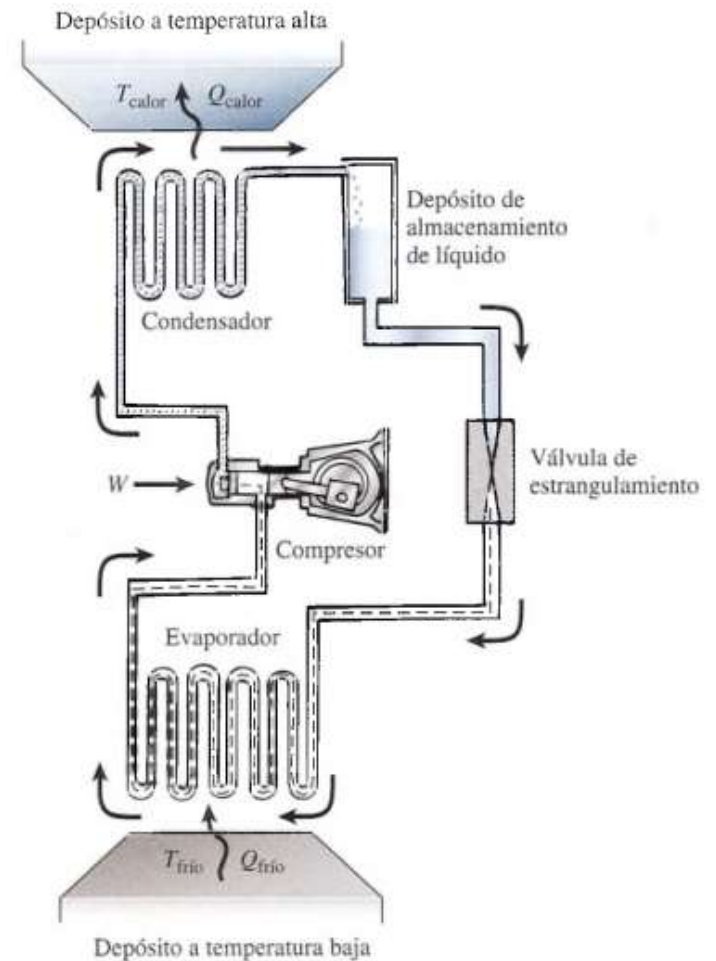
Un sistema usual de refrigeración consta de un compresor, un condensador, un depósito de almacenamiento del líquido, una válvula de estrangulamiento y un evaporador.

<https://youtu.be/cdUge74ZlOU>

Cómo funciona el ciclo de refrigeración 4:47



R134a, químicamente 1,1,1,2-tetrafluoroetano ( $\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$ ) es un gas no inflamable utilizado principalmente como refrigerante de “alta temperatura” para refrigeración doméstica y aires acondicionados de automóviles.



## Sistemas ideales de refrigeración

### Ejemplo. Refrigeración

Un refrigerador ideal funciona entre los 500 y los 400 K. En cada ciclo extrae 800J de un depósito frío. ¿Cuánto trabajo se lleva a cabo en cada ciclo y cuánto calor se libera al medio?

1. Cálculo del coeficiente de rendimiento  $K$  a partir de la temperatura proporcionada.

$$K = \frac{T_{\text{frío}}}{T_{\text{calor}} - T_{\text{frío}}} = \frac{400 \text{ K}}{500 \text{ K} - 400 \text{ K}} \quad K = 4.00$$

2. Se calcula el trabajo :

$$K = \frac{Q_{\text{frío}}}{W_{\text{ent}}} \quad W_{\text{ent}} = \frac{Q_{\text{frío}}}{K}$$

$$= \frac{800 \text{ J}}{4} = 200 \text{ J}$$

3. También se puede determinar  $Q_{\text{cal}}$

$$W_{\text{ent}} = Q_{\text{calor}} - Q_{\text{frío}}$$

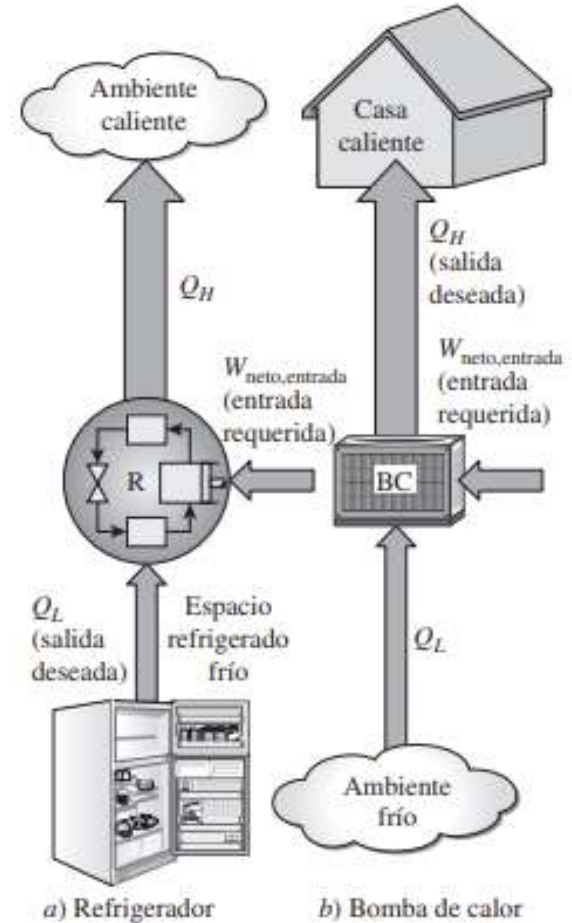
$$Q_{\text{calor}} = W_{\text{ent}} + Q_{\text{frío}}$$

$$= 200 \text{ J} + 800 \text{ J} = 1000 \text{ J}$$

# Sistemas ideales de refrigeración

## REFRIGERADORES Y BOMBAS DE CALOR

Los refrigeradores son dispositivos cíclicos y los fluidos de trabajo utilizados en los ciclos de refrigeración se llaman refrigerantes. Un refrigerador se muestra esquemáticamente en la figura. En este caso,  $Q_L$  es la magnitud del calor extraído del espacio refrigerado a la temperatura  $T_L$ ;  $Q_H$  es la magnitud del calor rechazado hacia el espacio caliente a temperatura  $T_H$ , y  $W_{\text{neto,entrada}}$  es la entrada neta de trabajo al refrigerador. Otro dispositivo que transfiere calor de un medio de baja temperatura a uno de alta temperatura es la bomba de calor. Los refrigeradores y las bombas de calor son esencialmente lo mismo; únicamente difieren en sus objetivos. El objetivo de un refrigerador es mantener el espacio refrigerado a una temperatura baja al extraer el calor de él. La descarga de este calor a un medio de temperatura alta es una parte necesaria de la operación, no es el propósito. No obstante, el objetivo de una bomba de calor es mantener un espacio calentado a alta temperatura. Esto se logra al absorber calor de una fuente de baja temperatura, como el agua de un pozo o el aire exterior frío en el invierno, y al suministrar este calor a un medio más caliente, como una casa.



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



# Sistemas ideales de refrigeración

## REFRIGERADORES Y BOMBAS DE CALOR

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

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

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

Estas relaciones también pueden expresarse en la forma de tasa sustituyendo las cantidades  $Q_L$ ,  $Q_H$  y  $W_{\text{neto, entrada}}$  por  $\dot{Q}_L$ ,  $\dot{Q}_H$ , y  $\dot{W}_{\text{neto, entrada}}$ , respectivamente. Observe que tanto  $\text{COP}_R$  como  $\text{COP}_{BC}$  pueden ser mayores que 1.

La capacidad de enfriamiento (la carga de refrigeración) de un sistema de refrigeración —es decir, la tasa de calor extraído del espacio refrigerado— a menudo se expresa en términos de toneladas de refrigeración. La capacidad de un sistema de refrigeración que puede congelar 1 tonelada (2 000 lbm) de agua líquida a 0 °C (32 °F) en hielo a 0 °C en 24 horas será 1 tonelada. Una tonelada de refrigeración es equivalente a 211 kJ/min o 200 Btu/min. La carga de refrigeración de una residencia típica de 200 m<sup>2</sup> está en el intervalo de 3 toneladas (10 kW).

<https://youtu.be/yRKSXNI5cxA> Bomba de calor 4:06

<https://youtu.be/uHehgh6eGF8> ¿Cómo funciona una bomba de calor? 4:50



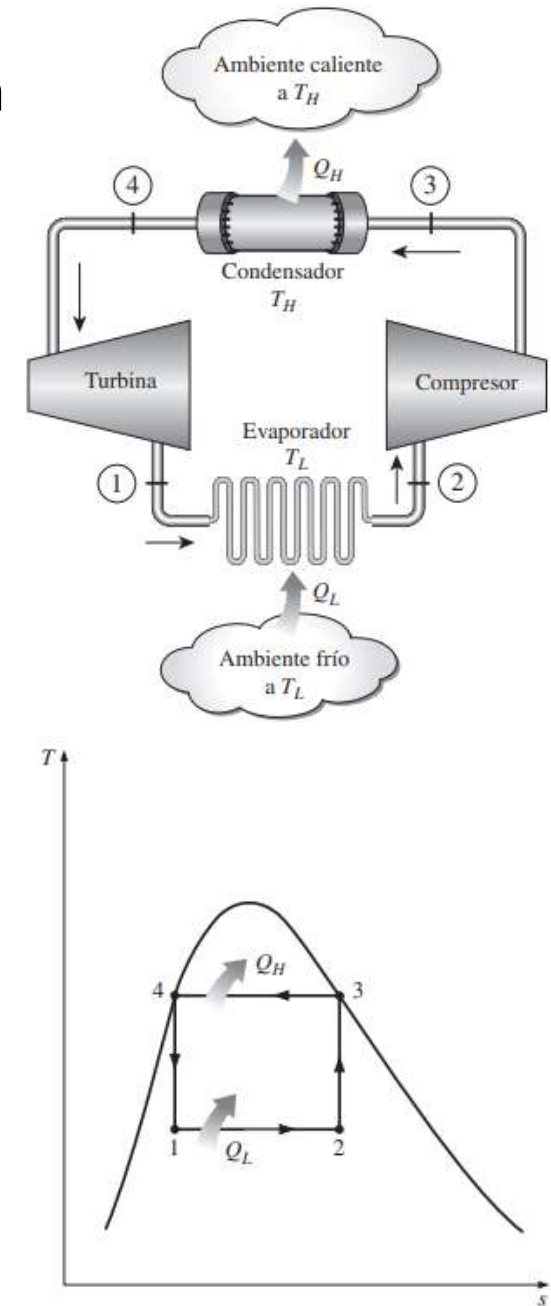
# Sistemas ideales de refrigeración

## CICLO INVERTIDO DE CARNOT

El ciclo de Carnot es un ciclo totalmente reversible que se compone de dos procesos isotérmicos reversibles y de dos procesos isoentrópicos. Tiene la máxima eficiencia térmica para determinados límites de temperatura y sirve como un estándar contra el cual los ciclos de potencia reales se comparan.

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

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



# Sistemas ideales de refrigeración

## CICLO INVERTIDO DE CARNOT

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

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

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

Observe que ambos COP aumentan cuando la diferencia entre ambas temperaturas decrece, esto es, cuando  $T_L$  se eleva o  $T_H$  baja. El ciclo invertido de Carnot es el ciclo de refrigeración más eficiente que opera entre dos niveles específicos de temperatura. Por lo tanto, es natural considerarlo en primer lugar como un ciclo ideal esperado para los refrigeradores y las bombas de calor. Si pudiéramos, ciertamente podríamos adaptarlo como el ciclo ideal. No obstante, el ciclo invertido de Carnot es un modelo inadecuado para los ciclos de refrigeración.

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

## Sistemas ideales de refrigeración

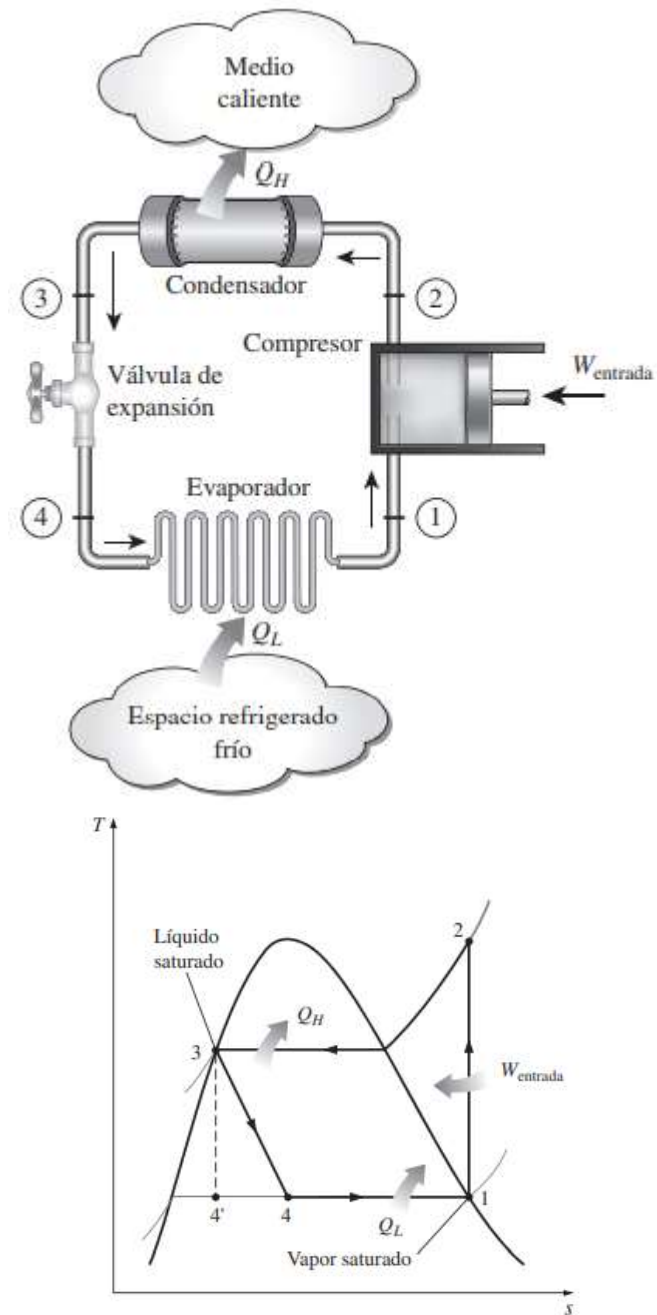
### CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo invertido de Carnot pueden ser eliminados al evaporar el refrigerante por completo antes de que se comprima, y al sustituir la turbina con un dispositivo de estrangulamiento, tal como una válvula de expansión o un tubo capilar. El ciclo que resulta se denomina ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, y se muestra de manera esquemática y en un diagrama T-s en la figura.

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el que más se utiliza en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor. Se compone de cuatro procesos:

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

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



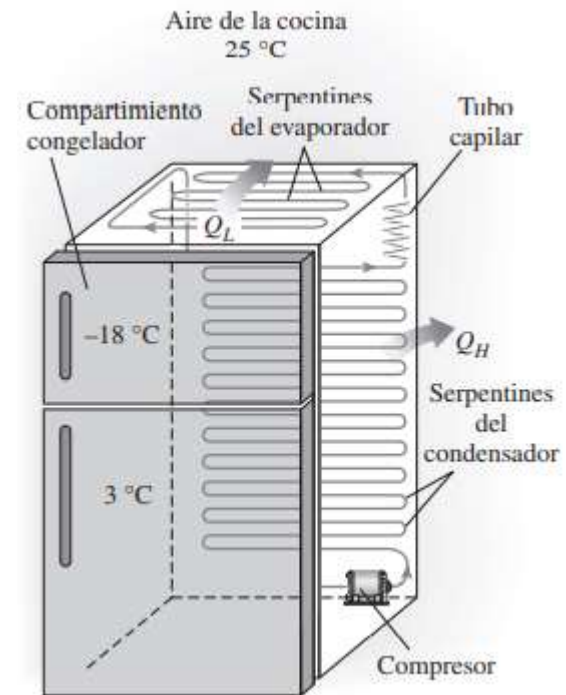
# Sistemas ideales de refrigeración

## CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isoentrópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isoentrópica, hasta un valor bastante superior al de la temperatura del medio circundante. Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores.

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

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

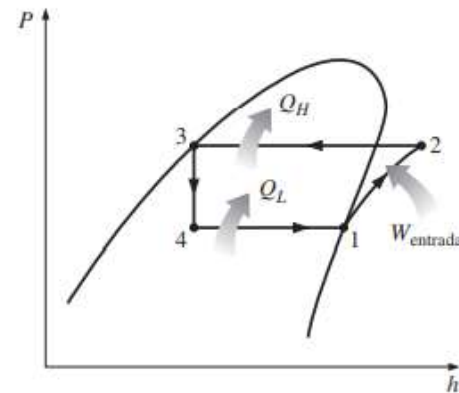


# Sistemas ideales de refrigeración

## CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

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

Otro diagrama utilizado con frecuencia en el análisis de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor es el diagrama P-h, como se muestra en la figura. En este diagrama, tres de los cuatro procesos aparecen como líneas rectas, y la transferencia de calor —en el condensador y el evaporador— es proporcional a la longitud de la curva del proceso correspondiente. Observe que a diferencia de los ciclos ideales analizados antes, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor no es un ciclo internamente reversible puesto que incluye un proceso irreversible (estrangulamiento). Este proceso se mantiene en el ciclo para hacerlo un modelo más realista para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. Si el dispositivo de estrangulamiento fuera sustituido por una turbina isoentrópica, el refrigerante entraría en el evaporador en el estado 4' y no en el estado 4. En consecuencia, la capacidad de refrigeración se incrementaría (por el área bajo la curva del proceso 4'-1) y la entrada neta de trabajo disminuiría (por la cantidad de salida de trabajo de la turbina). Sin embargo, el reemplazo de la válvula de expansión por una turbina no es práctico, ya que los beneficios adicionales no justifican el costo y la complejidad que se generan.



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

# Sistemas ideales de refrigeración

## CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

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

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

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

$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{w_{\text{neto, entrada}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$\text{COP}_{BC} = \frac{q_H}{w_{\text{neto, entrada}}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

Donde  $h_1 = h_g @ P_1$  y  $h_3 = h_f @ P_3$  para el caso ideal.

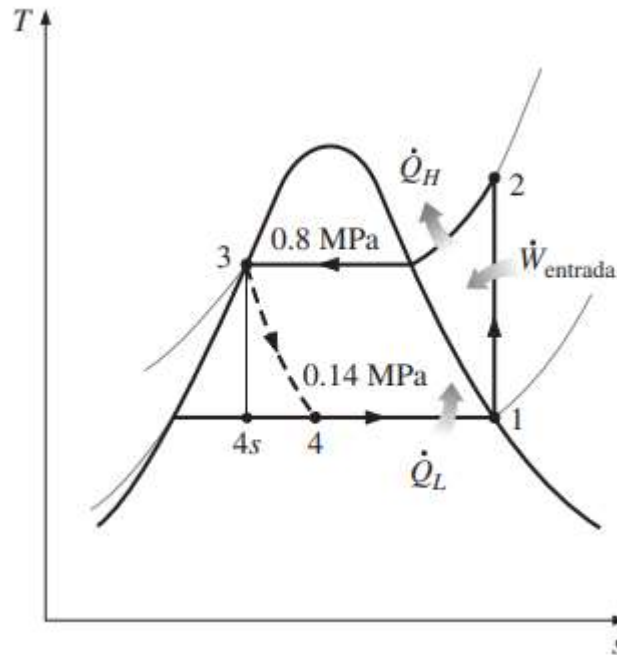
<https://youtu.be/H8brWEYSRuA> Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor 5:14



## Sistemas ideales de refrigeración

### Ejemplo. El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

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



- Refrigerador que opera en un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor entre dos límites de presión.
  - Existen condiciones estacionarias de operación.
  - Los cambios en las energías cinética y potencial son despreciables.
1. El ciclo de refrigeración representado en el diagrama indica que este es un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, y por ello el compresor es isentrópico mientras que el refrigerante deja al compresor como un líquido saturado y entra al compresor como vapor saturado.



Ejemplo. El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

2. A partir de las tablas del refrigerante 134a (Tabla A-12), las entalpías del refrigerante en los cuatro estados se determinan como sigue:

$$P_1 = 0.14 \text{ MPa} \rightarrow \begin{cases} h_1 = h_g @ 140 \text{ kPa} = 239.16 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = s_g @ 140 \text{ kPa} = 0.94456 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{cases}$$

(vapor saturado)

$$P_2 = 0.8 \text{ MPa} \rightarrow \begin{cases} \text{Ingresar a la tabla de refrigerante} \\ \text{como sobrecalentado considerando} \\ s_2 = s_1 \text{ por lo tanto interpolando} \end{cases}$$

s	h
$x_1: 0.9183$	$267.29 : y_1$
$x_2: 0.9480$	$276.45 : y_2$
$x: 0.94456$	$? : y$

$$h_2 = 275.39 \text{ kJ/kg}$$

$$P_3 = 0.8 \text{ MPa} \rightarrow \begin{cases} h_3 = h_f @ 800 \text{ kPa} = 95.47 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

(líquido saturado)

$$h_4 \approx h_3 \rightarrow h_4 = 95.47 \text{ kJ/kg}$$

(estrangulamiento)

TABLA A-12

Refrigerante 134a saturado.

Pres., $P$ kPa	Temp. sat., $T_{\text{sat}}$ °C	Liq. sat., $v_f$	Volumen	Entalpía,		Entropía,	
			$\text{m}^3$	$\text{kJ/kg}$	$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$		
				Evap., $h_{fg}$	Vapor sat., $h_g$	Evap., $s_{fg}$	Vapor sat., $s_g$
60	-36.95	0.0007098		223.95	227.79	0.94807	0.96441
70	-33.87	0.0007144		222.00	229.73	0.92775	0.96042
80	-31.13	0.0007185		220.25	231.46	0.90999	0.95710
90	-28.65	0.0007223		218.65	233.02	0.89419	0.95427
100	-26.37	0.0007259		217.16	234.44	0.87995	0.95183
120	-22.32	0.0007324		214.48	236.97	0.85503	0.94779
140	-18.77	0.0007383		212.08	239.16	0.83368	0.94456
160	-15.60	0.0007437		209.90	241.11	0.81496	0.94190

TABLA A-13

Refrigerante 134a sobrecalentado

T °C	v m <sup>3</sup> /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
■ = 0.80 MPa (T <sub>sat</sub> = 31.31°C)				
Sat.	0.025621	246.79	267.29	0.9183
40	0.027035	254.82	276.45	0.9480
50	0.028547	263.86	286.69	0.9802

TABLA A-12

Refrigerante 134a saturado.

Pres., $P$ kPa	Temp. sat., $T_{\text{sat}}$ °C	Volumen específico, $\text{m}^3/\text{kg}$		Entalpía, $\text{kJ/kg}$	
		Liq. sat., $v_f$	Vapor sat., $v_g$	Liq. sat., $h_f$	Evap., $h_{fg}$
700	26.69	0.0008331	0.029361	88.82	176.21
750	29.06	0.0008395	0.027371	92.22	173.98
800	31.31	0.0008458	0.025621	95.47	171.82
850	33.45	0.0008520	0.024069	98.60	169.71

## Sistemas ideales de refrigeración

**Ejemplo. El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor**

3. La tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor se determina:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_L &= \dot{m}(h_1 - h_4) \\ &= (0.05 \text{ kg/s}) [(239.16 - 95.47) \text{ kJ/kg}] \\ &= 7.18 \text{ kW}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{entrada}} &= \dot{m}(h_2 - h_1) \\ &= (0.05 \text{ kg/s}) [(275.39 - 239.16) \text{ kJ/kg}] \\ &= 1.81 \text{ kW}\end{aligned}$$

4. La tasa de rechazo de calor del refrigerante al ambiente es:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_H &= \dot{m}(h_2 - h_3) \\ &= (0.05 \text{ kg/s}) [(275.39 - 95.47) \text{ kJ/kg}] \\ &= 9 \text{ kW}\end{aligned}$$

o bien se puede determinar:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_{\text{entrada}} = 7.18 + 1.81 = 8.99 \text{ kW}$$

## Sistemas ideales de refrigeración

**Ejemplo. El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor**

5. El coeficiente de desempeño del refrigerador es:

$$\text{COP}_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{entrada}}} = \frac{7.18 \text{ kW}}{1.81 \text{ kW}} = 3.97$$

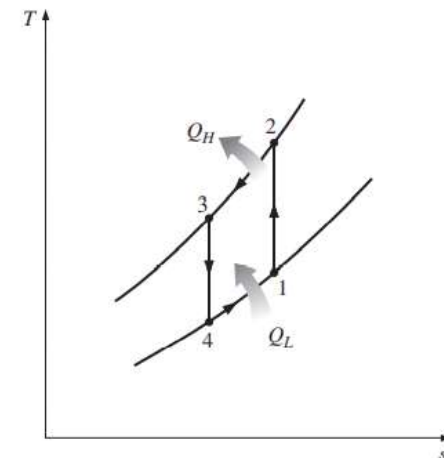
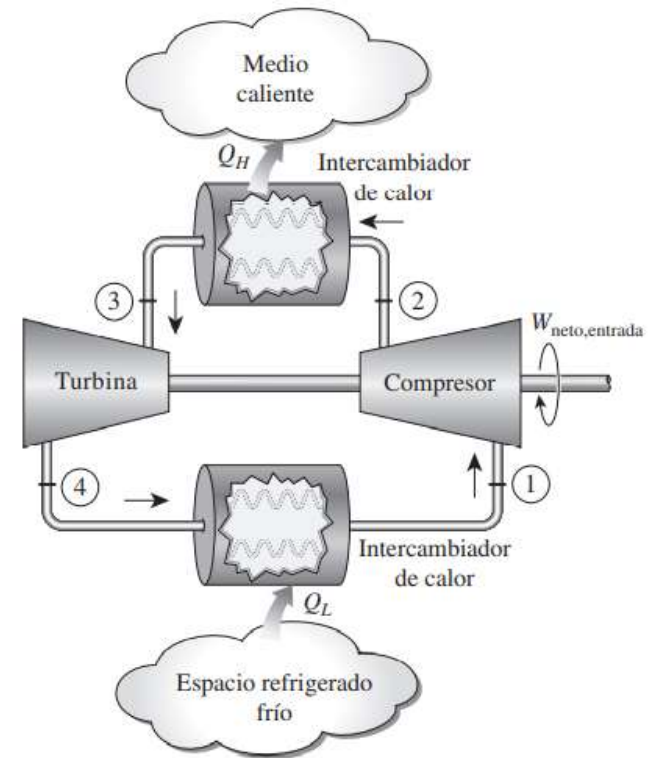
es decir el refrigerador elimina 3.97 unidades de energía térmica del espacio refrigerado por cada unidad de energía eléctrica que se consume.

## Sistemas ideales de refrigeración

### CICLO DE REFRIGERACIÓN POR GAS

El ciclo de Carnot (el estándar de comparación para los ciclos de potencia) y el ciclo invertido de Carnot (el estándar de comparación para los ciclos de refrigeración) son idénticos, excepto porque el ciclo invertido de Carnot opera en la dirección contraria. Esto sugiere que los ciclos de potencia anteriores pueden utilizarse como ciclos de refrigeración por medio de una simple reversión. De hecho, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor es en esencia un ciclo Rankine modificado que opera a la inversa. Otro ejemplo es el ciclo invertido Stirling, que es el ciclo con base en el cual operan los refrigeradores Stirling. O bien, el ciclo invertido Brayton, mejor conocido como el ciclo de refrigeración de gas.

Considere el ciclo de refrigeración de gas que se muestra en la figura. Los alrededores están a  $T_0$  y el espacio refrigerado se va a mantener a  $T_L$ . El gas se comprime durante el proceso 1-2. El gas a presión y temperatura altas en el estado 2 se enfría después a presión constante hasta  $T_0$  al rechazar calor hacia los alrededores. Esto es seguido por un proceso de expansión en una turbina, durante el cual la temperatura del gas disminuye hasta  $T_4$ . (¿Es posible lograr el efecto de enfriamiento con una válvula de estrangulamiento en lugar de una turbina?). Por último, el gas frío absorbe calor del espacio refrigerado hasta que su temperatura se eleva hasta  $T_1$ .



# Sistemas ideales de refrigeración

## CICLO DE REFRIGERACIÓN POR GAS

Todos los procesos recién descritos son internamente reversibles, y el ciclo ejecutado es el ciclo ideal de refrigeración de gas. En los ciclos reales de refrigeración de gas, los procesos de compresión y expansión se desviarán de los isoentrópicos, y  $T_3$  será más alta que  $T_0$  a menos que el intercambiador de calor sea infinitamente largo. En un diagrama T-S, el área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor removido del espacio refrigerado; el área encerrada 1-2-3-4-1 representa la entrada neta de trabajo. La relación de estas áreas es el COP para el ciclo, que se expresa como:

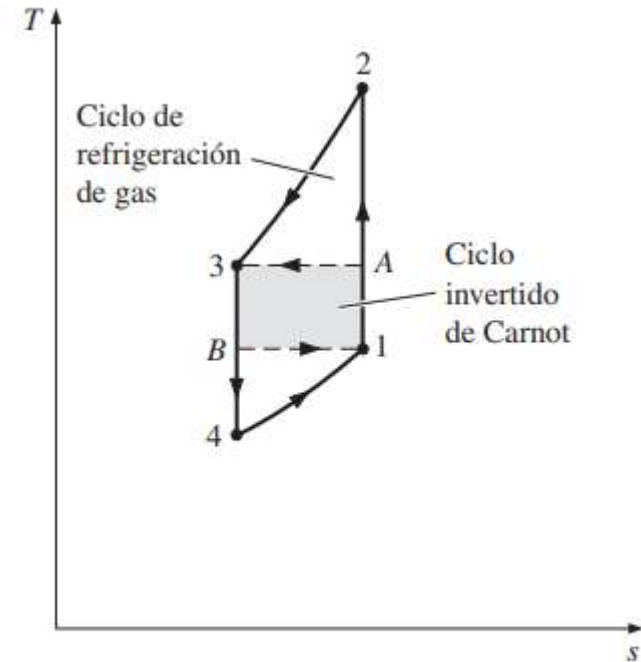
$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{w_{\text{neto, entrada}}} = \frac{q_L}{w_{\text{compresor, entrada}} - w_{\text{turbina, salida}}}$$

Donde:

$$q_L = h_1 - h_4$$

$$w_{\text{turbina, salida}} = h_3 - h_4$$

$$w_{\text{compresor, entrada}} = h_2 - h_1$$



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

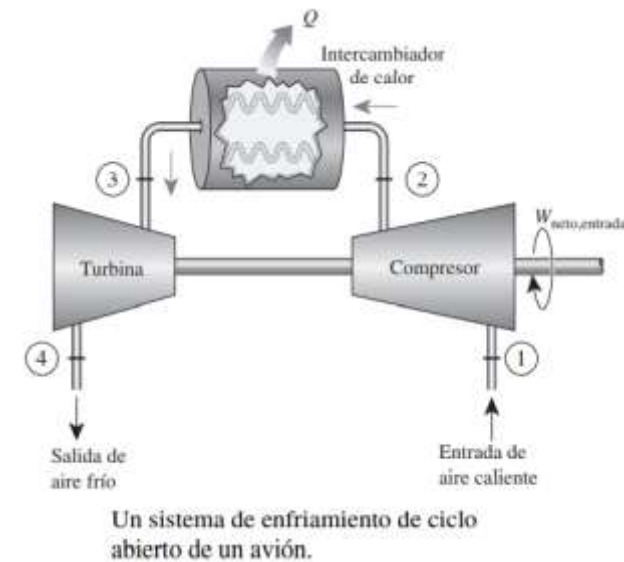


# Sistemas ideales de refrigeración

## CICLO DE REFRIGERACIÓN POR GAS

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

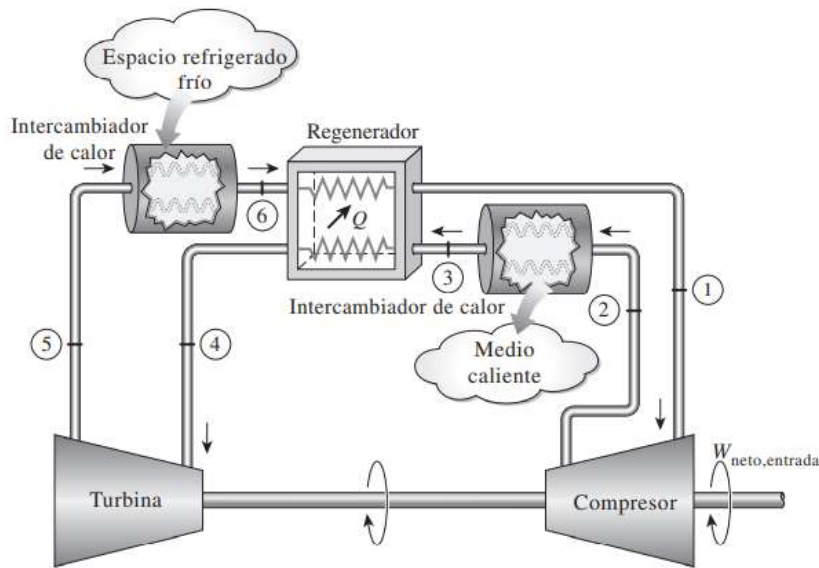
A pesar de su bajo COP, los ciclos de refrigeración de gas tienen dos características deseables: incluyen componentes simples más ligeros (que los hacen adecuados para el enfriamiento de aviones) y pueden incorporar regeneración (por lo que son adecuados en la licuefacción de gases y en las aplicaciones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



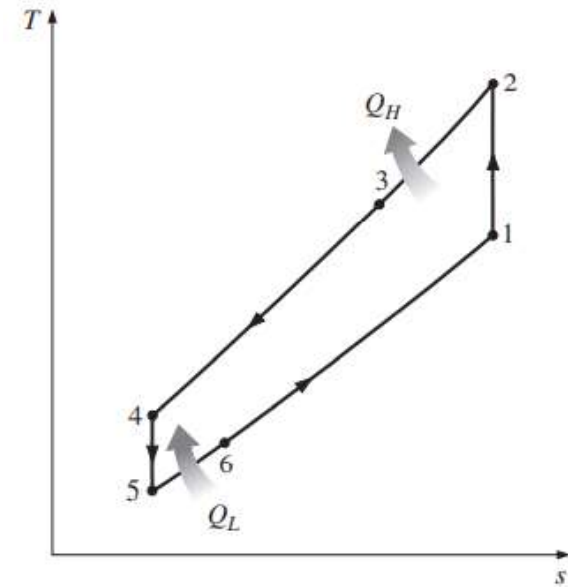
# Sistemas ideales de refrigeración

## CICLO DE REFRIGERACIÓN POR GAS

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



Ciclo de refrigeración de gas con regeneración.

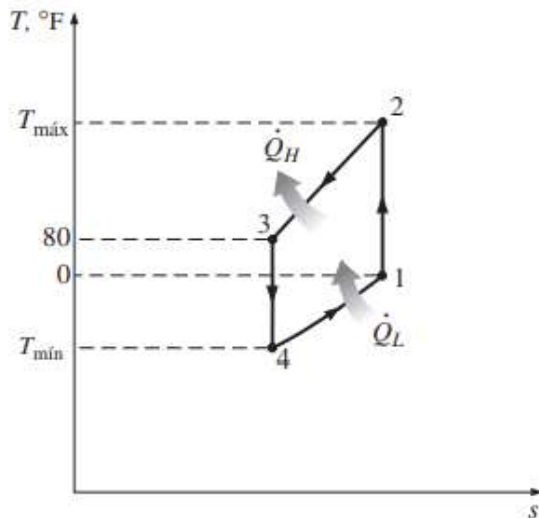




## Sistemas ideales de refrigeración

### Ejemplo. El ciclo simple de refrigeración de un gas ideal

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



- Ciclo de refrigeración de gas ideal que usa aire como medio de trabajo.
  - Existen condiciones estacionarias de operación
  - El aire es un gas ideal con calores específicos variables
  - Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.
1. De acuerdo al diagrama que describe el ciclo ideal de refrigeración por compresión de gas, tanto la turbina como el compresor son isentrópicos y el aire es enfriado a temperatura ambiente antes de entrar a la turbina.

# Sistemas ideales de refrigeración

## Ejemplo. El ciclo simple de refrigeración de un gas ideal

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

$$T_1 = 460 \text{ R} \rightarrow \begin{cases} h_1 = 109.90 \text{ Btu/lbm} \\ P_{r1} = 0.7913 \end{cases}$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = 4(0.7913) = 3.165 \rightarrow \begin{cases} h_2 = 163.5 \text{ Btu/lbm} \\ T_2 = 683 \text{ R } (6223^\circ \text{F}) \end{cases}$$

$$T_3 = 540 \text{ R} \rightarrow \begin{cases} h_3 = 129.06 \text{ Btu/lbm} \\ P_{r3} = 1.3860 \end{cases}$$

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

Por lo tanto las temperaturas más altas y más bajas en el ciclo son  $223^\circ \text{F}$  y  $-97^\circ \text{F}$

**TABLA A-17E**

Propiedades de gas ideal del aire

T R	h Btu/lbm	P <sub>r</sub>	u Btu/lbm	v <sub>r</sub>
360	85.97	0.3363	61.29	396.6
380	90.75	0.4061	64.70	346.6
400	95.53	0.4858	68.11	305.0
420	100.32	0.5760	71.52	270.1
440	105.11	0.6776	74.93	240.6
460	109.90	0.7913	78.36	215.33
480	114.69	0.9182	81.77	193.65
500	119.48	1.0590	85.20	174.90

**TABLA A-17E**

Propiedades de gas ideal del aire

T R	h Btu/lbm	P <sub>r</sub>	u Btu/lbm	v <sub>r</sub>
660	157.92	2.801	112.67	87.27
680	162.73	3.111	116.12	80.96
700	167.56	3.446	119.58	75.25
720	172.39	3.806	123.04	70.07
740	177.23	4.193	126.51	65.38

**TABLA A-17E**

Propiedades de gas ideal del aire

T R	h Btu/lbm	P <sub>r</sub>	u Btu/lbm	v <sub>r</sub>
520	124.27	1.2147	88.62	158.58
537	128.10	1.3593	91.53	146.34
540	129.06	1.3860	92.04	144.32
560	133.86	1.5742	95.47	131.78

**TABLA A-17E**

Propiedades de gas ideal del aire

T R	h Btu/lbm	P <sub>r</sub>	u Btu/lbm	v <sub>r</sub>
360	85.97	0.3363	61.29	396.6
380	90.75	0.4061	64.70	346.6
400	95.53	0.4858	68.11	305.0

## Sistemas ideales de refrigeración

**Ejemplo. El ciclo simple de refrigeración de un gas ideal**

3. El COP de este ciclo de refrigeración de un gas ideal:

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

donde:

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

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

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

por lo tanto:

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

7. La tasa de refrigeración es:

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

# UNITEC<sup>MR</sup>

---

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza