



UNIVERSIDAD NACIONAL EXPERIMENTAL
"FRANCISCO DE MIRANDA"
COMPLEJO ACADÉMICO "EL SABINO"
PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA
AREA DE TECNOLOGIA
UNIDAD CURRICULAR: TERMODINÁMICA APLICADA



CICLOS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

POR INGENIERO. JOSMERY SÁNCHEZ

INTRODUCCIÓN

Los ciclos de refrigeración de vapor son máquinas térmicas inversas, debido a que el arreglo que posee se basa en el ciclo de Carnot inverso, debido a que su dirección de flujo está en el sentido contrario de las agujas del reloj. Son ciclos en los que el calor Q va de menor a mayor temperatura, los cuales necesitan el aporte de energía a través de los dispositivos mecánicos que intervienen en un refrigerador como lo son el evaporador, compresor, condensador, turbinas, válvulas de expansión, teniendo cada uno de ellos una función principal dentro del ciclo.

Es importante resaltar que en dichos ciclos interviene un fluido de trabajo, denominado refrigerante, y sufre transformaciones termodinámicas controladas por los dispositivos. La técnica de protección de ambientes por refrigeración de aire, es muchas veces la única solución posible. Tal es el caso de las áreas de trabajo de grandes dimensiones a nivel industrial, y, en general, donde las dimensiones y los altos niveles de energía de los equipos a proteger hacen imposible el empleo de métodos de limitación de energía. Te invito a conocer la importancia que tiene los ciclos de compresión de vapor en la evolución industrial y la idea del grandísimo interés universal que reviste desde el punto de vista económico, humano y social.

OBJETIVO DIDÁCTICO. Evaluar el comportamiento termodinámico de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor incluyendo sus modificaciones.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- 1.1. Interpretar la definición, función y desempeño de Refrigeradores y bombas de calor
- 1.2. Analizar el ciclo de Carnot inverso asociados a los ciclos de refrigeración.
- 1.3. Clasificar los refrigerantes según su composición química.
- 1.4. Determinar las principales divergencias entre los ciclos reales e ideales y las causas que las provocan.
- 1.5. Estudiar de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor simple.
- 1.6. Ampliar los ciclos de refrigeración simples a ciclos de refrigeración en cascada.
- 1.7. Evaluar los ciclos de refrigeración de etapas múltiples de compresión para incrementar la capacidad y mejorar el rendimiento, basados en el principio de la regeneración.

1.1. CICLOS DE REFRIGERACIÓN

Es aquel que permite transferir calor de un medio de baja temperatura a uno de alta temperatura.

Los elementos requeridos para completar el ciclo son:

- Evaporador
- Compresor
- Condensador
- Expansión

Este proceso puede realizarse a través del refrigerador, se extrae calor de un espacio, llamado la carga de enfriamiento, de un medio de baja temperatura. Mientras que una bomba de calor transfiere calor a un medio de altas temperaturas, llamada carga de calentamiento.

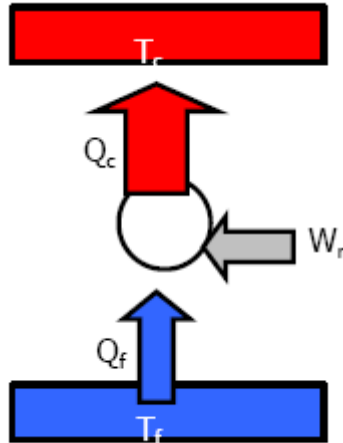


Fig.1. Esquema de una máquina inversa. Se representan los dos focos (caliente y frío), el proceso cíclico y los flujos de calor y trabajo.

El desempeño de los refrigeradores y de las bombas de calor se expresa en los términos de coeficiente de operación (COP), el cual se define como:

✓ **Refrigeradores:**

$$COP = \beta = \frac{E_{\text{objetivo}}}{E_{\text{aporte}}} = \frac{Q_f}{W_n} = \frac{Q_f}{Q_c - Q_f}$$

✓ **Bomba de calor**

$$COP = \gamma = \frac{E_{\text{objetivo}}}{E_{\text{aporte}}} = \frac{Q_c}{W_n} = \frac{Q_c}{Q_c - Q_f} > 1 \text{ siempre}$$

Es importante resaltar que el COP de los refrigeradores y bomba de calor pueden ser mayores a uno. Debido a que:

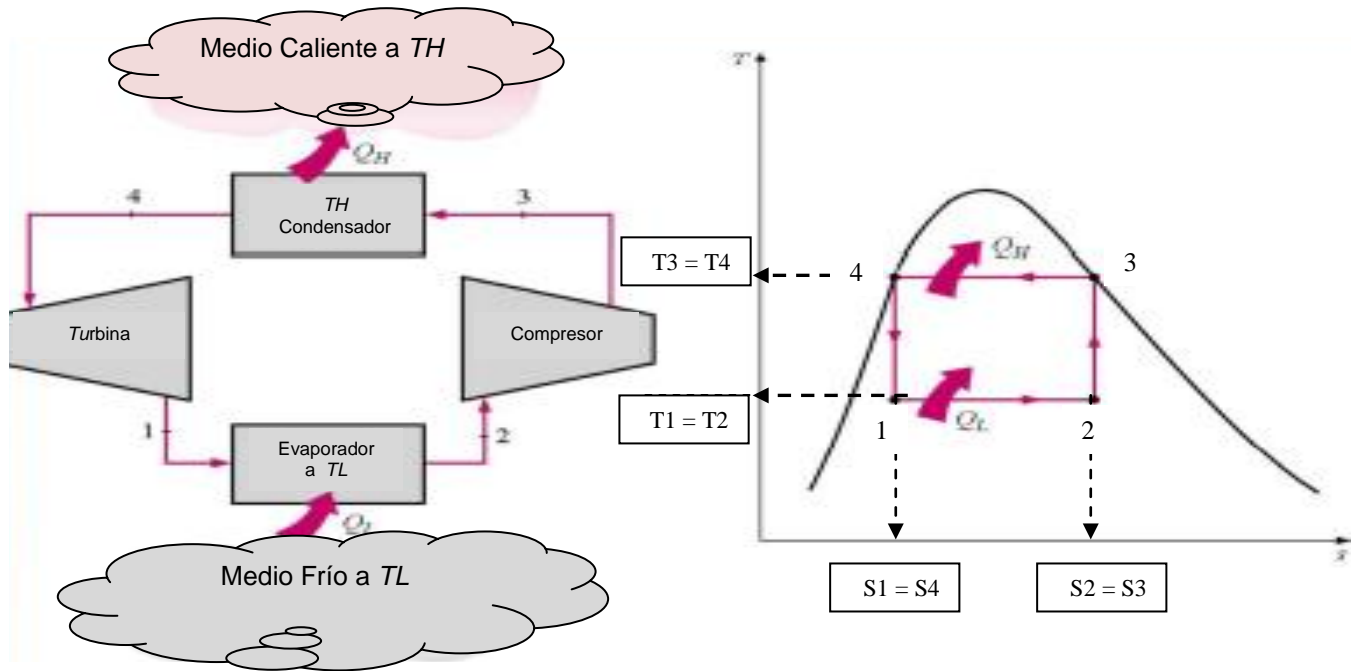
$$COP_{BC} = COP_R + 1$$

Para valores fijos de QL y QH. Esta relación implica que $COP_{BC} > 1$ puesto que COP_R es una cantidad positiva, es decir, una bomba de calor funcionará en el peor de los casos, como un calentador de resistencia.

La capacidad de enfriamiento de un sistema de refrigeración (la rapidez del calor extraído del espacio refrigerado) con frecuencia se expresa en toneladas de refrigeración equivalentes a 12.000 Btu/h ó 12660 KJ/h. Esto tiene su base en la capacidad que tiene un sistema de refrigeración en convertir 1 tonelada de agua líquida a 0 °C (32 °F) en hielo a 0°C (32 °F) en 24 horas.

1.2. CICLO DE CARNOT INVERSO

Es un ciclo reversible, que permite que los cuatro procesos existentes en el, puedan invertirse, el cual se desarrolla al someter el refrigerante a los dispositivos termodinámicos como lo es el evaporador, compresor, condensador, y turbina. Este ciclo puede operar según la necesidad presentada, para enfriar con un refrigerador de carnot, y si se desea la carga de calor se utiliza una bomba de calor de carnot.



Veamos el comportamiento del refrigerante en relación a la Temperatura y entropía en cada uno de los dispositivos:

1-2: Evaporador; Se absorbe calor desde una región fría TL, de forma **isotérmica** ($T1 = T2$)

2-3: Compresor: Se comprime una mezcla de líquido y vapor del refrigerante es decir, disminuye el volumen y aumenta su presión, en un proceso **isoentrópico** ($S2 = S3$).

3-4 Condensador; Se transfiere calor reversible a la región caliente TH, a través de un proceso **isotérmico** ($T3 = T4$), donde el refrigerante experimenta cambios de fase (vapor a líquido).

4-1: Turbina; se expande el refrigerante con alto contenido de humedad **isoentrópicamente** hasta, alcanzar la temperatura mínima TL.

1.3 SELECCIÓN DE REFRIGERANTES.

En el proceso de refrigeración, el uso y selección de los refrigerantes no se ha tratado a causa de que no es necesario hacerlo en conexión con los principios físicos básicos del cambio de estado de los cuerpos.

En la práctica son usados diferentes refrigerantes de acuerdo con sus aplicaciones y necesidades. Los factores más importantes del refrigerante son los siguientes:

- **No debe ser venenoso.** Cuando esto es imposible, el refrigerante necesariamente ha de tener un olor característico o forzosamente ha de poseer un colorante de tal forma que cualquier fuga pueda observarse rápidamente.
- **No debe ser inflamable o explosivo.** Cuando ésta condición no se cumpla han de observarse las mismas precauciones que se indican en el punto anterior.
- **Debe tener una presión razonable,** preferentemente un poco más alta que la presión atmosférica a la temperatura requerida que debe mantenerse en el evaporador.
- Para evitar un pesado diseño de la planta de refrigeración **la presión** a la que corresponda una condensación normal **no debe ser demasiado alta.**
- **Que posea un calor de evaporación relativamente alto,** para que la transmisión de calor se lleve a cabo con el mínimo posible de refrigerante en circulación.
- El vapor no debe tener un **volumen específico demasiado alto,** puesto que esto es determinante de la carrera del compresor a una determinada producción de frío.
- **Debe ser estable** a las temperaturas y presiones normales en una planta de refrigeración.
- **No debe ser corrosivo,** tanto en forma líquida o vapor no atacará a los materiales normales de diseño en una planta frigorífica.

- **No debe destruir al aceite de lubricación.** El refrigerante necesariamente ha de ser fácil de adquirir y manipular.

Refrigerantes fluorados.

Los refrigerantes fluorados siempre llevan la designación "R" seguido de un número, por ejemplo: R134a, R404A, R510, etc. Muy a menudo también se emplean sus nombres comerciales.

Los refrigerantes fluorados todos tienen las siguientes características:

- Vapor sin olor y no es irritante. No son venenosos, excepto en presencia del fuego pueden dar ácido.
- No son corrosivos.
- No son inflamables ni explosivos.

Los refrigerantes fluorados más comunes son:

R407C y R410, Es el que más se usa en instalaciones de Aire Acondicionado y bombas de calor.

R134a normalmente se usa en pequeñas plantas de refrigeración a causa de entre otras cosas, que calor de evaporación de la cantidad de refrigerante en circulación es relativamente pequeño.

R404a, Es el refrigerante que se usa en plantas de congelación donde se necesitan más bajas temperaturas.

Además de estos refrigerantes fluorados, hay una larga serie de otros que no se ven a menudo hoy: R23, R417, R508a, etc.

Refrigerantes secundarios

Como medio de la transmisión del calor del evaporador a su alrededor se emplean los llamados "refrigerantes secundarios". Se puede usar por ejemplo: agua, y aire.

1.4. PRINCIPALES DIVERGENCIAS ENTRE LOS CICLOS REALES E IDEALES Y LAS CAUSAS QUE LAS PROVOCAN.

- En el ciclo real el Proceso de Compresión ya no es isoentrópico.
- A la salida del evaporador el estado del refrigerante es Vapor sobrecalentado, mientras que en el ciclo ideal a la salida del mismo existe es Vapor saturado.
- A la salida del condensador el estado del refrigerante es Líquido subenfriado ó comprimido, mientras que en el ciclo ideal a la salida del mismo existe es Líquido saturado.
- Caída de presión en el condensador y en el evaporador.

Diferencias entre el ciclo de carnot y el ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Puedes notar que en el ciclo de carnot durante el proceso 2-3 envuelve la compresión de una mezcla líquido-vapor, la cual requiere que el compresor maneje las dos fases, y en el proceso 4-1 se presenta la expansión de refrigerante con un alto contenido de humedad en la turbina. Mientras que en el ciclo de compresión de vapor durante el proceso 1-2 la compresión de vapor saturado obteniendo vapor sobrecalentado, y el proceso 3-4 se da la expansión del refrigerante como líquido saturado (3) en una válvula de expansión.

¿Cuál ciclo es más conveniente para ser utilizado en la realidad?

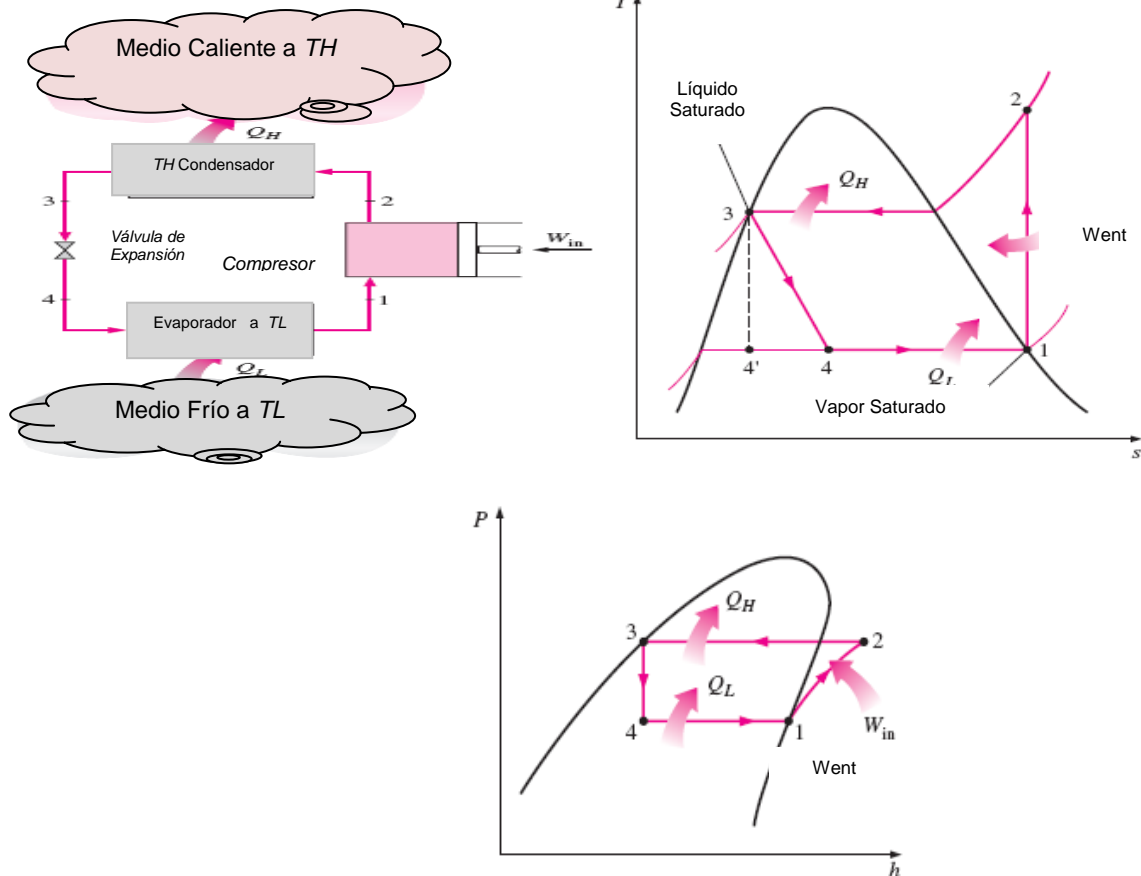
Es más conveniente utilizar el ciclo de compresión de vapor, ya que es más fácil comprimir solo vapor y no mezcla vapor – líquido, por el daño de la presencia de humedad que puede causar al compresor y a la turbina. A su vez es más económico tener expansión irreversible a través de una válvula de expansión que en una turbina.

1.5. CICLO IDEAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

En este ciclo se expondrán diversos criterios que difieren del ciclo de carnot antes expuesto, te invito analizar principalmente su arreglo, el diagrama Temperatura – Entropía (Ts), y el diagrama Presión – Entalpía (Ph).

En el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor como vapor saturado y se comprime hasta llegar a vapor sobrecalentado, luego al ceder calor al ambiente este es enfriado hasta llegar a líquido saturado en el condensador. Es entonces estrangulado a la presión del evaporador y se evapora a medida que absorbe calor del espacio refrigerado.

Ahora analizamos los Diagramas Ts y Ph...



Funcionamiento de los dispositivos del sistema de refrigeración.

4-1: Evaporador; Se absorbe calor desde una región fría TL, de forma **isotérmica** ($T_4 = T_1$), para que la transferencia de calor sea altamente efectiva es necesario que la Temperatura de saturación del Refrigerante sea menor que la temperatura de la región fría, es decir $T_1 < T_L$, en cuanto a la entropía se observa que $S_1 > S_4$, al igual que la entalpía ($h_1 > h_4$), mientras que las presiones permanecen constantes **proceso isobárico** ($P_1 = P_4$).

1-2: Compresor: Se comprime vapor saturado del refrigerante, disminuye el volumen y aumenta su presión ($P_2 > P_1$) y por ende su temperatura ($T_2 > T_1$), obteniendo finalmente vapor sobrecalentado, en un proceso **isoentrópico** ($S_1 = S_2$), mientras que la entalpía de salida es mayor que la entalpía de entrada al mismo ($h_2 > h_1$).

2-3 Condensador; Se transfiere calor reversible a la región caliente TH, a través de un **proceso isobárico** ($P_2 = P_3$), donde el refrigerante experimenta cambios de fase (vapor sobrecalentado a líquido saturado), se puede observar que la $T_2 > T_3$ y que la entropía $S_2 > S_3$ al igual que la entalpía $h_2 > h_3$.

3-4: Válvula de estrangulamiento o de expansión; se expande el refrigerante **isoentálpicamente** ($h_3 = h_4$) hasta alcanzar bajas temperaturas ($T_4 < T_3$) al disminuir la presión ($P_4 < P_3$), mientras que la entropía aumenta ($S_4 < S_3$).

Para cada proceso, la **ecuación general de energía en régimen estacionario** por unidad de masa, despreciando la variación de la energía cinética y potencial está dada por:

$$q + w = h_{sal} - h_{ent}.$$

La **capacidad de refrigeración**, es el flujo de calor transferido en el evaporador planteada así:

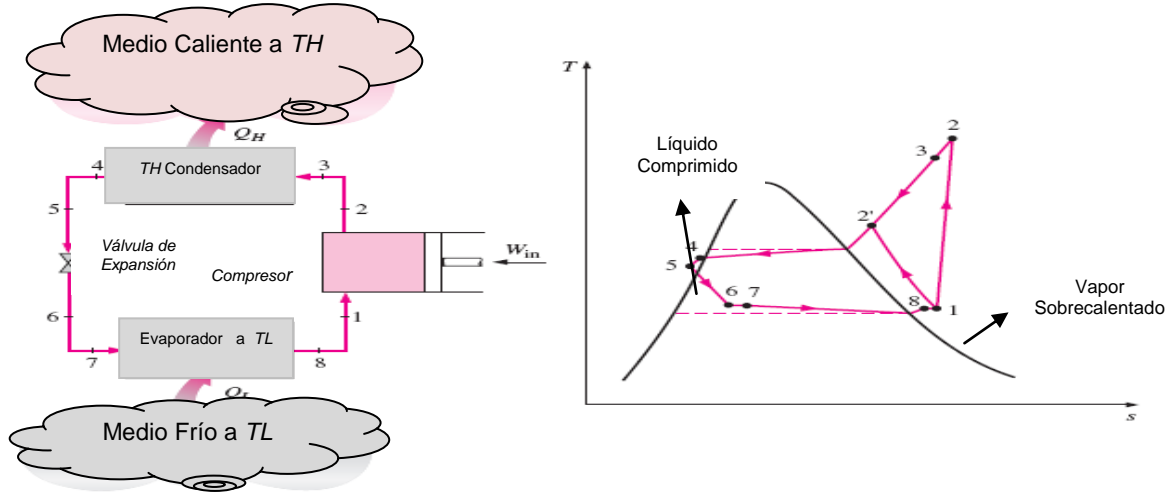
$$\dot{Q}_{evap} = m (h_1 - h_4)$$

En el compresor y en el proceso de estrangulamiento no se transfiere calor, mientras que sólo existe trabajo en el proceso de compresión. El **coeficiente de operación** del ciclo está dado por:

$$COP_{REF} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{W_{Comp}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

1.6. CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Este ciclo difieren del ciclo IDEAL de compresión de vapor, en ciertos aspectos como lo son las irreversibilidades en los dispositivos mecánicos, causadas por la fricción del fluido en las tuberías y conexiones entre los mismos.

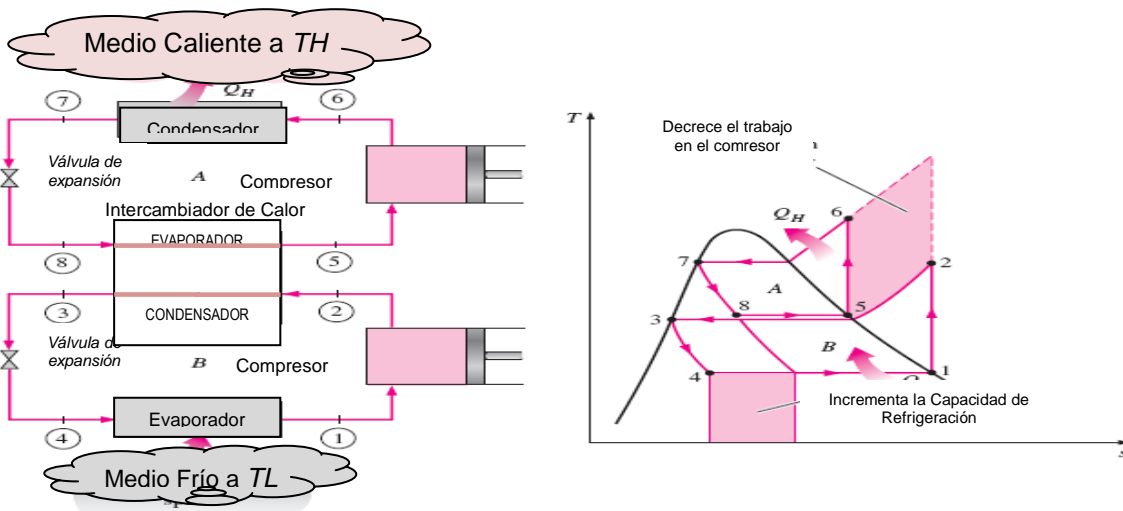


1.7 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR INNOVADORES

Para aplicaciones de temperatura muy bajas algunos sistemas de refrigeración innovadores utilizados son:

1.7.1- SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR DE DOBLE CASCA DA

Es un conjunto de ciclos de compresión de vapor simple en un arreglo en serie, de tal forma que el condensador de un ciclo de temperatura inferior, proporciona calor al evaporador de un ciclo de temperatura mayor, a través de un intercambiador de calor.



La solución es utilizar un ciclo de doble cascada, y con este sistema se logra aumentar el COP considerablemente, en comparación a los ciclos de refrigeración simple.

Despreciando las variaciones de energía cinética y potencial en régimen estacionario y considerando el intercambiador de calor (condensador del ciclo inferior y evaporador del ciclo superior) adiabático, el balance de energía se plantea:

$$\dot{m}_A(h_5 - h_8) = \dot{m}_B(h_2 - h_3) \longrightarrow \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8}$$

$$\text{COP}_{R,\text{cascade}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{net,in}}} = \frac{\dot{m}_B(h_1 - h_4)}{\dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1)}$$

1.7.2.- SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR MULTITAPAS.

En este ciclo el intercambiador de calor presente en doble cascada es sustituido por una cámara de mezcla (llamado una cámara de evaporación instantánea) debido a que tiene mejores características de transferencia de calor.

Aplicando el balance de energía en la cámara de mezcla en condiciones adiabáticas, para determinar la entalpía, a la salida de la cámara se tiene:

$$X h_3 + (1-X) h_2 = 1h_9$$

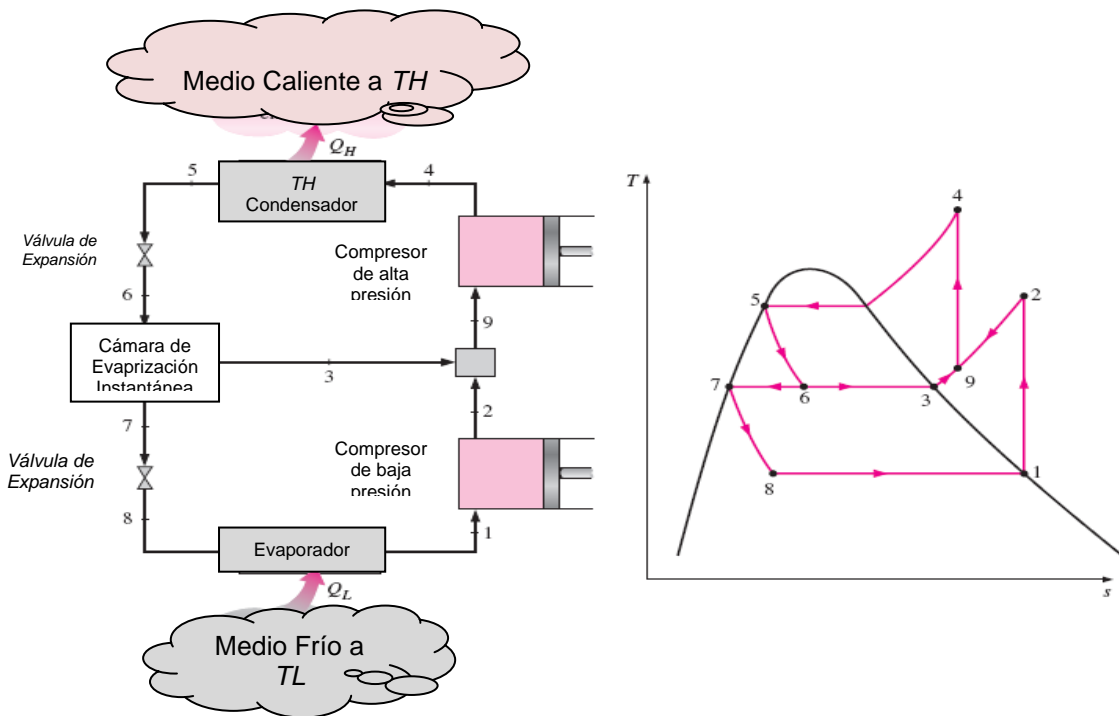
- El efecto de refrigeración por unidad de masa que atraviesa el evaporador es: $Q_{refrig} = (1-X) (h_1 - h_8)$

- El trabajo total suministrado al compresor por unidad de masa que atraviesa el condensador es la suma de las dos (2) etapas, es decir:

$$W_{comp} = (1-X) (h_2 - h_1) + 1(h_4-h_3)$$

- El COP del ciclo de compresión de vapor de dos etapas, con refrigeración intermedia regenerativo, se sigue definiendo como:

$$COP_{REF} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{W_{Comp}}$$



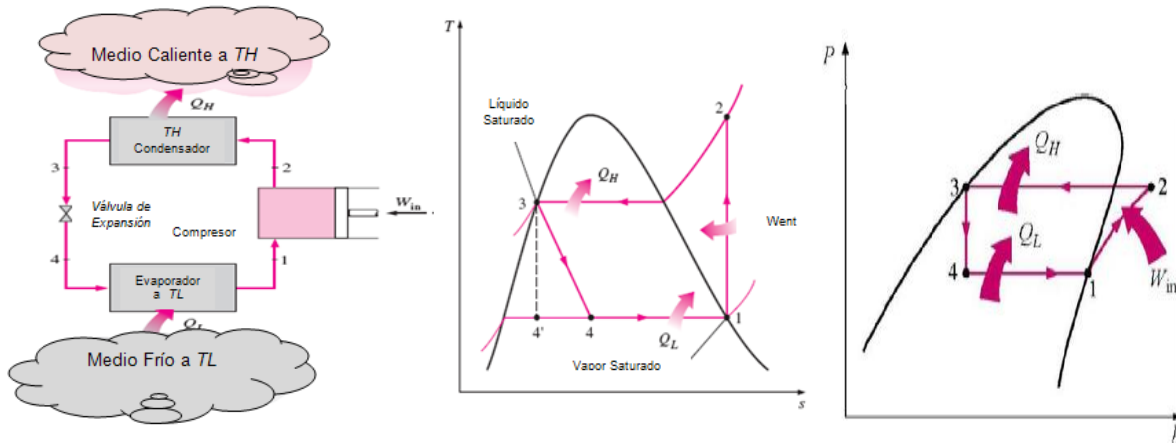
EJERCICIOS RESUELTOS

1. Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor

Considere un sistema de refrigeración que opera en un ciclo ideal con **R-134a**, como fluido de trabajo y opera en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor con una temperatura en el evaporador de **5 °F** y una temperatura de salida en el condensador de **110 °F**. Si el rendimiento adiabático del compresor es de **80%**. El flujo másico del refrigerante es **5 lbm/min**. Determine:

- Potencia real suministrada al compresor en hp.
- Tasa de remoción de calor del espacio refrigerado en toneladas.
- Coficiente de funcionamiento
- Desplazamiento efectivo, en pie^3/min

Suposiciones: Existen condiciones estables de operación y los cambios en la energía cinética y potencial son despreciables. El esquema y diagrama (T-s y P-h) para un ciclo simple ideal por compresión de vapor es el siguiente:



Datos; R -134a

Se especifican los datos que nos proporciona el ejercicio en la tabla siguiente. Debido a que el análisis a realizar en el ciclo es energético, se procede a determinar los valores de entalpía en cada punto del ciclo según lo planteado teóricamente.

ITEM	Estado	P (Psia)	T °F	h (Btu/lbm)	S (Btu/lbmR)	Vf (ft ³ /lbm)
1	Vapor Sat		5	102.47	0.2219	1.9208
2	Vapor Sob.	161.04		119.55	0.2219	
3	Líquid.Sat	161.04	110	47.81		
4	Mezcla		5	47.81		

- Se debe encontrar la entalpía 1: En la **tabla de R-134a**, como fluido de trabajo en estado de vapor saturado, se busca el valor de **hg** a la temperatura de **5°F**, y a su vez la **Sg**.
- Se desea conocer la **h2**, en la tabla de **R-134a**, como fluido de trabajo en estado de vapor sobrecalentado, con dos propiedades pero solo se conoce la **S1 = S2= 0.2219**, estaría faltando otra propiedad que permita ubicar en las tablas el valor de la entalpía **h2**, al estudiar el diagrama Presión-entalpía, se reconoce que **P2 = P3**, la cual se ubica en la tabla de saturación a **T3 = 110°F**, Cuyo valor es de **P3 = 161.04 Psia**, ahora en la tabla de vapor sobrecalentado se ubica **h2**, para lo que es necesario interpolar:

Para presión de 160 Psia

h (Btu/lbm)	S(Btu/lbm R)
118.89	0.2209
Y=?	0.2219
124.41	0.2303

Donde Y= h2 a **160 Psia**; h2=119.47 Btu/lbm

Para presión de 180 Psia

h (Btu/lbm)	S(Btu/lbm R)
117.41	0.2166
Y=?	0.2219
123.21	0.2264

Donde Y= h2 a **180 Psia**; h2=120.54 Btu/lbm

Ahora para **presión de 161.64 Psia**, se interpola entre los valores obtenidos anteriormente,

Donde $Y = h_2$ a **161.64 Psia**; $h_2 = 119.55$ Btu/lbm

P (Psia)	h (Btu/lbm)
160	119.47
161.64	Y=?
180	120.54

- Para ubicar la **h3**: En la tabla de **R-134a**, como fluido de trabajo en estado de líquido saturado, se busca el valor de **hf = h3** a la temperatura de 110 °F.

Y analizando el diagrama Presión – entalpía, se observa que la $h_3 = h_4$, debido a que en la válvula de estrangulamiento existe un proceso isoentálpico.

- a) Para determinar la potencia real de compresión, se plantea conseguir la potencia ideal y con la eficiencia proporcionada como dato, se calcula la potencia real.

Se realiza el balance de energía en el compresor

$$h_1 \dot{m}_1 + \dot{W}_{comp} = h_2 \dot{m}_2 \quad \text{como} \quad \dot{m}_1 = \dot{m}_2 :$$

Entonces:

$$\dot{W}_{comp} = (h_2 - h_1) * \dot{m}$$

$$\dot{W}_{comp} = (119.55 \text{ Btu/lbm} - 102.47 \text{ Btu/lbm}) * 5 \text{ lbm/min}$$

$$\dot{W}_{comp} = 85.4 \text{ Btu/min}$$

Se plantea la ecuación de eficiencia adiabática del compresor y se resuelve calculando la potencia real del compresor.

$$\eta_{comp} = \frac{\dot{W}_{ideal}}{\dot{W}_{real}} \quad \text{despejado se obtiene} \quad \dot{W}_{real} = \frac{\dot{W}_{ideal}}{\eta_{comp}} = \frac{85.4 \text{ Btu/min}}{0.80}$$

$$\dot{W}_{real} = 106.75 \text{ Btu/min} * \frac{0.02356 \text{ hp}}{1 \text{ Btu/min}} = 2.51 \text{ hp}$$

- b) La Tasa de remoción de calor del espacio refrigerado en toneladas, es la capacidad de refrigeración que se obtiene determinado la cantidad de calor absorbido por el evaporador (efecto refrigerante).

$$h_4 \dot{m}_4 + \dot{Q}_{sum} = h_1 \dot{m}_1 \quad \text{como} \quad \dot{m}_4 = \dot{m}_1$$

$$\text{Entonces; } \dot{Q}_{sum} = (h_1 - h_4) * \dot{m}$$

$$\dot{Q}_{sum} = (102.47 \text{ Btu/lbm} - 47.81 \text{ Btu/lbm}) * 5 \text{ lbm/min}$$

$$\dot{Q}_{sum} = 273.3 \text{ Btu/min} * \frac{1 \text{ ton}_{ref}}{200 \text{ Btu/min}} = 1.36 \text{ ton}_{ref}$$

- c) Para determinar el COP es necesario aclarar que debido a que ya se determinó la potencia real de compresión el COP a determinar se tomará en cuenta este valor.

$$\underline{COP} = \frac{\dot{Q}_{sum}}{\dot{W}_{real}} \cong \frac{273.3 \text{ Btu/min}}{106.75 \text{ Btu/min}} = 2.56$$

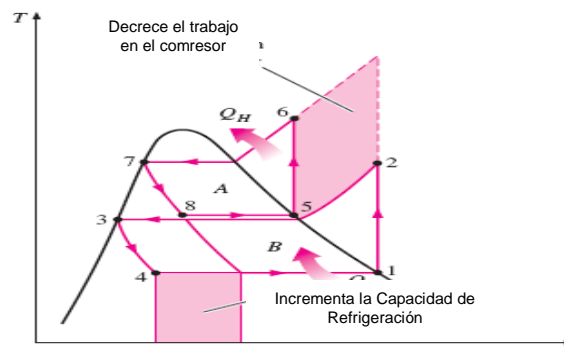
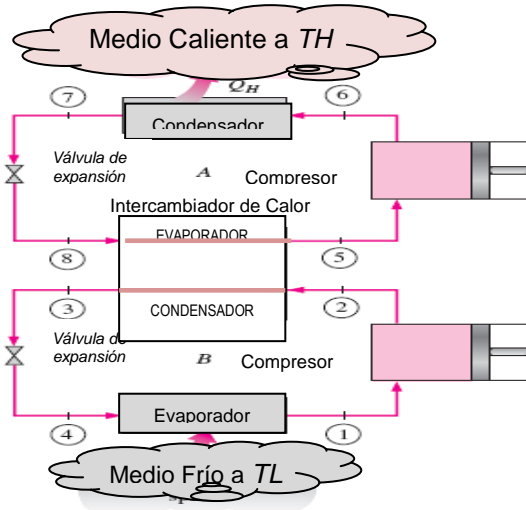
- d) El desplazamiento efectivo es equivalente a la capacidad en flujo volumétrico que el compresor puede comprimir.

$$\dot{V}_{comp} = \dot{m}_{comp} * v_1 = 5 \text{ lbm/min} * 1.9208 \text{ ft}^3/\text{lbm} = 9.604 \text{ ft}^3/\text{min}$$

2.- Ciclo de Refrigeración en cascada de dos etapas

Considere un sistema de refrigeración en cascada de dos etapas que opera con refrigerante **12** en el ciclo inferior y **R-134a** en el ciclo superior como fluido de trabajo. El rechazo de calor en el ciclo inferior al ciclo superior sucede en un intercambiador de calor a contraflujo adiabático, donde la corriente del ciclo inferior entra a **0.5 Mpa**. El circuito del refrigerante **12** funciona entre **0.10 y 0.50 Mpa**. El ciclo ideal del circuito de refrigerante **134a** funciona entre **-8°C y 1000 Kpa**. La capacidad de refrigeración del evaporador de baja temperatura es de **6 Ton**. Suponga un Sistema de flujo estable, energía cinética y potencial nula. Determine:

- Tasa de flujo másico del refrigerante en ambos ciclos.
- Entrada de potencia en ambos compresores en KW.
- Coefficiente de operación del sistema de cascada.



Obteniendo los valores de entalpía de forma análoga al ejercicio nro 1.

ITEM	P (Mpa)	T °C	h (Kj/Kg)	S (Kj/Kg °K)	Vf (m³/Kg)
1 R-12	0.10		338.10	1.5749	0.15999
2 R-12	0.50		365.88	1.5749	
3 R-12	0.50		214.68		
4 R-12	0.10		214.68		
5 R-134a	0.21704	-8	242.54	0.9239	0.0919
6 R-134a	1		274.18	0.9239	
7 R-134a	1		105.29		
8 R-134a		-8	105.29		

Con el objetivo de conocer la respuesta:

- Se aplica balance de energía en el Intercambiador de calor, ya que se necesita conocer el flujo másico en el ciclo inferior y superior.

$$\begin{aligned} \dot{m}_A h_5 + \dot{m}_B h_3 &= \dot{m}_A h_8 + \dot{m}_B h_2 \\ \dot{m}_A (h_5 - h_8) &= \dot{m}_B (h_2 - h_3) \end{aligned}$$

Ec.1

Para realizar el cálculo se necesita determinar el flujo másico en el circuito de baja temperatura, conociendo la tasa de remoción de calor absorbida a través del evaporador del ciclo inferior, se tiene:

$$Q_{evap} = 6 \text{ Ton}_{ref} * 12660 \text{ Kj/h} * \frac{1 \text{ Kw.seg}}{1 \text{ Kj}} * \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ seg}} = 21.1 \text{ Kw}$$

Entonces,

$$Q_{Evap} = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

$$\dot{m}_B = \frac{Q}{h_1 - h_4} = \frac{21.1 \text{ Kw}}{(338.10 - 214.68) \text{ Kj/Kg}} = 0.170 \text{ Kg/seg}$$

Despejando de la Ec.1, para conocer el flujo másico del ciclo superior, se tiene:

$$\dot{m}_A = \frac{(h_2 - h_3) \cdot \dot{m}_B}{h_5 - h_8} = \frac{(365.88 - 214.68) \text{ Kj/Kg} \cdot (0.170 \text{ Kg/seg})}{(242.54 - 105.29) \text{ Kj/Kg}} = 0.1872 \text{ Kg/seg}$$

b) Para determinar la entrada de potencia en ambos compresores en Kw.

$$W_{comp,A} = \dot{m}_A (h_6 - h_5)$$

$$W_{comp,A} = 0.1872 \text{ Kg/seg} (274.18 \text{ Kj/Kg} - 242.54) \text{ Kj/Kg} \quad W_{comp,A} = 5.92 \text{ Kw}$$

Ahora, se obtiene la potencia del compresor del ciclo inferior:

$$W_{comp,B} = \dot{m}_B (h_2 - h_1)$$

$$W_{comp,B} = 0.170 \text{ Kg/seg} (365.88 - 338.10) \text{ Kj/Kg} \quad W_{comp,B} = 4.72 \text{ Kw}$$

Determinando la potencia total de compresores en el ciclo:

$$W_{comp} = W_{compA} + W_{compB}$$

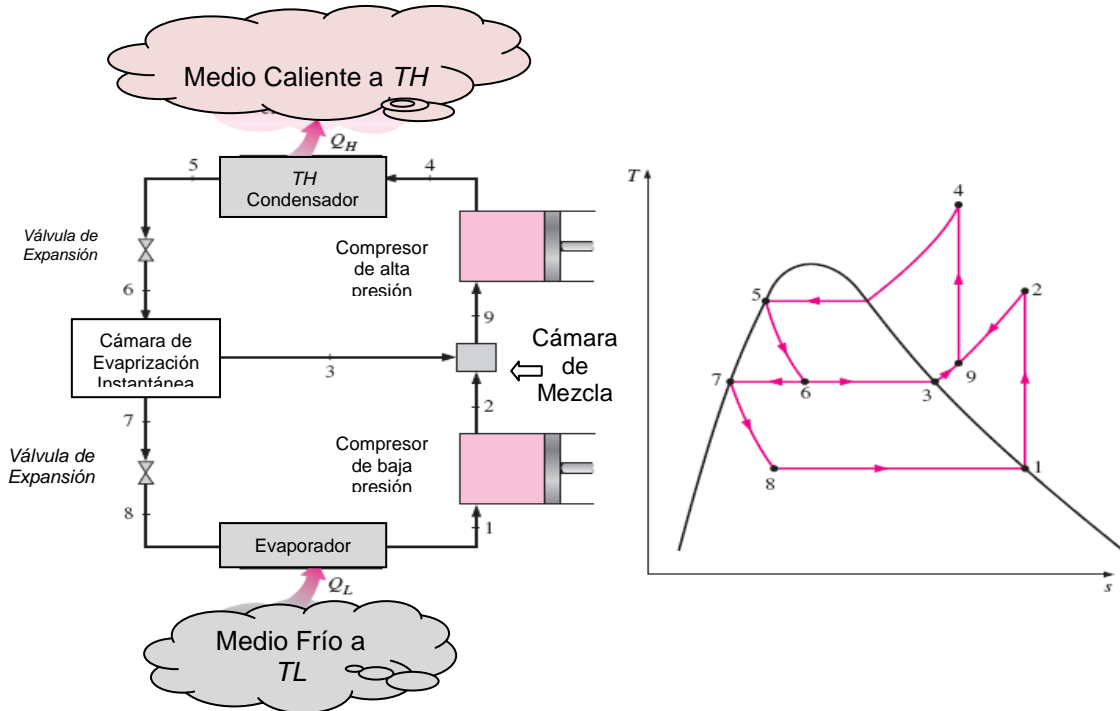
$$W_{comp} = 10.64 \text{ Kw}$$

c) Coeficiente de operación:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} = \frac{21.11 \text{ Kw}}{10.64 \text{ Kw}} = 1.98$$

3. Sistema de refrigeración de múltiples etapas

Un sistema de refrigeración por compresión de vapor ideal de dos etapas con refrigeración intermedia regenerativo funciona con refrigerante **134a**, donde el evaporador funciona con una temperatura de **-5°F**, la cámara de evaporación instantánea y la cámara de mezcla con una presión de **50 Psia** y el condensador opera a **200 Psia**. Suponga que no hay ninguna pérdida. Se requiere que se extraiga calor a una rapidez de **4 Ton**, determine: **a)** La potencia del compresor de baja presión, en hp. **b)** el flujo másico que sale de la cámara de evaporación instantánea y entra a la cámara de mezcla, en lbm/min. **c)** la potencia de entrada en el compresor de alta presión, en hp, y **d)** el COP de flujo global.



Se especifican los datos que nos proporciona el ejercicio en la tabla siguiente. Debido a que el análisis a realizar en el ciclo es energético, se determinan los valores de entalpía en cada punto del ciclo según lo planteado teóricamente.

ITEM	P (Psia)	T °F	h (Btu/lbm)	S (Btu/lbm R)	Vf (ft³/lbm)
1		-5	101.02	0.2230	2.3992
2	50		109.51	0.2230	
3	50		107.43		
4	200		121.292		
5	200		53.44		
6	50		53.44		
7	50		24.14		
8		-5	24.14		
9	50		108.778		

a) Potencia en el compresor de baja presión, en Hp:

$$W_{C,Baja} = m_1 (h_2^* - h_1^*) \quad \text{Ec.1}$$

Se Determina el flujo másico en el sistema de baja:

$$m_1^* = \frac{Q_{evap}}{(h_1 - h_8)} = \frac{4 \text{ Ton}_{ref} * 200 \text{ Btu/min}}{(101.02 - 24.14) \text{ Btu/lbm}} = 10.40 \text{ lbm/min}$$

Sustituyendo en la Ec.1

$$W_{C,Baja}^* = 10.406 \text{ lbm/min} * (109.51 - 101.02) \text{ Btu/lbm} = 88.37 \text{ Btu/min}$$

$$W_{C,Baja}^* = \frac{88.37 \text{ Btu}}{\text{min}} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} * \frac{1 \text{ Hp}}{2544.5 \text{ Btu/h}} = 2.08 \text{ Hp.}$$

b) Para determinar el flujo másico que sale de la cámara de evaporación instantánea y entra a la cámara de mezcla, en lbm/min.

$$\begin{aligned} h_6 m_6 &= h_7 m_7 + h_3 m_3 \\ m_7 &= m_1 & m_6 &= m_7 + m_3 \end{aligned}$$

Sustituyendo:

$$h_6 (m_7 + m_3) = h_7 m_7 + h_3 m_3$$

$$m_3 = \frac{m_7 (h_6 - h_7)}{(h_3 - h_6)} \Rightarrow m_3 = \frac{m_1 (h_6 - h_7)}{(h_3 - h_6)} \Rightarrow m_3 = \frac{10.40 \text{ lbm/min} (53.44 - 24.14) \text{ Btu/lbm}}{(107.43 - 53.44) \text{ Btu/lbm}}$$

$$m_3 = 5.64 \text{ lbm/min}$$

c) Para conocer la potencia en el compresor,

$$W_{C,alta}^* = m_9 (h_4 - h_9)$$

Es necesario determinar la entalpía 4 y 9, como primer paso se realiza el balance de energía en la cámara de mezcla:

$$h_9 m_9 = h_2 m_2 + h_3 m_3$$

$$h_9 = \frac{h_2 m_2 + h_3 m_3}{m_9}$$

Se determina:

$$m_9 = m_2 + m_3 \quad \text{Si, } m_2 = m_1 \quad \text{entonces,}$$

$$m_9 = (10.40 + 5.64) \text{ lbm/min} = 16.04 \text{ lbm/min}$$

Luego se sustituye,

$$h_9 = \frac{(109.51 \text{ Btu/lbm}) * (10.40 \text{ lbm/min}) + (107.43 \text{ Btu/lbm}) * (5.64 \text{ lbm/min})}{(16.04 \text{ lbm/min})}$$

$$h_9 = 108.778 \text{ Btu/lbm}$$

Para determinar el valor de la entalpía en el estado 4, es necesario entrar a la tabla termodinámica del agua en estado de vapor sobrecalentado con dos propiedades. Dado a que solo se conoce la presión y que el proceso de compresión es isoentrópico $S_9 = S_4$, se ubica la misma.

Conocida la entalpía en el estado 9 y presión de 50 Psia, en la tabla de **vapor sobrecalentado**, se ubica la S_9 , interpolando.

$$S_9 = 0.22155$$

Luego con esa entropía se busca la entalpía del estado 4 a **vapor sobrecalentado** a 200 psia.

$$h_4 = 121.292 \text{ Btu/lbm}$$

Con los valores correspondientes se calcula la potencia en el compresor de alta presión:

$$W_{C,alta}^* = m_g (h_4 - h_9) = 16.04 \text{ lbm/min} * (121.292 - 108.778) \text{ Btu/lbm} = 200.69 \text{ Btu/min}$$

$$W_{C,alta}^* = 200.69 \frac{\text{Btu}}{\text{min}} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} * \frac{1 \text{ Hp}}{2544.5 \text{ Btu/h}} = 4.73 \text{ Hp.}$$

d) Coeficiente de funcionamiento de operación:

$$COP = \frac{Q_{evap}^*}{W_{C,baja}^* + W_{C,alta}^*} = \frac{800 \text{ Btu/min}}{(88.37 + 200.69) \text{ Btu/min}} = 2.76$$

EJERCICIOS PROPUESTOS

1.- Al compresor de un refrigerador **entra R-134a** con presión de **140Kpa** y **-10°C** y a una tasa de **0.3 m³/min**, y sale a **1 Mpa**. La eficiencia isoentrópica del compresor es de **78%**. El refrigerante entra a la válvula de estrangulamiento a **0.95 Mpa** y **30°C** y sale del evaporador como vapor saturado a **-18.5°C**. Muestre el ciclo en un diagrama T-s y determine:

- Entrada de potencia al compresor
- Tasa de remoción de calor del espacio refrigerado
- Caída de presión y la tasa de ganancia de calor entre en la línea entre el evaporador y el compresor

2.- En un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, el **refrigerante 12** sale del evaporador a **0°F** con una entalpía de **77.550Btu/Lbm** y una entropía de **0.17222Btu/Lbm.°R**. Las presiones en el evaporador y en el condensador son **20 y 180 Psia**, respectivamente. El fluido que entra en el condensador está a **200°F** y al salir se encuentra a **120°F**. La capacidad de refrigeración es de **10 toneladas**. Determine:

- Gasto másico en Lbm/min
- Potencia de compresión en hp
- Eficiencia adiabática de compresión
- COP

3.- Un sistema de refrigeración en cascada emplea **refrigerante 13** en el extremo de temperatura baja y **refrigerante 12** en el ciclo de temperatura mayor. El ciclo con el refrigerante 13 opera entre **58.2 y 240Psia**. Las entalpías en el ciclo inferior: del vapor saturado que sale del evaporador a **-60°F**, del vapor sobrecalentado que sale **48°F** del compresor isoentrópico y del líquido saturado que entra a **20°F** en el dispositivo de estrangulamiento valen: **52.39, 62.50 y 15.44 Btu/Lbm, respectivamente**. El ciclo ideal con el refrigerante 12 opera entre **20 y 160 psia**. La capacidad de refrigeración del evaporador de temperatura baja es de **4 toneladas**. Determine:

- Gastos másicos en los dos ciclos
- Potencia neta
- COP

4.- Un sistema de refrigeración de dos etapas con enfriamiento intermedio regenerativo funciona con **refrigerante 12** y tiene presiones **30, 60 y 140 psia** en el evaporador, en la cámara separadora y en el condensador, respectivamente. Suponga que la compresión es isoentrópica, que el estrangulamiento es isoentálpico y que no hay ninguna otra pérdida. Si la capacidad de refrigeración es **5 toneladas**, determine:

- Gasto másico del evaporador
- La potencia del compresor de presión de baja
- Gasto másico que sale de la cámara separadora y entra a la cámara de mezclado
- Potencia del compresor de baja
- COP

Si todo se pudiera tener en la vida sin ningún esfuerzo y todo fuera permitido no existirían las ganas ni la esperanza de luchar.