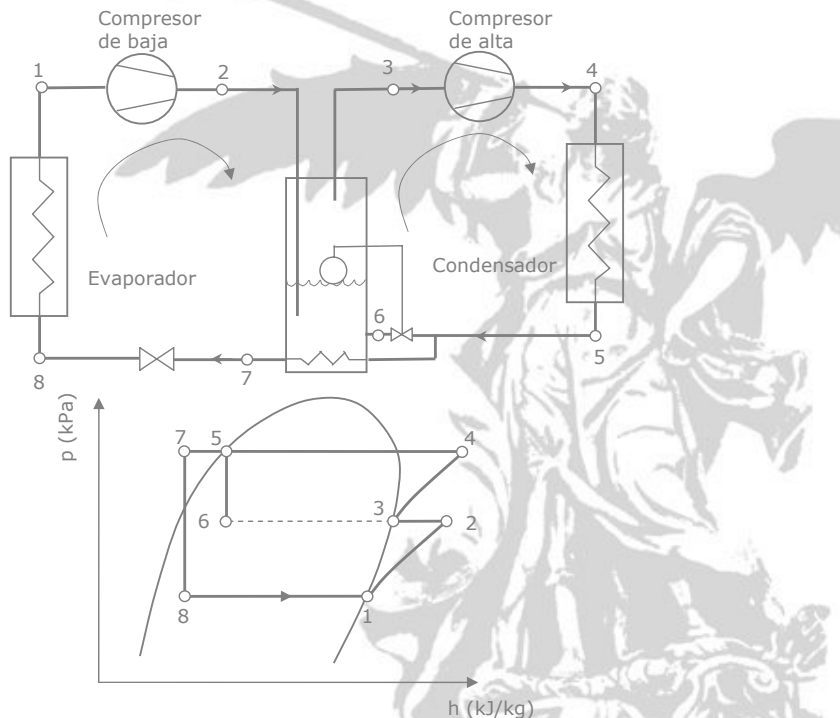


Colección de Problemas Resueltos de Tecnología Frigorífica

Versión 2.2 (marzo de 2004)



Autor: Juan Francisco Coronel Toro
Profesor asociado del Grupo de Termotecnia
Dpto. de Ingeniería Energética y mecánica de Fluidos
Universidad de Sevilla

Este documento está basado en versiones anteriores desarrolladas por:

- ☐ D. Ramón Velázquez Vila
- ☐ D. José Guerra Macho
- ☐ D. Servando Álvarez Domínguez
- ☐ D. José Luis Molina Félix
- ☐ D. David Velázquez Alonso
- ☐ D. Luis Pérez-Lombard
- ☐ D. Juan F. Coronel Toro

Todos ellos pertenecientes al Grupo de Termotecnia.

Parte de la información ha sido tomada de las siguientes referencias:

- ☐ DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING, TECHNICAL UNIVERSITY OF DENMARK, *COOLPACK, A collection of simulations tools for refrigeration*, Versión 1.46 (2000).
- ☐ STOECKER, W.F. *Industrial Refrigeration Handbook*. 1st ed. McGraw Hill (1998)
- ☐ KLEIN, S.A. y ALVARADO, F.L., *Engineering Equation Solver Software (EES)*, Academia Versión 6.271 (20-07-2001).

Índice

Índice.....	2
Problema 1.....	3
Problema 2.....	5
Problema 3.....	8
Problema 4.....	10
Problema 5.....	12
Problema 6.....	14
Problema 7.....	17
Problema 8.....	20
Problema 9.....	23
Problema 10.....	25
Problema 11.....	28

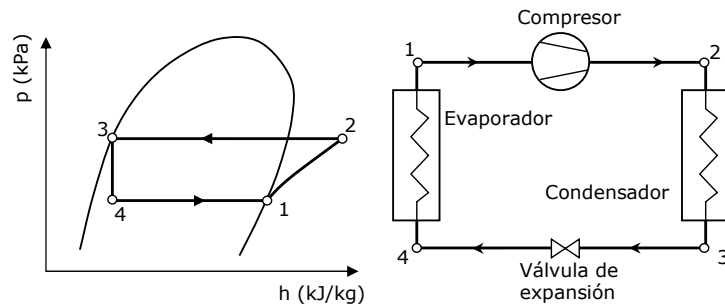
Problema 1

Ciclo simple de compresión mecánica

Una máquina frigorífica utiliza el ciclo estándar de compresión de vapor. Produce 50 kW de refrigeración utilizando como refrigerante R-22, si su temperatura de condensación es 40°C y la de evaporación -10°C, calcular:

- Efecto frigorífico
- Caudal de refrigerante
- Potencia de compresión
- Coefficiente de eficiencia energética
- Relación de compresión
- Caudal volumétrico de refrigerante manejado por el compresor
- Temperatura de descarga del compresor
- Coefficiente de eficiencia energética del ciclo inverso de Carnot con las mismas temperaturas de evaporación y condensación

Solución:



Si trasladamos las temperaturas de evaporación (-10°C) y condensación (40°C) sobre el diagrama P-h del R-22, obtenemos los siguientes valores:

Presiones: $p_{\text{cond}} = 1533.52 \text{ kPa}$ $p_{\text{evap}} = 354.3 \text{ kPa}$

Entalpías: $h_1 = 401.56 \text{ kJ/kg}$ $h_2 = 438.56 \text{ kJ/kg}$ $h_3 = h_4 = 249.67 \text{ kJ/kg}$

a. Efecto frigorífico: $h_1 - h_4 = 151.89 \text{ kJ/kg}$

b. Caudal de refrigerante:

$$q_f = \dot{m}_R (h_1 - h_4); \quad \dot{m}_R = \frac{q_f}{(h_1 - h_4)} = \frac{50 \text{ kW}}{151.89 \text{ kJ/kg}} = 0.3292 \text{ kg/s}$$

c. Potencia de compresión:

$$P_c = \dot{m}_R (h_2 - h_1) = 0.3292 \text{ kg/s} (438.56 - 401.56 \text{ kJ/kg}) = 12.18 \text{ kW}$$

d. Coeficiente de eficiencia energética: $\text{COP} = \frac{q_f}{P_c} = \frac{50 \text{ kW}}{12.18 \text{ kW}} = 4.105$

e. Relación de compresión: $r_c = \frac{p_{\text{cond}}}{p_{\text{evap}}} = \frac{1533.52 \text{ kPa}}{354.3 \text{ kPa}} = 4.328$

f. Caudal volumétrico de refrigerante manejado por el compresor: Este siempre se toma a la entrada al compresor y necesitamos el volumen específico en el punto 1: $v_1 = 0.06535 \text{ m}^3/\text{kg}$

$$\dot{V}_R = \dot{m}_R v_1 = 0.3292 \text{ kg/s} \cdot 0.06535 \text{ m}^3/\text{kg} = 0.0215 \text{ m}^3/\text{s} = 77.448 \text{ m}^3/\text{h}$$

g. Temperatura de descarga del compresor: Si miramos en el diagrama p-h la isoterma que pasa por el punto 2 es aproximadamente $t_2 = 64.3^\circ\text{C}$.

h. Coeficiente de eficiencia energética del ciclo inverso de Carnot con las mismas temperaturas de condensación y evaporación.

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{1}{\frac{T_{\text{cond}}}{T_{\text{evap}}} - 1} = \frac{1}{\frac{273.15 + 40 \text{ K}}{273.15 - 10 \text{ K}} - 1} = 5.263$$

Problema 2

Ciclo simple de compresión mecánica (compresores alternativos)

Se necesita evacuar 150.000 kcal/h de cierta cámara frigorífica, para lo que se decide instalar un sistema de producción de frío por compresión mecánica. La temperatura de la cámara no puede superar los -3°C y el la diferencia de temperaturas a la entrada del evaporador se estima en 7°C . Se dispone de un gran caudal de agua de pozo a 15°C que piensa utilizarse como agente condensante. El fluido frigorígeno empleado es R-134a.

Para el funcionamiento de dicha instalación se adquirió un compresor alternativo de 2.250 cm^3 de cilindrada, el cual aspira vapor con un recalentamiento en la tubería de aspiración de 10°C . Este compresor gira a 850 r.p.m. y su rendimiento volumétrico es de 0,8 para una relación de compresión de 3,3.

Calcular:

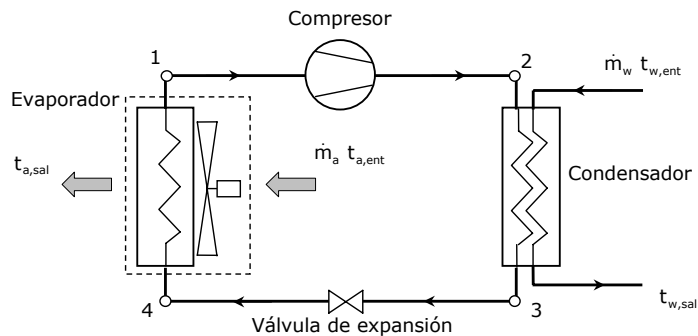
El grado de subenfriamiento del fluido condensado para que pueda funcionar la instalación con este compresor y si es posible su realización.

Nota: Considerar un salto máximo admisible en el agua de pozo de 5°C y un salto mínimo de temperaturas en el condensador (entre fluido refrigerante y agua de pozo) de 5°C .

Solución:

a. Cálculo del grado de subenfriamiento

La temperatura del aire en la cámara debe ser inferior a -3°C , por lo tanto



podemos suponer que esta es la temperatura de entrada del aire al evaporador. $t_{a,ent} = -3^{\circ}\text{C}$. Luego si el salto a la entrada al evaporador debe ser de 7°C la temperatura de evaporación será:

$$\Delta t = t_{a,ent} - t_{evap} = 7^{\circ}\text{C}; \quad t_{evap} = t_{a,ent} - \Delta t = -3 - 7 = -10^{\circ}\text{C}$$

En cuanto al condensador la temperatura de entrada al condensador del agua de pozo es de 15°C , el salto máximo en esta agua es de 5°C luego la temperatura del agua a la salida del condensador será, $t_{w,sal} = 15 + 5 = 20^{\circ}\text{C}$ y la temperatura de condensación 5°C por encima de la temperatura más alta alcanzada en el condensador:

$$\Delta t = t_{cond} - t_{w,sal} = 5^{\circ}\text{C}; \quad t_{cond} = t_{w,sal} + \Delta t = 20 + 5 = 25^{\circ}\text{C}$$

Con estos datos intentaremos dibujar el ciclo sobre un diagrama p-h de R-134a, aunque desconocemos las entalpías de los puntos 3 y 4, ya que estas dependen del grado de subenfriamiento que es nuestra incógnita. El punto 1 (entrada al compresor) se encuentra a la presión de evaporación y sobre la isoterma de 0°C ($-10^{\circ}\text{C} + 10^{\circ}\text{C}$).

Los valores de las entalpías de los diferentes puntos son:

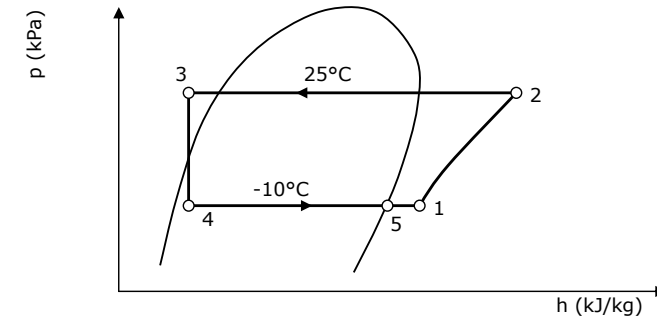
$$h_1 = 400.05 \text{ kJ/kg}$$

$$h_5 = 391.32 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 425.98 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_4 = ? \text{ kJ/kg}$$

$$v_1 = 0.10397 \text{ m}^3/\text{kg}$$



La potencia frigorífica que debe suministrar este sistema es de 150000 kcal/h = 174.42 kW.

Con los datos físicos del compresor podemos calcular el desplazamiento volumétrico de este:

$$\dot{V}_t = V_{cilindro} \omega = 2250 \text{ cm}^3 \cdot 850 \text{ rev/min} = 0.0319 \text{ m}^3/\text{s}$$

Para este caso la relación de presiones es 3.31 podemos decir que rendimiento volumétrico del compresor va a ser aproximadamente 0.8.

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{V}_{R1}}{\dot{V}_t}; \quad \dot{V}_{R1} = \eta_{vol} \dot{V}_t = 0.8 \cdot 0.0319 \text{ m}^3/\text{s} = 0.0255 \text{ m}^3/\text{s}$$

Siendo el volumen específico sobre el punto 1 $v_1 = 0.10397 \text{ m}^3/\text{kg}$, tendremos un caudal másico:

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{V}_{R1}}{v_1} = \frac{0.0255 \text{ m}^3/\text{s}}{0.10397 \text{ m}^3/\text{kg}} = 0.245 \text{ kg/s}$$

La potencia frigorífica sobre el evaporador es:

$$q_f = \dot{m}_R (h_5 - h_4);$$

despejando: $h_4 = h_5 - \frac{q_f}{\dot{m}_R} = 391.32 \text{ kJ/kg} - \frac{174.42 \text{ kW}}{0.245 \text{ kg/s}} = -320.6$ **imposible** sería necesario subenfriar el líquido a menos cientos de grados.

Problema 3

Ciclo simple de compresión mecánica (compresores alternativos)

Los datos de catálogo de un compresor son los siguientes:

Refrigerante:	R-22
Número de cilindros:	6
Velocidad de giro:	1740 r.p.m.
Diámetro del cilindro:	67 mm
Carrera:	57 mm
Porcentaje de espacio muerto:	4.8 %

Para las siguientes condiciones de operación:

Temperatura de evaporación:	5°C
Temperatura de condensación:	50°C
Subenfriamiento del líquido:	3°C
Recalentamiento del vapor:	8°C

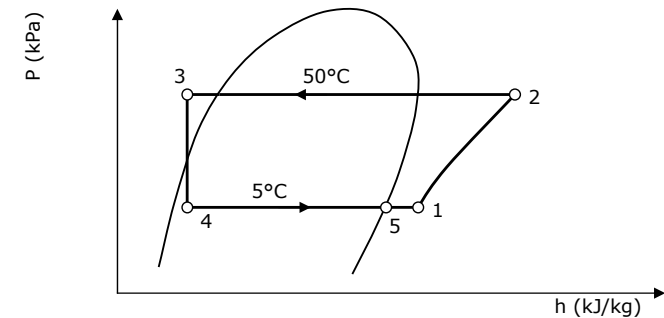
La potencia frigorífica que indica el catálogo es 96.4 kW y la potencia absorbida 28.9 kW.

Calcular:

El rendimiento volumétrico teórico, el rendimiento volumétrico real y el rendimiento isentrópico o de la compresión.

Solución:

La siguiente figura muestra el diagrama P-h del problema indicado con anterioridad.



Rendimiento volumétrico teórico:

$$\eta_{vol,t} = 1 - C \left(\frac{v_{suc}}{v_{des}} - 1 \right)$$

El factor de espacio muerto o factor de huelgo $C=0.048$, y los volúmenes específicos en la succión y la descarga:

$$v_{\text{suc}} = v_1 = 43.2 \text{ l/kg} \quad v_{\text{des}} = v_2 = 14.13 \text{ l/kg}$$

$$\eta_{\text{vol,t}} = 1 - 0.048 \left(\frac{43.2 \text{ l/kg}}{14.13 \text{ l/kg}} - 1 \right) = 0.9012$$

Desplazamiento volumétrico del compresor:

$$\dot{V}_t = N_c \omega \frac{\pi D_c^2}{4} L_c$$

Donde:

Número de cilindros: $N_c = 6$

Velocidad de giro: $\omega = 1740 \text{ r.p.m.} = 29 \text{ rev/s}$

Diámetro de cilindros: $D_c = 0.067 \text{ m}$

Carrera: $L_c = 0.057 \text{ m}$

$$\dot{V}_t = 6 \cdot 29 \text{ rev/s} \cdot \frac{\pi (0.067 \text{ m})^2}{4} \cdot 0.057 \text{ m} = 0.035 \text{ m}^3/\text{s} = 35 \text{ l/s}$$

Los valores de las entalpías de los diferentes puntos son:

$$h_1 = 413.1 \text{ kJ/kg} \quad h_2 = 445.5 \text{ kJ/kg} \quad h_3 = h_4 = 259.1 \text{ kJ/kg}$$

Balance de energía sobre el evaporador:

$$q_f = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad \dot{m}_R = \frac{q_f}{(h_1 - h_4)} = \frac{96.4 \text{ kW}}{413.1 - 259.1 \text{ kJ/kg}} = 0.6260 \text{ kg/s}$$

El caudal volumétrico de refrigerante a la entrada al compresor (punto 1) será el siguiente:

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_R v_1 = 0.6260 \text{ kg/s} \cdot 43.2 \text{ l/kg} = 27.042 \text{ l/s}$$

Por lo tanto el rendimiento volumétrico real será:

$$\eta_{\text{vol,r}} = \frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_t} = \frac{27.04 \text{ l/s}}{34.97 \text{ l/s}} = 0.773$$

El trabajo de compresión teórico o isentrópico podemos calcularlo como:

$$P_{c,s} = \dot{m}_R (h_2 - h_1) = 0.6260 \text{ kg/s} (444.5 - 413.1 \text{ kJ/kg}) = 19.656 \text{ kW}$$

Y por lo tanto el rendimiento de compresión o rendimiento isentrópico valdrá:

$$\eta_s = \frac{P_{c,s}}{P_{c,r}} = \frac{19.656 \text{ kW}}{28.9 \text{ kW}} = 0.6801$$

Problema 4

Ciclo simple de compresión mecánica (compresores alternativos)

Los datos de catálogo del compresor SP4L220E son los siguientes:

Refrigerante:	R-134a
Desplazamiento volumétrico:	86.1 m ³ /h

Para las siguientes condiciones de operación:

Temperatura de evaporación: -10°C

Temperatura de condensación: 50°C

Subenfriamiento del líquido: 5°C

Recalentamiento del vapor: 10°C

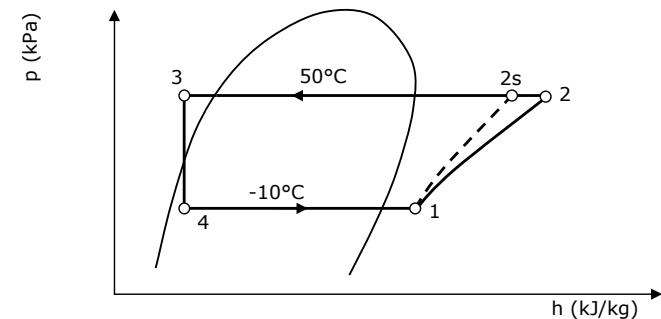
La potencia frigorífica que indica el catálogo es 23.7 kW y la potencia absorbida 10.0 kW.

Calcular:

La potencia frigorífica, el trabajo de compresión y el coeficiente de eficiencia energética, si pretendemos utilizar este compresor en un ciclo con las mismas temperaturas de evaporación y compresión pero sin subenfriamiento del líquido ni recalentamiento del vapor.

Solución:

La siguiente figura muestra el diagrama P-h (R-134a) del problema con subenfriamiento y recalentamiento. El punto "2s" es el punto de salida de un proceso de compresión isentrópico



Los valores de las entalpías de los puntos que pueden obtenerse son:

$$h_1 = 400.049 \text{ kJ/kg} \quad h_{2s} = 441.196 \text{ kJ/kg} \quad h_3 = h_4 = 263.712 \text{ kJ/kg}$$

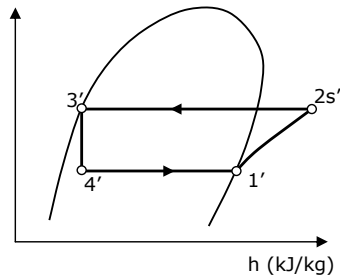
Balance de energía sobre el evaporador:

$$q_f = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad \dot{m}_R = \frac{q_f}{(h_1 - h_4)} = \frac{23.7 \text{ kW}}{400.049 - 263.712 \text{ kJ/kg}} = 0.1738 \text{ kg/s}$$

El trabajo de compresión puede obtenerse como: $P_c = \dot{m}_R(h_2 - h_1)$
Despejando de aquí la entalpía del punto "2" tendremos:

$$h_2 = h_1 + \frac{P_c}{\dot{m}_R} = 400.049 \text{ kJ/kg} + \frac{10.0 \text{ kW}}{0.1738 \text{ kg/s}} = 457.586 \text{ kJ/kg}$$

El ciclo sobre el cual queremos instalar nuestro compresor es el siguiente:



Los valores de las entalpías de los puntos son:

$$h_{1'} = 391.321 \text{ kJ/kg} \quad h_{2s'} = 430.328 \text{ kJ/kg} \quad h_{3'} = h_{4'} = 271.418 \text{ kJ/kg}$$

Al mantenerse la presión de succión y presión de descarga entre las cuales trabaja el compresor, tenemos que la relación de presiones es la misma que en el caso anterior y puede considerarse una buena hipótesis suponer que el rendimiento volumétrico y de la compresión del compresor se mantienen.

$$\text{Rendimiento volumétrico: } \eta_{vol} = \frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_t} = \frac{\dot{m}_R v_1}{\dot{V}_t} = \frac{0.1738 \text{ kg/s} \cdot 0.104 \text{ m}^3/\text{kg}}{86.1 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 1/3600} = 0.7558$$

Luego el caudal de refrigerante en el segundo caso será:

$$\dot{m}'_R = \frac{\dot{V}_t \eta_{vol}}{v_{1'}} = \frac{0.0239 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 0.7558}{0.09899 \text{ m}^3/\text{kg}} = 0.1825 \text{ kg/s}$$

La potencia frigorífica:

$$q_f = \dot{m}'_R (h_{1'} - h_{4'}) = 0.1825 \text{ kg/s} (391.321 - 271.418 \text{ kJ/kg}) = 21.880 \text{ kW}$$

Del otro parámetro que podemos considerar constante, el rendimiento isentrópico o rendimiento de la compresión, podemos obtener al trabajo absorbido por el compresor en la segunda situación:

$$\eta_c = \frac{P_{c,s}}{P_{c,r}} = \frac{\dot{m}_R (h_{2s} - h_1)}{P_{c,r}} = \frac{0.1738 \text{ kg/s} (441.196 - 400.049 \text{ kJ/kg})}{10.0 \text{ kW}} = 0.7151$$

$$P'_{c,r} = \frac{P'_{c,s}}{\eta_c} = \frac{\dot{m}'_R (h_{2s'} - h_{1'})}{\eta_c} = \frac{0.1825 \text{ kg/s} (430.328 - 391.321 \text{ kJ/kg})}{0.7151} = 9.955 \text{ kW}$$

Los valores del coeficiente de eficiencia energética, vale en ambos casos:

$$\text{COP} = \frac{q_f}{P_c} = \frac{23.7 \text{ kW}}{10.0 \text{ kW}} = 2.37 \quad \text{COP}' = \frac{q'_f}{P'_c} = \frac{21.880 \text{ kW}}{9.955 \text{ kW}} = 2.198$$

Problema 5

Ciclo simple de compresión mecánica (compresores alternativos)

Un compresor hermético alternativo de 4 cilindros para R-22, tiene una velocidad de giro de 29 rev/s. El diámetro de los cilindros es 87 mm y la carrera 70 mm. El rendimiento volumétrico ha sido obtenido experimentalmente en función de la relación de compresión (r_c):

$$\eta_{vol} = 0.0016 r_c^2 - 0.0734 r_c + 1.0117$$

Si suponemos que la temperatura de condensación es constante e igual a 40°C, calcular la potencia frigorífica para las siguientes temperaturas de evaporación: -20°C, -10°C, 0°C, 10°C

Nota: Suponer ciclo estándar sin sobrecalentamiento ni subenfriamiento

Solución:

El desplazamiento volumétrico del compresor será

$$\dot{V}_t = N_c \omega \frac{\pi D_c^2}{4} L_c$$

Donde:

Número de cilindros: $N_c = 4$

Velocidad de giro: $\omega = 29 \text{ rev/s}$

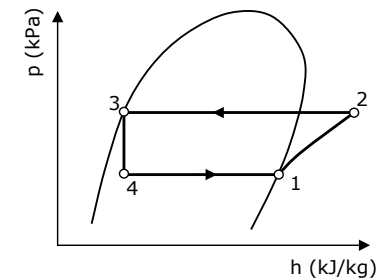
Diámetro de cilindros: $D_c = 0.087 \text{ m}$

Carrera: $L_c = 0.070 \text{ m}$

$$\dot{V}_t = 4 \cdot 29 \text{ rev/s} \cdot \frac{\pi (0.087 \text{ m})^2}{4} \cdot 0.070 \text{ m} = 0.0483 \text{ m}^3/\text{s} = 173.775 \text{ m}^3/\text{h}$$

Comencemos por el primer caso $t_{evap} = -20^\circ\text{C}$

Dibujando el ciclo sobre un diagrama P-h obtenemos:



Presiones: $p_{cond} = 1534 \text{ kPa}$ $p_{evap} = 245.4 \text{ kPa}$

$$r_c = \frac{p_{\text{cond}}}{p_{\text{evap}}} = \frac{1534 \text{ kPa}}{245.4 \text{ kPa}} = 6.252$$

Luego el rendimiento volumétrico valdrá:

$$\eta_{\text{vol}} = 0.0016 (6.252)^2 - 0.0734 (6.252) + 1.0117 = 0.6153$$

Podemos obtener por tanto el caudal de refrigerante para este caso:

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{\dot{m}_R v_1}{\dot{V}_t}; \quad \dot{m}_R = \frac{\eta_{\text{vol}} \dot{V}_t}{v_1} = \frac{0.6145 \cdot 0.0483 \text{ m}^3/\text{s}}{0.09263 \text{ m}^3/\text{kg}} = 0.3207 \text{ kg/s}$$

El incremento de entalpía en el evaporador vale:

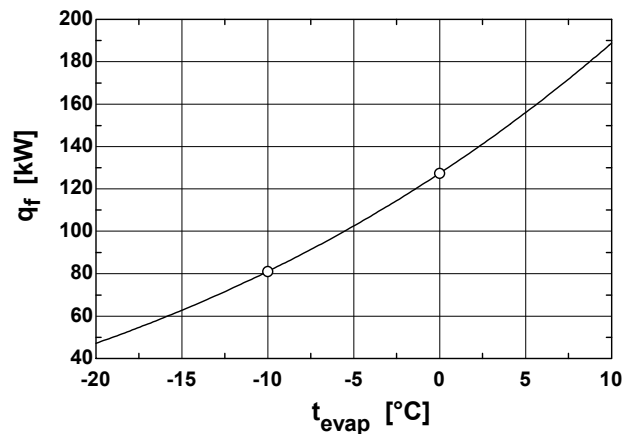
$$\Delta h_{\text{evap}} = h_1 - h_4 = 396.9 - 249.8 \text{ kJ/kg} = 147.1 \text{ kJ/kg}$$

Por tanto la potencia frigorífica será:

$$q_f = \dot{m}_R \Delta h_{\text{evap}} = 0.3207 \text{ kg/s} \cdot 147.1 \text{ kJ/kg} = 47.18 \text{ kW}$$

Realizando los mismos cálculos para las otras tres temperaturas de evaporación obtenemos los siguientes resultados:

$t_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	$p_{\text{evap}} (\text{kPa})$	η_{vol}	$\dot{m}_R (\text{kg/s})$	$\Delta h_{\text{evap}} (\text{kJ/kg})$	$q_f (\text{kW})$
-20	245.4	0.6153	0.3207	147.1	47.18
-10	354.9	0.7243	0.536	151.3	81.09
0	498.1	0.8008	0.821	155.2	127.4
10	681.2	0.8545	1.189	158.7	188.8



Problema 6

Ciclo simple de compresión mecánica (evaporadores y condensadores)

Se dispone de una máquina para enfriamiento de agua condensada por aire que realiza un ciclo simple de compresión mecánica, sin recalentamiento del vapor ni subenfriamiento del líquido, utilizando R-22. Según los datos del fabricante si a dicha máquina se le suministra un caudal de agua a enfriar de 0.19 kg/s a una temperatura de entrada de 20°C, siendo la temperatura del aire a la entrada al condensador 25°C y su caudal, forzado por un ventilador, 5500 m³/h. Entonces, la potencia frigorífica desarrollada por la máquina en las condiciones anteriores es 8 kW y la potencia absorbida por el compresor 1.5 kW, el U·A del evaporador es 883 W/K, y las características de los compresores alternativos son las siguientes:

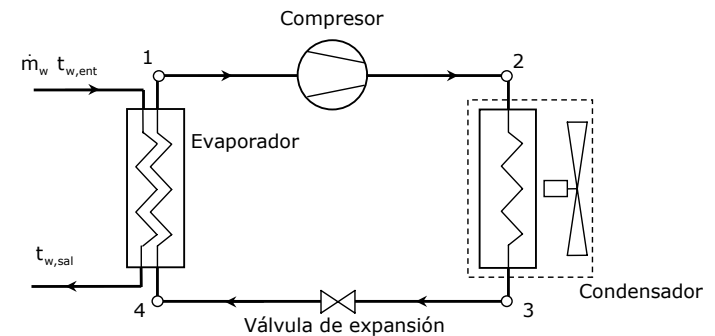
Nº de compresores:	2
Diámetro:	5 cm
Carrera:	5 cm
Rendimiento volumétrico:	0.822
Velocidad de giro:	750 rev/min

Calcular:

Temperatura de salida del agua, temperatura de salida del aire, temperatura de evaporación del refrigerante, temperatura de condensación del refrigerante.

Solución:

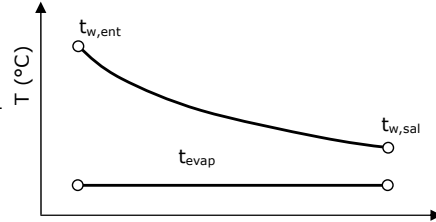
La siguiente figura muestra una enfriadora de agua condensada por aire.



La potencia frigorífica evacuada por el evaporador de la máquina es 8 kW, luego:

$$8 \text{ kW} = q_f = \dot{m}_w c_p (t_{w,\text{ent}} - t_{w,\text{sal}}) \quad t_{w,\text{sal}} = 20^{\circ}\text{C} - \frac{8000}{4180 \cdot 0.19}^{\circ}\text{C} = 9.927^{\circ}\text{C}$$

Si estudiamos el evaporador como un intercambiador con cambio de fase, tendremos:

$$\varepsilon = \frac{t_{w,ent} - t_{w,sal}}{t_{w,ent} - t_{evap}} = 1 - e^{-\frac{UA}{\dot{m}_w c_p}} = 1 - e^{-\frac{883}{0.19 \cdot 4180}} = 0.671$$


Despejando de la expresión anterior obtenemos la temperatura de evaporación del refrigerante: $t_{evap} = t_{w,ent} - \frac{t_{w,ent} - t_{w,sal}}{\varepsilon} = 4.988^\circ\text{C} \approx 5^\circ\text{C}$

A través de los datos del compresor puedo calcular el caudal de refrigerante:

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{V}_{R,1}}{\dot{V}_t}; \quad \dot{V}_{R,1} = \eta_{vol} \dot{V}_t = \eta_{vol} \left(N_c \frac{\pi D_c^2}{4} L_c \omega \right) = 0.822 \left(2 \frac{\pi 0.05^2}{4} 0.05 \cdot 750 \frac{1}{60} \right) = 2.0175 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Para calcular el caudal másico de refrigerante será necesario conocer el volumen específico a la entrada del compresor del R-22 como vapor saturado. $v_1 = 0.04036 \text{ m}^3/\text{kg}$.

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{V}_{R,1}}{v_1} = 0.05 \text{ kg/s}$$

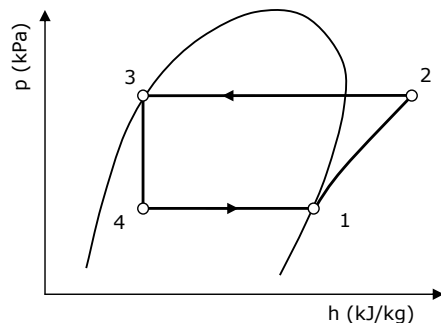
Si obtenemos la potencia frigorífica a través de los datos del refrigerante, podremos despejar la entalpía del punto 4 (entrada al evaporador) que es igual a la del punto 3 (salida del condensador) por ser el proceso de expansión isentrópico.

$$8 \text{ kW} = q_f = \dot{m}_R (h_1 - h_4)$$

Como la temperatura de evaporación es 5°C , podemos calcular la entalpía del punto 1:

$$h_1 = 407.15 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = h_1 - \frac{q_f}{\dot{m}_R} = 247.15 \text{ kJ/kg}$$



Si interpolamos en la curva de líquido saturado obtendremos la temperatura de condensación asociada al punto 3:

$$\frac{t_{cond} - 35}{40 - 35} = \frac{247.15 - 243.10}{249.67 - 243.10}; \quad t_{cond} = 38.082^\circ\text{C}$$

Para calcular la temperatura de salida del aire en el condensador será necesario realizar un balance de energía sobre este:

$$q_{cond} = \dot{m}_R (h_2 - h_3) = \dot{m}_a c_p (t_{a,sal} - t_{a,ent})$$

En la ecuación anterior no conocemos ni la entalpía del punto 2, ni la temperatura de salida del aire, pero podemos calcular la potencia evacuada en el condensador indirectamente, sumando la potencia frigorífica y el trabajo de compresión.

$$q_c = q_f + P_c = \dot{V}_a \rho_a c_p (t_{a,sal} - t_{a,ent})$$

$$t_{a,sal} = t_{a,ent} + \frac{q_f + P_c}{\dot{V}_a \rho_a c_p} = 25 + \frac{8000 + 1500}{5500 / 3600 \cdot 1.2 \cdot 1000} = 30.182^\circ\text{C}$$

Problema 7

Ciclo simple de compresión mecánica (evaporadores y condensadores)

Una máquina frigorífica basada en un ciclo estándar de compresión mecánica desarrolla una potencia frigorífica de 5 kW. El fabricante suministra el coeficiente de eficiencia energética (COP) de dicha máquina como una función de la temperatura de condensación del refrigerante en °C, $\text{COP} = 2.5 - 0.01(t_{\text{cond}} - 30)$.

El condensador de dicha máquina frigorífica es un intercambiador de carcasa y tubo, un paso por carcasa y dos por tubos (el refrigerante circula por la carcasa con un coeficiente de película de $10000 \text{ W/m}^2\text{K}$). El intercambiador dispone de 50 tubos en forma de U, tienen una longitud total 3 m, un diámetro interior de 20 mm y un espesor 1 mm. Están fabricados en acero inoxidable de $k = 15.1 \text{ W/mK}$, pueden considerarse despreciables las resistencias de ensuciamiento.

Se dispone de un caudal de 0.2 kg/s de agua a 20°C para evacuar el calor de condensación. Determinar:

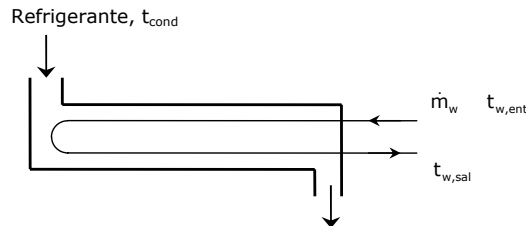
1. Temperatura de condensación del refrigerante y calor total intercambiado en el condensador
2. Caudal de agua necesario para conseguir una temperatura de condensación del refrigerante de 30°C .

Nota: Suponer que el coeficiente de película interior en los tubos es $113 \text{ W/m}^2\text{K}$, independiente de la velocidad del fluido por encontrarse este en régimen laminar

Solución:

Apartado 1:

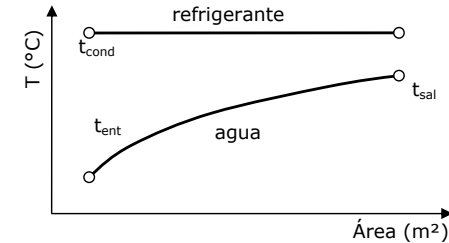
La siguiente figura muestra un esquema del condensador enfriadora de agua condensada por aire.



Si expresamos el COP en función de los datos del problema (Potencia frigorífica) y calor de condensación tendremos:

$$\text{COP} = \frac{q_f}{P_c} = \frac{q_f}{q_c - q_f} \quad q_c = q_f \left(1 + \frac{1}{\text{COP}} \right) = q_f \left(1 + \frac{1}{2.5 - 0.01(t_{\text{cond}} - 30)} \right)$$

La ecuación anterior contiene las dos incógnitas del apartado 1, necesitamos por tanto otra ecuación que nos permita cerrar el problema. Realizando un balance de energía sobre el condensador tendremos:



$$q_c = \dot{m}_w c_p (t_{w,\text{sal}} - t_{w,\text{ent}}) = \dot{m}_w c_p \left(1 - e^{-\frac{UA}{\dot{m}_w c_p}} \right) (t_{\text{cond}} - t_{w,\text{ent}})$$

Luego si igualo esta ecuación con la anterior tendré una sola ecuación con una sola incógnita, la temperatura de condensación.

$$q_f \left(1 + \frac{1}{2.5 - 0.01(t_{\text{cond}} - 30)} \right) = \dot{m}_w c_p \left(1 - e^{-\frac{UA}{\dot{m}_w c_p}} \right) (t_{\text{cond}} - t_{w,\text{ent}})$$

Para poder resolver esta ecuación necesito conocer UA.

Cálculo de UA:

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{ext}} A_{\text{ext}}} + \frac{\ln(D_{\text{ext}}/D_{\text{int}})}{2\pi k N_t L_t} + \frac{1}{h_{\text{int}} A_{\text{int}}}} = \frac{1}{9.646\text{E}-6 + 6.6972\text{E}-6 + 9.389\text{E}-4} = 1046.9 \text{ W/K}$$

Donde:

$$A_{\text{ext}} = N_t \pi D_{\text{ext}} L_t = 10.367 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{int}} = N_t \pi D_{\text{int}} L_t = 9.425 \text{ m}^2$$

Despejando de la ecuación inicial y resolviendo queda una ecuación cuadrática de la que la única solución válida es:

$$t_{\text{cond}} = 28.7^\circ\text{C}$$

y el calor evacuado en el condensador:

$$q_c = q_f \left(1 + \frac{1}{2.5 - 0.01(t_{\text{cond}} - 30)} \right) = 6.989 \text{ kW}$$

Apartado 2:

Sí la temperatura de condensación del refrigerante es de 30°C, podemos calcular el calor de condensación:

$$q_c = q_r \left(1 + \frac{1}{2.5 - 0.01(t_{\text{cond}} - 30)} \right) = q_r \left(1 + \frac{1}{2.5} \right) = 7 \text{ kW}$$

Utilizando la otra expresión del calor de condensación tendríamos que:

$$q_c = \dot{m}_w c_p \left(1 - e^{-\frac{UA}{\dot{m}_w c_p}} \right) (t_{\text{cond}} - t_{w,\text{ent}})$$

Una ecuación fuertemente no lineal que debe de resolverse de forma iterativa:

1ª Iteración, supongo $\dot{m}_w = 0.2 \text{ kg/s}$, despejo $\dot{m}_w = 0.2343 \text{ kg/s}$

2ª Iteración, supongo $\dot{m}_w = 0.2343 \text{ kg/s}$, despejo $\dot{m}_w = 0.2549 \text{ kg/s}$

.... $\dot{m}_w = 0.2884 \text{ kg/s}$

Problema 8**Evaporadores – Válvulas de expansión**

Una máquina frigorífica de amoníaco es utilizada para enfriar una corriente de 31.6 l/min de agua a 15°C, el agua sale del evaporador a 10.43°C en condiciones de evaporador limpio (máquina recién instalada).

Se supone que con el paso del tiempo aparecerá una resistencia de ensuciamiento en el lado del agua de aproximadamente $R_{\text{ensu}} = 0.001 \text{ m}^2 \text{ K/W}$, el área exterior del evaporador, la que está en contacto directo con el agua, es 10 m^2 .

Calcular el cambio que se produce en la potencia de compresión y en coeficiente de eficiencia energética, suponiendo:

1. La temperatura de condensación permanece constante e igual a 40°C.
2. El evaporador es inundado y la válvula de expansión mantiene la temperatura de salida del agua (10.43°C).
3. El rendimiento de la compresión es 0.7
4. El coeficiente de intercambio global del evaporador limpio es $UA_{\text{limpio}} = 800 \text{ W/K}$

Solución:

El caudal de agua a la entrada, suponiendo una densidad del agua de 1 kg/l, es:
 $\dot{m}_w = 31.6 \text{ l/min} = 0.5267 \text{ kg/s}$

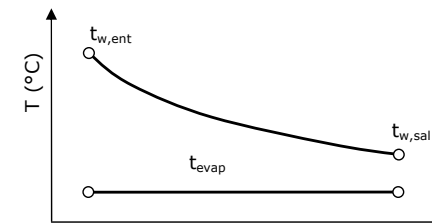
La potencia frigorífica suministrada será:

$$q_f = \dot{m}_w c_p (t_{w,\text{ent}} - t_{w,\text{sal}}) = 0.5267 \text{ kg/s} \cdot 4.18 \text{ kJ/kg} (15 - 10.43^\circ\text{C}) = 10.061 \text{ kW}$$

Esta potencia frigorífica va a ser la misma en el caso sucio, puesto que la válvula de expansión va a mantener la misma temperatura de salida del agua.

Si planteamos la ecuación de transferencia en el intercambiador:

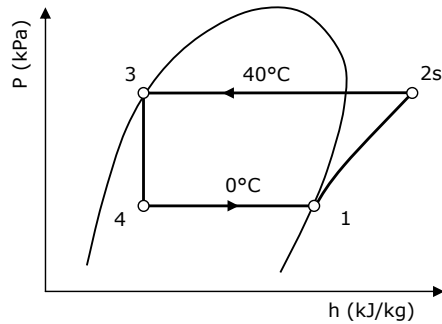
$$\varepsilon = \frac{t_{w,\text{ent}} - t_{w,\text{sal}}}{t_{w,\text{ent}} - t_{\text{evap}}} = 1 - e^{-\frac{UA_{\text{limpio}}}{\dot{m}_w c_p}}$$



Despejando de la ecuación anterior la temperatura de evaporación:

$$t_{\text{evap}} = t_{w,\text{ent}} - \frac{t_{w,\text{ent}} - t_{w,\text{sal}}}{1 - e^{\frac{-UA_{\text{limpio}}}{\dot{m}_w c_p}}} = 15^\circ\text{C} - \frac{15^\circ\text{C} - 10.43^\circ\text{C}}{1 - e^{\frac{-800 \text{ W/K}}{0.5267 \text{ kg/s} \cdot 4180 \text{ J/kg}}} \approx 0^\circ\text{C}$$

Con esta temperatura de evaporación ya podemos dibujar el ciclo estándar de compresión sobre un diagrama P-h del amoníaco (R-717):



Las entalpías de los puntos son:

$$h_1 = 1460.66 \text{ kJ/kg} \quad h_{2s} = 1646 \text{ kJ/kg} \quad h_3 = h_4 = 386.43 \text{ kJ/kg}$$

Realizando un balance de energía en el lado del refrigerante del evaporador:

$$q_f = \dot{m}_R (h_1 - h_4); \quad \dot{m}_R = \frac{q_f}{h_1 - h_4} = \frac{10.061 \text{ kW}}{1460.66 - 386.43 \text{ kJ/kg}} = 0.0094 \text{ kg/s}$$

De la definición de rendimiento de la compresión podemos obtener el trabajo real de compresión:

$$\eta_c = \frac{P_{c,s}}{P_c}; \quad P_c = \frac{P_{c,s}}{\eta_c} = \frac{\dot{m}_R (h_{2s} - h_1)}{\eta_c} = \frac{0.0094 \text{ kg/s} (1646 - 1460.66 \text{ kJ/kg})}{0.7} = 2.480 \text{ kW}$$

El coeficiente de eficiencia energética valdrá para el caso limpio:

$$\text{COP}_{\text{limpio}} = \frac{q_f}{P_{c,\text{limpio}}} = \frac{10.061 \text{ kW}}{2.480 \text{ kW}} = 4.057$$

Para el caso del intercambiador sucio, el primer paso es calcular el valor del nuevo

$$\text{UA: } \text{UA}_{\text{sucio}} = \frac{1}{\frac{1}{\text{UA}_{\text{limpio}}} + \frac{R_{\text{ensu}}}{A_{\text{ext}}}} = \frac{1}{\frac{1}{800 \text{ W/K}} + \frac{0.001 \text{ m}^2\text{K/W}}{10 \text{ m}^2}} = 740.741 \text{ W/K}$$

En este caso la temperatura de evaporación cambiará puesto que la válvula de expansión mantiene la potencia frigorífica:

$$t_{\text{evap}} = t_{w,\text{ent}} - \frac{t_{w,\text{ent}} - t_{w,\text{sal}}}{1 - e^{\frac{-UA_{\text{sucio}}}{\dot{m}_w c_p}}} = 15^\circ\text{C} - \frac{15^\circ\text{C} - 10.43^\circ\text{C}}{1 - e^{\frac{-740.741 \text{ W/K}}{0.5267 \text{ kg/s} \cdot 4180 \text{ J/kg}}} \approx -1^\circ\text{C}$$

Las entalpías de los puntos son:

$$h_1 = 1459.59 \text{ kJ/kg} \quad h_{2s} = 1650.52 \text{ kJ/kg} \quad h_3 = h_4 = 386.43 \text{ kJ/kg}$$

Realizando un balance de energía en el lado del refrigerante del evaporador:

$$P_f = \dot{m}_R (h_1 - h_4); \quad \dot{m}_R = \frac{P_f}{h_1 - h_4} = \frac{10.061 \text{ kW}}{1459.59 - 386.43 \text{ kJ/kg}} = 0.0094 \text{ kg/s}$$

De la definición de rendimiento de la compresión podemos obtener el trabajo real de compresión:

$$\eta_c = \frac{P_{c,s}}{P_c}; \quad P_c = \frac{P_{c,s}}{\eta_c} = \frac{\dot{m}_R (h_{2s} - h_1)}{\eta_c} = \frac{0.0094 \text{ kg/s} (1650.52 - 1459.59 \text{ kJ/kg})}{0.7} = 2.557 \text{ kW}$$

El coeficiente de eficiencia energética valdrá para el caso sucio:

$$\text{COP}_{\text{sucio}} = \frac{q_f}{P_{c,\text{sucio}}} = \frac{10.061 \text{ kW}}{2.557 \text{ kW}} = 3.935$$

Problema 9

Evaporadores - Psicrometría

Una cámara frigorífica para almacenamiento se mantiene a una temperatura de 10°C y una humedad relativa del 80%. El caudal de aire sobre el evaporador es 30000 m³/h y la temperatura del aire medida a la salida del evaporador es de 5°C. En estas condiciones la instalación desarrolla una potencia frigorífica de 100 kW.

Calcular la cantidad de agua de condensado que se forma en el evaporador en una hora.

Solución:

El aire de entrada al evaporador se encuentra en las condiciones medias de la cámara frigorífica, $t_{\text{ent}} = 10^\circ\text{C}$ $\phi_{\text{ent}} = 80\%$.

El caudal de aire a la entrada al evaporador es $\dot{V}_{\text{air}} = 30000 \text{ m}^3/\text{h} = 8.333 \text{ m}^3/\text{s}$

Realizando un balance de energía sobre el caudal de aire del evaporador tendremos que: $q_f = \dot{m}_{\text{air}}(h_{a,\text{ent}} - h_{a,\text{sal}})$.

Si suponemos que el caudal volumétrico de aire ha sido medido a la entrada al evaporador, podemos decir que su densidad a 10°C es aproximadamente 1.247 kg/m³, y por lo tanto: $\dot{m}_{\text{air}} = \dot{V}_{\text{air}} \rho_{\text{air}} = 8.333 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1.247 \text{ kg}/\text{m}^3 = 10.391 \text{ kg}/\text{s}$. Podemos discutir en este punto si este caudal es de aire seco o aire húmedo, pero la diferencia entre ambos será tan pequeña que puede considerarse que ambos valen lo mismo y son iguales al valor anterior.

Si colocamos sobre un diagrama psicrométrico del aire a presión atmosférica el punto de entrada podremos leer en el eje de entalpías cual es la entalpía del aire a la entrada: $h_{a,\text{ent}} = 26 \text{ kJ}/\text{kg a.s.}$

Por tanto podemos despejar del balance de energía anterior la entalpía a la salida del evaporador:

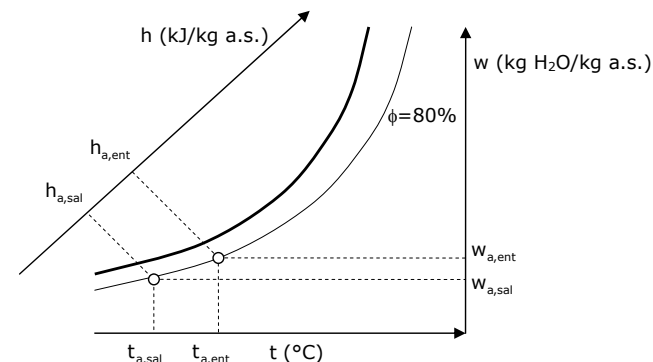
$$h_{a,\text{sal}} = h_{a,\text{ent}} - \frac{q_f}{\dot{m}_{\text{air}}} = 26 \text{ kJ}/\text{kg a.s.} - \frac{100 \text{ kW}}{10.391 \text{ kg}/\text{s}} = 16.376 \text{ kJ}/\text{kg a.s.}$$

Ahora podemos colocar el punto de salida del aire sobre el diagrama psicrométrico en el punto de intersección entre la línea de entalpía igual a la anterior y de temperatura seca igual a 5°C.

Si miramos en el eje de humedades absolutas obtenemos:

$$w_{a,\text{ent}} = 0.006 \text{ kg H}_2\text{O}/\text{kg a.s.}$$

$$w_{a,\text{sal}} = 0.0045 \text{ kg H}_2\text{O}/\text{kg a.s.}$$



Por lo tanto el caudal de agua condensada será igual a la cantidad de agua perdida por el aire en su paso por el evaporador:

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \dot{m}_{\text{air}}(w_{a,\text{ent}} - w_{a,\text{sal}}) = 10.391 \text{ kg}/\text{s}(0.006 - 0.0045 \text{ kg H}_2\text{O}/\text{kg a.s.}) = 0.0156 \text{ kg H}_2\text{O}/\text{s}$$

En una hora la cantidad de condensado sería:

$$0.0156 \text{ kg}/\text{s} \cdot 3600 \text{ s} = 56.16 \text{ kg H}_2\text{O}/\text{h}$$

Problema 10

Ciclo simple de compresión mecánica (evaporadores y condensadores)

Se dispone de una máquina para enfriamiento de agua condensada por aire que realiza un ciclo simple de compresión mecánica, sin recalentamiento del vapor ni subenfriamiento del líquido, utilizando R-22. Según los datos del fabricante si a dicha máquina se le suministra un caudal de agua a enfriar de 0.20 kg/s a una temperatura de entrada de 20°C, la temperatura de evaporación del refrigerante es 6°C y la potencia consumida por el compresor 1.5 kW, con una temperatura de condensación de 40°C. El desplazamiento volumétrico del compresor vale 9 m³/h y el rendimiento volumétrico 0.8

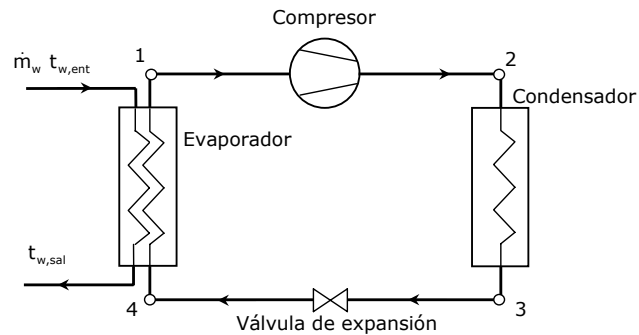
Calcular:

1. Potencia frigorífica, potencia evacuada por el condensador y $U \cdot A$ del evaporador.
2. Si suponemos que el caudal de agua desciende a 0.18 kg/s, y que la máquina funciona con una válvula de expansión automática (mantiene la temperatura de evaporación constante), calcular la nueva potencia frigorífica, potencia de compresión y potencia evacuada por el condensador.

Nota: suponer que el $U \cdot A$ del evaporador es proporcional al caudal de agua elevado a 0.8 y que el rendimiento volumétrico e isentrópico del compresor en el segundo apartado son los mismos que los del primer apartado.

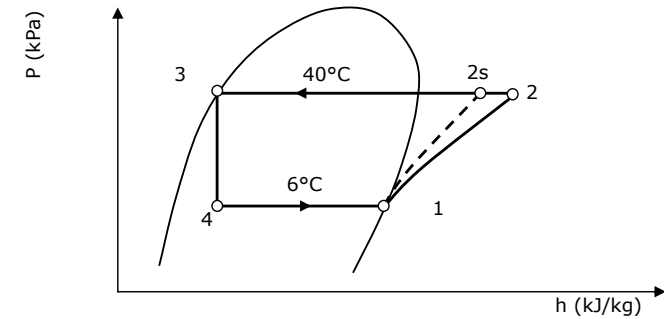
Solución:

1) La siguiente figura muestra una enfriadora de agua.



Conocidas las temperaturas de evaporación y condensación del refrigerante podemos localizar sobre un diagrama P-h alguno de los puntos del ciclo con las siguientes entalpías:

$$h_1 = 407.5 \text{ kJ/kg} \quad h_4 = h_3 = 249.67 \text{ kJ/kg} \quad h_{2s} = 430.6 \text{ kJ/kg}$$



A través de los datos del compresor puedo calcular el caudal de refrigerante:

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{V}_{R,1}}{\dot{V}_t} = \frac{\dot{m}_R v_1}{\dot{V}_t}; \quad \dot{m}_R = \frac{\eta_{vol} \dot{V}_t}{v_1} = \frac{0.8 \cdot 9 / 3600 \text{ m}^3/\text{s}}{0.03915 \text{ m}^3/\text{kg}} = 0.0511 \text{ kg/s}$$

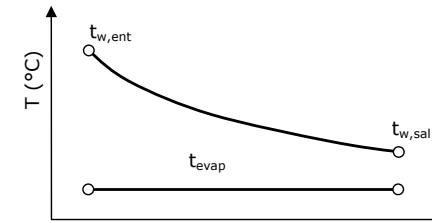
Realizando un balance sobre el evaporador del lado del refrigerante:

$$q_f = \dot{m}_R (h_1 - h_4) = 0.0511 \text{ kg/s} (407.5 - 249.67 \text{ kJ/kg}) = 8.065 \text{ kW}$$

La potencia evacuada por el condensador puede obtenerse de un balance de energía sobre toda la máquina:

$$q_c = q_f + P_c = 8.065 + 1.5 \text{ kW} = 9.565 \text{ kW}$$

Si realizamos un balance sobre el evaporador pero desde el lado del agua, podemos obtener la temperatura de salida del agua:



$$q_f = \dot{m}_w c_p (t_{w,ent} - t_{w,sal}) \quad t_{w,sal} = t_{w,ent} - \frac{q_f}{\dot{m}_w c_p} = 20^\circ\text{C} - \frac{8.065}{4.18 \cdot 0.20}^\circ\text{C} = 10.353^\circ\text{C}$$

Y planteando la ecuación de transferencia sobre el evaporador:

$$q_f = UA \Delta t_{lm} = UA \frac{t_{w,ent} - t_{w,sal}}{\ln \left(\frac{t_{w,ent} - t_{evap}}{t_{w,sal} - t_{evap}} \right)} = UA \frac{20 - 10.353^\circ\text{C}}{\ln \left(\frac{20 - 6}{10.353 - 6} \right)} = UA 8.258^\circ\text{C}$$

$$UA = \frac{q_f}{\Delta t_{lm}} = \frac{8.065 \text{ kW}}{8.258^\circ\text{C}} = 0.9766 \text{ kW} / ^\circ\text{C}$$

2) Para este apartado suponemos que el nuevo caudal de agua es $\dot{m}_w = 0.18 \text{ kg/s}$, las temperaturas de entrada del agua y de evaporación son la misma ya que el sistema esta controlado por una válvula de expansión automática que mantiene la presión, y por tanto la temperatura, de evaporación constante.

Si el rendimiento volumétrico y el desplazamiento volumétrico no cambian, con la misma temperatura de evaporación tendremos el mismo caudal del refrigerante:

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{V}_{R,1}}{\dot{V}_t} = \frac{\dot{m}_R v_1}{\dot{V}_t}; \quad \dot{m}_R = \frac{\eta_{vol} \dot{V}_t}{v_1} = \frac{0.8 \cdot 9 / 3600 \text{ m}^3/\text{s}}{0.03915 \text{ m}^3/\text{kg}} = 0.0511 \text{ kg/s}$$

También se nos indica que el UA del evaporador es proporcional al caudal de agua elevado a 0.8, por tanto, el ratio entre el nuevo UA y el antiguo es igual a la relación de caudales elevada a 0.8:

$$\frac{UA_{nuevo}}{UA} = \left(\frac{\dot{m}_{w,nuevo}}{\dot{m}_w} \right)^{0.8} = \left(\frac{0.18}{0.2} \right)^{0.8} = 0.9192; \quad UA_{nuevo} = UA \cdot 0.9192 = 0.8977 \text{ kW} / ^\circ\text{C}$$

Podemos ahora obtener la potencia frigorífica a través de la expresión:

$$q_f = \dot{m}_w c_p (t_{w,ent} - t_{w,sal}) = \dot{m}_w c_p \left(1 - e^{-\frac{UA}{\dot{m}_w c_p}} \right) (t_{w,ent} - t_{evap}) = 0.18 \cdot 4.18 \left(1 - e^{-\frac{0.8977}{0.18 \cdot 4.18}} \right) (20 - 6) = 7.339 \text{ kW}$$

Con esta potencia frigorífica y realizando un balance del lado del refrigerante obtenemos la entalpía de entrada al evaporador:

$$q_f = \dot{m}_R (h_1 - h_4); \quad h_4 = h_1 - \frac{q_f}{\dot{m}_R} = 407.5 \text{ kJ/kg} - \frac{7.339 \text{ kW}}{0.0511 \text{ kg/s}} = 263.9 \text{ kJ/kg}$$

Esta entalpía corresponde a una temperatura de condensación de:

$$\frac{52^\circ\text{C} - 50^\circ\text{C}}{266.05 - 263.25 \text{ kJ/kg}} = \frac{t_{cond} - 50^\circ\text{C}}{263.9 - 263.25 \text{ kJ/kg}}; \quad t_{cond} = 50.464^\circ\text{C}$$

Para obtener el trabajo de compresión debemos suponer que el rendimiento isentrópico permanece constante desde el apartado 1:

$$\eta_c = \frac{P_{c,s}}{P_c} = \frac{\dot{m}_R (h_{2s} - h_1)}{P_c} = \frac{0.0511 \text{ kg/s} (430.6 - 407.5 \text{ kJ/kg})}{1.5 \text{ kW}} = 0.7869$$

Para el caso nuevo:

$$h_{2s} = 437.0 \text{ kJ/kg}$$

$$P_c = \frac{P_{c,s}}{\eta_c} = \frac{\dot{m}_R (h_{2s} - h_1)}{\eta_c} = \frac{0.0511 \text{ kg/s} (437.0 - 407.5 \text{ kJ/kg})}{0.7869} = 1.916 \text{ kW}$$

Y la potencia evacuada en el condensador será:

$$q_c = q_f + P_c = 7.339 + 1.916 \text{ kW} = 9.255 \text{ kW}$$

Problema 11

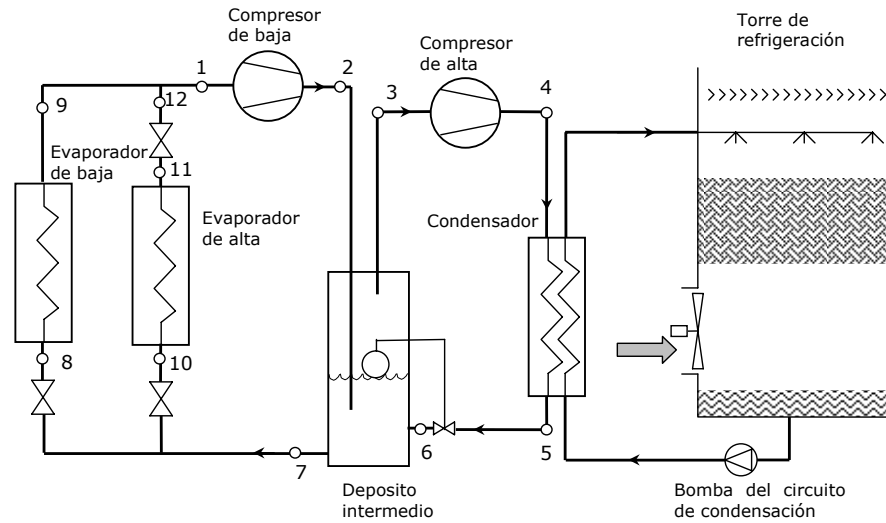
Problema combinado de compresión múltiple y torre de refrigeración

La instalación frigorífica de la figura utiliza amoníaco como refrigerante, consta de dos evaporadores que mantienen diferentes temperaturas de conservación en sendas cámaras frigoríficas. Se conocen los siguientes datos:

- Evaporador baja: Potencia frigorífica: $q_{f,B} = 30 \text{ kW}$
Presión de evaporación del refrigerante: $p_{evap,B} = 119.46 \text{ kPa}$
- Evaporador alta: Potencia frigorífica: $q_{f,A} = 15 \text{ kW}$
Presión de evaporación del refrigerante: $p_{evap,A} = 190.11 \text{ kPa}$
- Condensador: Presión refrigerante salida del condensador: $p_{cond} = 1554.89 \text{ kPa}$
- Depósito intermedio: Presión del refrigerante: $p_{int} = 429.41 \text{ kPa}$
- Torre de Refrig: Temperatura del agua a la entrada a la torre: 35°C
Temperatura seca del aire exterior: $t_{ext} = 35^\circ\text{C}$
Temperatura de bulbo húmedo del aire exterior: $t_{bh,ext} = 25^\circ\text{C}$
Humedad relativa del aire a la salida de la torre: $\phi_{a,sal} = 90\%$
Caudal de aire seco de entrada en torre: $\dot{V}_a = 15700 \text{ m}^3/\text{h}$
Cercanía de la torre: 5°C
- Compresores (ambos): Rendimiento isentrópico: 0.8

Se pide:

- Dibujar un esquema del diagrama p-h del refrigerante con todos los puntos de la figura colocados en él.
- Calcular la potencia consumida por cada uno de los compresores y el COP de la instalación.
- Caudal de agua de la bomba del circuito de condensación.
- Caudal de agua de reposición (evaporado) en la torre.



Nota: Suponer que no existen pérdidas de presión en los elementos del ciclo y que no existe recalentamientos, ni subenfriamientos.

Solución:

Las temperaturas asociadas a las presiones de cambio de fase del amoníaco mostradas en el enunciado son las siguientes:

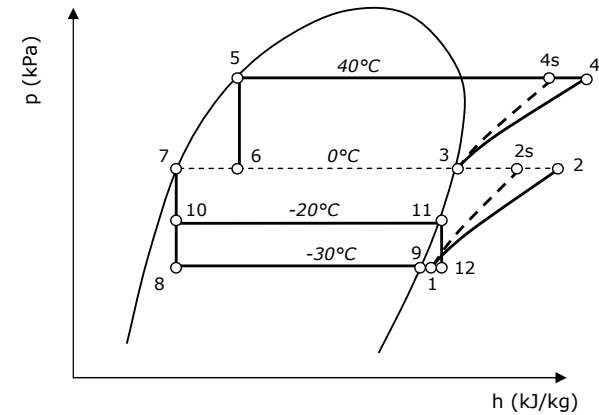
$$p_{\text{evap,B}} = 119.46 \text{ kPa} \rightarrow t_{\text{evap,B}} = -30^\circ\text{C}$$

$$p_{\text{evap,A}} = 190.11 \text{ kPa} \rightarrow t_{\text{evap,A}} = -20^\circ\text{C}$$

$$p_{\text{int}} = 429.41 \text{ kPa} \rightarrow t_{\text{evap,B}} = 0^\circ\text{C}$$

$$p_{\text{cond}} = 1554.89 \text{ kPa} \rightarrow t_{\text{cond}} = 40^\circ\text{C}$$

A. Diagrama p-h de la instalación frigorífica



B. Mirando en las tablas de líquido / vapor saturado del amoníaco (R-717) conseguimos las entalpías de los siguientes puntos:

$$h_7 = h_8 = h_{10} = 200 \text{ kJ/kg} \quad h_3 = 1460.66 \text{ kJ/kg} \quad h_{11} = h_{12} = 1436.51 \text{ kJ/kg}$$

$$h_5 = h_6 = 386.43 \text{ kJ/kg} \quad h_9 = 1422.46 \text{ kJ/kg}$$

Calculemos los caudales de refrigerante a partir de los balances en los evaporadores:

$$q_{f,B} = \dot{m}_{R,B}(h_{11} - h_{10}); \quad \dot{m}_{R,B} = \frac{q_{f,B}}{(h_{11} - h_{10})} = \frac{30 \text{ kW}}{1436.51 - 200 \text{ kJ/kg}} = 0.0243 \text{ kg/s}$$

$$q_{f,A} = \dot{m}_{R,A}(h_9 - h_8); \quad \dot{m}_{R,A} = \frac{q_{f,A}}{(h_9 - h_8)} = \frac{15 \text{ kW}}{1422.46 - 200 \text{ kJ/kg}} = 0.0123 \text{ kg/s}$$

Mezcla de las corrientes 9 y 12, para obtener la corriente 1:

$$h_1 = \frac{\dot{m}_{R,A}h_{12} + \dot{m}_{R,B}h_9}{\dot{m}_{R,A} + \dot{m}_{R,B}} = 1427.2 \text{ kJ/kg}$$

Si seguimos la isentrópica que parte del punto 1 hasta la presión del deposito intermedio obtenemos: $h_{2s} \approx 1610 \text{ kJ/kg}$. El rendimiento isentrópico de la compresión es 0.8 y por tanto:

$$\eta_s = 0.8 = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}; \quad h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_s} = 1655.7 \text{ kJ/kg}$$

Realicemos ahora un balance de energía en el deposito para calcular el caudal de refrigerante que circula por el compresor de alta y el condensador:

$$(\dot{m}_{RA} + \dot{m}_{RB})h_2 + \dot{m}_{RCond}h_6 = (\dot{m}_{RA} + \dot{m}_{RB})h_7 + \dot{m}_{RCond}h_3$$

$$\dot{m}_{RCond} = (\dot{m}_{RA} + \dot{m}_{RB})\frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_6} = 0.0496 \text{ kg/s}$$

Si seguimos la isentrópica que parte del punto 3 hasta la presión de condensación obtenemos: $h_{4s} \approx 1647 \text{ kJ/kg}$. El rendimiento isentrópico de la compresión es 0.8 y por tanto:

$$\eta_s = 0.8 = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3}; \quad h_4 = h_3 + \frac{h_{4s} - h_3}{\eta_s} = 1693.6 \text{ kJ/kg}$$

Podemos ya calcular las potencias de compresión de ambos compresores:

$$P_{C,B} = (\dot{m}_{RA} + \dot{m}_{RB})(h_2 - h_1) = 8.36 \text{ kW}$$

$$P_{C,A} = \dot{m}_{RCond}(h_4 - h_3) = 11.55 \text{ kW}$$

Y el COP de la instalación:

$$COP = \frac{q_{f,B} + q_{f,A}}{P_{C,A} + P_{C,B}} = 2.26$$

C. Realizando un balance de energía sobre el condensador:

$$q_{cond} = \dot{m}_w c_p (t_{w,ent} - t_{w,sal})$$

La temperatura de agua a la entrada al condensador es la de salida de la torre y viceversa. Luego:

$$t_{w,sal} = 35^\circ\text{C}, \quad \text{cerca} = 5^\circ\text{C} = t_{w,ent} - t_{bh,ext}; \quad t_{w,ent} = t_{bh,ext} + 5^\circ\text{C} = 30^\circ\text{C}$$

La potencia de condensación puede ser calculada de dos formas:

$$q_{cond} = \dot{m}_{RCond}(h_4 - h_5) = q_{f,A} + q_{f,B} + P_{C,A} + P_{C,B} = 64.91 \text{ kW}$$

Despejando del balance de energía en el condensador tenemos:

$$\dot{m}_w = \frac{q_{cond}}{c_p(t_{w,ent} - t_{w,sal})} = \frac{64.91 \text{ kW}}{4.175 \text{ kJ/kgK} (35 - 30^\circ\text{C})} = 3.11 \text{ kg/s}$$

D. Las condiciones del aire a la entrada a la torre son las siguientes:

$t_{ext} = 35^\circ\text{C}$; $t_{bh,ext} = 25^\circ\text{C}$. Si miramos en el diagrama psicrométrico del aire húmedo: $h_{a,ext} = h_{a,ent} = 76 \text{ kJ/kg a.s.}$; $w_{a,ent} = 0.016 \text{ kg agua/kg a.s.}$

El caudal másico de aire seco a la entrada a la torre es:

$$\dot{m}_{as} = \dot{V}_{as} \rho = \frac{15700 \text{ m}^3/\text{h}}{3600 \text{ s/h}} 1.146 \text{ kg/m}^3 = 5 \text{ kg/s}$$

Todo el calor cedido por el condensador será absorbido por el aire exterior luego:

$$q_{cond} = \dot{m}_{as}(h_{a,sal} - h_{a,ent}); \quad h_{a,sal} = h_{a,ent} + \frac{q_{cond}}{\dot{m}_{as}} = 89 \text{ kJ/kg a.s.}$$

Con esta entalpía y la humedad relativa del 90% podemos colocar sobre el diagrama psicrométrico el punto de salida del aire:

$$t_{a,sal} = 29^\circ\text{C}; \quad w_{a,sal} = 0.023 \text{ kg agua/kg a.s.}$$

La diferencia de humedades absolutas entre el aire a la salida y a la entrada nos permite calcular la cantidad de agua evaporada en la torre que es a su vez igual al caudal de agua que es necesario reponer:

$$\dot{m}_{w,rep} = \dot{m}_{as}(w_{a,sal} - w_{a,ent}) = 0.035 \text{ kg agua/s} = 126 \text{ kg agua/h}$$

