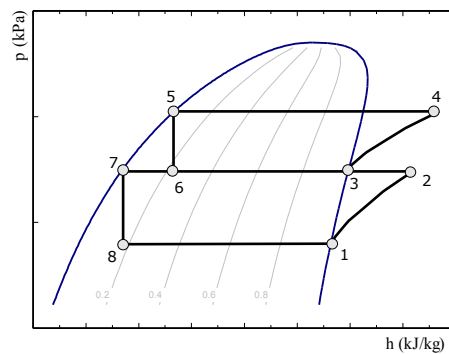
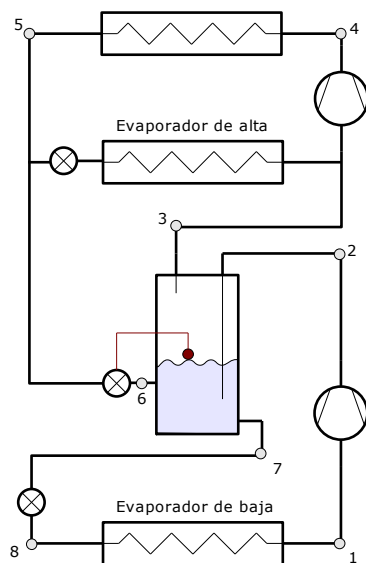


Colección de Problemas Resueltos de Tecnología Frigorífica

Versión 3.0, diciembre de 2006



Colección de Problemas Resueltos de Tecnología Frigorífica

Versión 3.0, diciembre 2006

Autor: Juan Francisco Coronel Toro
Profesor Titular de Universidad
Dpto. de Ingeniería Energética
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 del Departamento de Ingeniería Energética de la Universidad de Sevilla

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 de contenido

Ciclo simple de compresión mecánica.....	4
Problema 1.....	4
Ciclos múltiples de compresión mecánica.....	7
Problema 2	7
Problema 3.....	13
Problema 4.....	16
Problema 5.....	19
Compresores.....	23
Problema 6.....	23
Problema 7.....	25
Problema 8.....	27
Problema 9.....	29
Evaporadores y condensadores.....	31
Problema 10.....	31
Problema 11.....	33
Problema 12.....	36
Problema 13.....	39
Problema 14.....	41
Problemas combinados.....	44
Problema 15.....	44

Ciclo simple de compresión mecánica

Problema 1

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:

- 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

Las siguientes figuras muestran un esquema de los componentes del ciclo simple de compresión estándar de vapor y la representación de los mismos sobre un diagrama presión - entalpía del refrigerante.

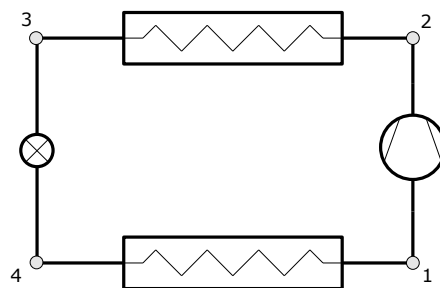


Figura 1.1: Esquema de la máquina frigorífica.

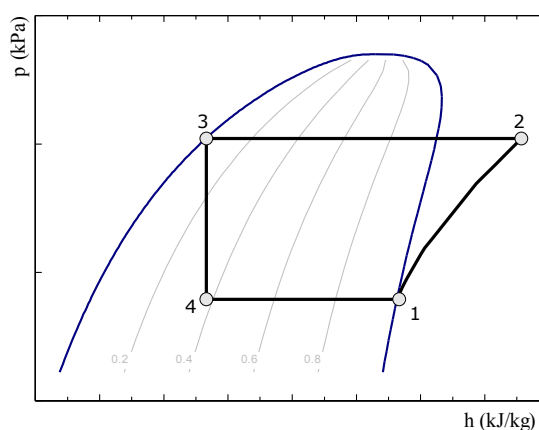


Figura 1.2: Diagrama presión - entalpía del ciclo

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

Presiones: $p_{cond} = 1534,1 \text{ kPa}$ $p_{evap} = 354,9 \text{ kPa}$

- ✓ Punto 1 vapor saturado a la presión de evaporación: $h_1 = 401,1 \text{ kJ/kg}$
- ✓ Punto 3 líquido saturado a la presión de condensación: $h_3 = h_4 = 249,8 \text{ kJ/kg}$

Para obtener la entalpía del punto 2 debemos usar las tablas de vapor sobrecalentado del R-22 y localizar el punto que se encuentra a la presión de condensación y con una entropía igual a la del punto 1, $s_2 = s_1 = 1,765 \text{ kJ/Kg}\cdot\text{K}$. Interpolando en las tablas obtenemos la temperatura y la entalpía del punto 2:

T (°C)	s (kJ/kg·K)	h (kJ/kg)
60	1,756	434,9
63,5	1,765	437,9
70	1,782	443,6

Tabla 1.1: Interpolación de las propiedades del vapor sobrecalentado del punto 2.

A. Caudal de refrigerante:

Realizando un balance de energía sobre el evaporador obtenemos el caudal de refrigerante necesario para producir una potencia frigorífica de 50 kW.

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad \dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_f}{(h_1 - h_4)} = \frac{50 \text{ kW}}{(401,1 - 249,8) \text{ kJ/kg}} = 0,330 \text{ kg/s}$$

B. Potencia de compresión:

Realizando un balance sobre el compresor y conocido ya el caudal de refrigerante que circula por el ciclo, obtenemos la potencia de compresión necesaria.

$$\dot{W}_c = \dot{m}_R (h_2 - h_1) = 0,330 \text{ kg/s} (437,9 - 401,1) \text{ kJ/kg} = 12,14 \text{ kW}$$

C. Coeficiente de eficiencia energética:

Si utilizamos nuestra máquina para producción de frío, el coeficiente de eficiencia energética tiene la siguiente expresión.

$$COP = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_c} = \frac{50 \text{ kW}}{12,14 \text{ kW}} = 4,12$$

D. Relación de compresión:

La relación de compresión se define como el cociente entre la presión absoluta de condensación y la presión absoluta de evaporación.

$$r_c = \frac{p_{cond}}{p_{evap}} = \frac{1534,1 \text{ kPa}}{354,9 \text{ kPa}} = 4,32$$

E. Caudal volumétrico de refrigerante manejado por el compresor:

Éste siempre se toma a la entrada al compresor. A partir del volumen específico en el punto 1, $v_1 = 0,06520 \text{ m}^3/\text{kg}$, obtenemos el caudal volumétrico en este punto del ciclo.

$$\dot{V}_R = \dot{m}_R v_1 = 0,330 \text{ kg/s} \cdot 0,06520 \text{ m}^3/\text{kg} = 0,0215 \text{ m}^3/\text{s} = 77,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

F. Temperatura de descarga del compresor:

La temperatura del punto 2 es la más elevada del ciclo y ya fue calculada en el proceso de interpolación para calcular la entalpía de este punto.

$$T_2 = 63,5^\circ\text{C}$$

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

$$COP_{Carnot} = \frac{1}{\frac{T_{cond}}{T_{evap}} - 1} = \frac{1}{\frac{(40 + 273,15)K}{(-10 + 273,15)K} - 1} = 5,26$$

Evidentemente el *COP* de nuestro ciclo estándar es inferior al de Carnot, siendo éste el 78 % del de Carnot.

Ciclos múltiples de compresión mecánica

Problema 2

Una aplicación de producción de frío demanda una potencia frigorífica de 100.000 frig/h, su temperatura de evaporación debe ser -30°C y su temperatura de condensación 40°C . Si se pretende usar en todos los casos R-22, calcular el trabajo de compresión, el calor de condensación y el coeficiente de eficiencia energética en los siguientes casos:

- Ciclo estándar de compresión mecánica simple.
- Compresión doble directa con enfriador intermedio, inyección parcial. (Eficiencia del enfriador intermedio 0.8)
- Compresión doble directa con enfriador intermedio, inyección total.
- Compresión doble en cascada.

Comencemos por calcular el coeficiente de eficiencia energética de del ciclo teórico de Carnot, que establecerá una cota superior del coeficiente de eficiencia energética de todos los ciclos que vamos a estudiar a continuación.

$$COP_{Carnot} = \frac{1}{\frac{T_{cond}}{T_{evap}} - 1} = \frac{1}{\frac{(40 + 273,15)\text{K}}{(-30 + 273,15)\text{K}} - 1} = 3,47$$

La potencia frigorífica suministrada por todos los ciclos debe ser:

$$\dot{Q}_f = 100.000 \text{ frig/h} = 116,3 \text{ kW}$$

A. Ciclo estándar de compresión mecánica simple:

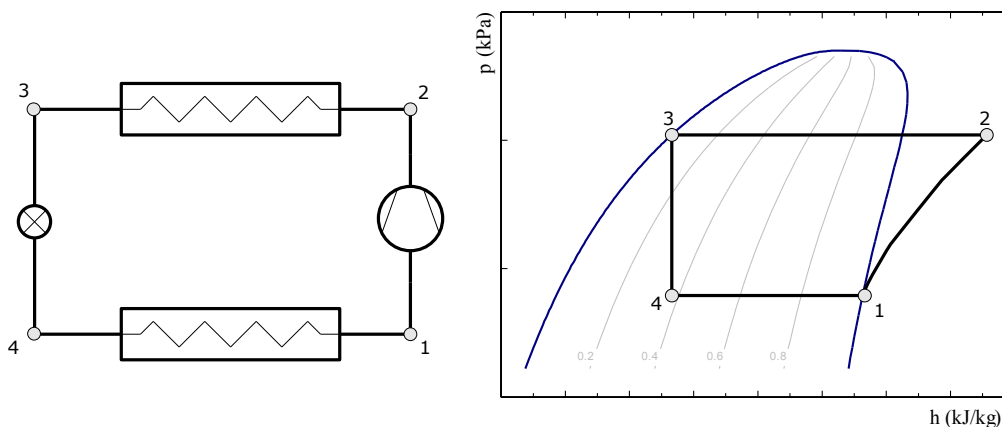


Figura 2.1: Esquema y diagrama $p-h$ del ciclo de compresión simple

Si trasladamos las temperaturas de evaporación y condensación sobre el diagrama $P-h$ del R-22, y localizamos los puntos del ciclo estándar simple de compresión mecánica obtenemos los siguientes valores:

Punto	p (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)
1	163,9	-30	392,5
2	1534,1	77,9	450,3
3	1534,1	40	249,8
4	163,9	-30	249,8

Tabla 2.1: Propiedades de los puntos del ciclo estándar de compresión simple.

La relación de compresión de esta instalación sería:

$$r_c = \frac{p_{cond}}{p_{evap}} = \frac{1534,1 \text{ kPa}}{163,9 \text{ kPa}} = 9,36$$

Calculemos el caudal de refrigerante a partir del balance en el evaporador y el trabajo de compresión de forma análoga sobre el compresor.

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad \dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_f}{(h_1 - h_4)} = 0,815 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}_R (h_2 - h_1) = 47,11 \text{ kW}$$

El calor cedido por el condensador puede calcularse de dos formas diferentes, a través del balance de energía sobre el condensador o aplicando un balance de energía a toda la máquina frigorífica.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_R (h_2 - h_3) = \dot{Q}_f + \dot{W}_c = 163,4 \text{ kW}$$

Por último el coeficiente de eficiencia energética valdrá: $COP = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_c} = 2,47$

B. Compresión doble directa con enfriador intermedio, inyección parcial:

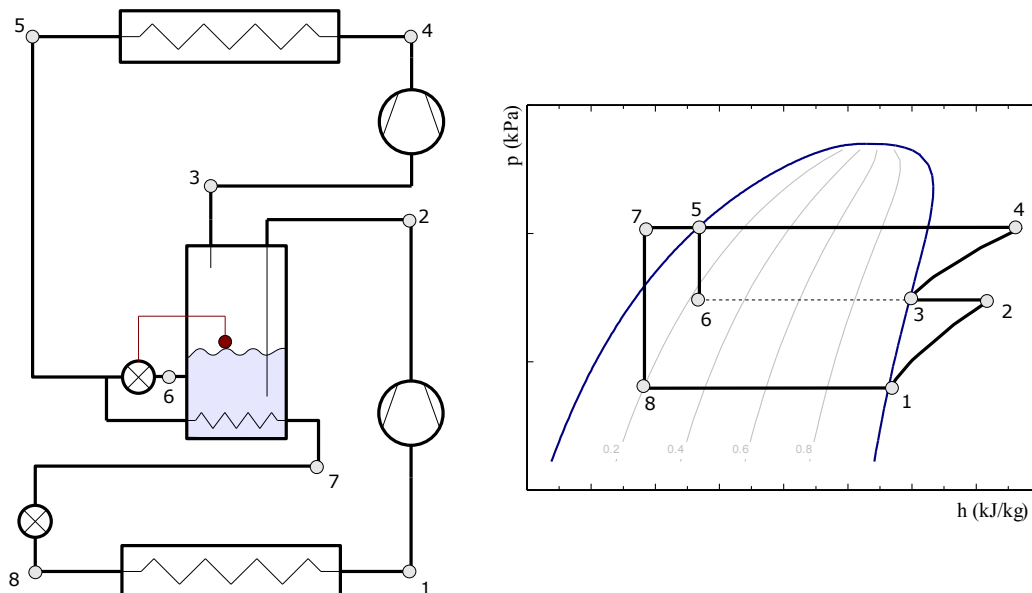


Figura 2.2: Esquema y diagrama p-h del ciclo de compresión doble directa con enfriador intermedio de inyección parcial

El primer paso es determinar la presión intermedia a la que trabaja el enfriador intermedio y la temperatura de saturación correspondiente a dicha presión, para así poder dibujar el ciclo :

$$p_{int} = \sqrt{p_{cond} p_{evap}} = 501,4 \text{ kPa} \quad T_{int} = 0,198^\circ\text{C} \approx 0^\circ\text{C}$$

Al utilizar la media geométrica se consigue que la relación de compresión en el compresor de alta y baja sean la misma.

$$r_c = \frac{p_{cond}}{p_{int}} = \frac{p_{int}}{p_{evap}} = 3,06$$

Las entalpías de los puntos que hasta el momento podemos localizar sobre el diagrama P-h son las siguientes:

Punto	1	2	3	4	5	6
h (kJ/kg)	392,5	419,3	405,0	432,9	249,8	249,8

Tabla 2.2: Entalpías de los puntos del ciclo doble con enfriador intermedio de inyección parcial.

Las entalpías de los puntos 7 y 8 son iguales pero desconocidas, si realizamos un balance de energía sobre el evaporador y otro sobre el enfriador intermedio podemos conseguir dos ecuaciones

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_{RB} (h_1 - h_8)$$

$$\dot{m}_{RB} h_5 + \dot{m}_{RB} h_2 + (\dot{m}_{RA} - \dot{m}_{RB}) h_6 = \dot{m}_{RA} h_3 + \dot{m}_{RB} h_7$$

Donde:

- ✓ \dot{m}_{RB} : Caudal de refrigerante que circula por el compresor de baja
- ✓ \dot{m}_{RA} : Caudal de refrigerante que circula por el compresor de alta

Reordenando el balance de energía sobre el enfriador intermedio tenemos:

$$\dot{m}_{RA} h_6 + \dot{m}_{RB} h_2 = \dot{m}_{RA} h_3 + \dot{m}_{RB} h_8$$

En este momento contamos con 2 ecuaciones y 3 incógnitas (\dot{m}_{RA} , \dot{m}_{RB} , h_8). Es necesario plantear una nueva ecuación. La eficiencia del serpentín interior del enfriador intermedio:

$$\varepsilon = 0,8 = \frac{(h_6 - h_8)}{(h_6 - h_9)} \quad h_8 = h_6 - \varepsilon (h_6 - h_9) = 210,0 \text{ kJ/kg}$$

Donde el punto 9 es el líquido saturado a la presión intermedia, $h_9 = 200 \text{ kJ/kg}$.

Resolviendo las dos ecuaciones anteriores obtenemos los caudales de refrigerante:

$$\dot{m}_{RB} = \frac{\dot{Q}_f}{(h_1 - h_8)} = 0,637 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_{RA} = \dot{m}_{RB} \frac{(h_8 - h_2)}{(h_6 - h_3)} = 0,859 \text{ kg/s}$$

Y ahora ya podemos calcular los valores demandados por el enunciado:

- ✓ $\dot{W}_c = \dot{m}_{RB} (h_2 - h_1) + \dot{m}_{RA} (h_4 - h_3) = 17,07 \text{ kW} + 23,97 \text{ kW} = 41,04 \text{ kW}$
- ✓ $\dot{Q}_c = \dot{m}_{RA} (h_4 - h_5) = \dot{Q}_f + \dot{W}_c = 157,3 \text{ kW}$
- ✓ $COP = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_c} = 2,83$

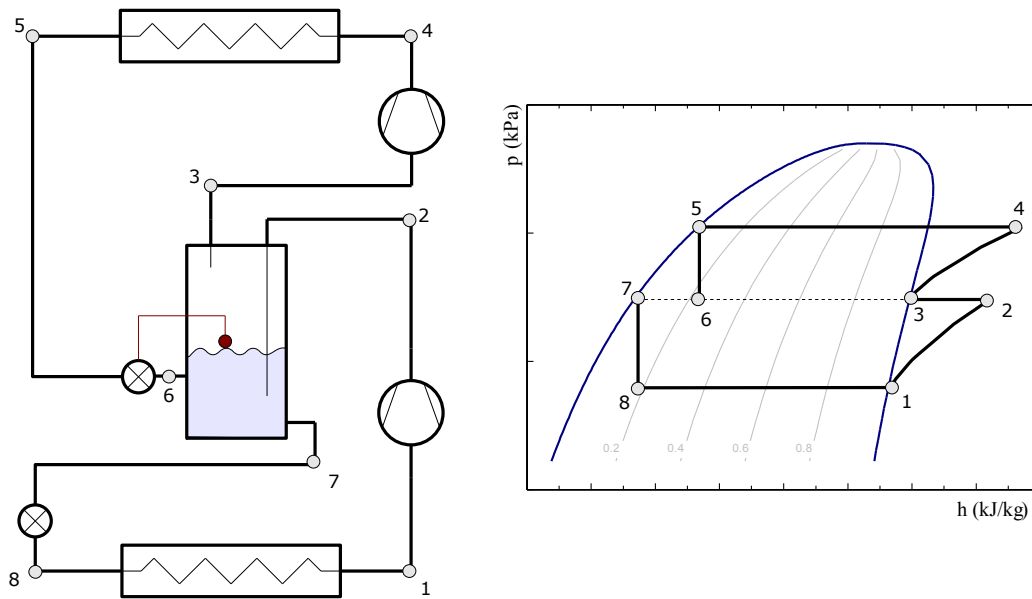
C. Compresión doble directa con enfriador intermedio, inyección total:


Figura 2.3: Esquema y diagrama p-h del ciclo de compresión doble directa con enfriador intermedio de inyección total

La presión intermedia es la misma que en el caso anterior y las entalpías de los puntos sobre el diagrama p-h son las que se muestran en la siguiente tabla:

Punto	1	2	3	4	5	6	7	8
h (kJ/kg)	392,5	419,3	405,0	432,9	249,8	249,8	200,0	200,0

Tabla 2.3: Entalpías de los puntos del ciclo doble con enfriador intermedio de inyección total.

Realizando un balance de energía sobre el evaporador obtenemos el caudal de refrigerante de baja:

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_{RB}(h_1 - h_8) \quad \dot{m}_{RB} = \frac{\dot{Q}_f}{(h_1 - h_8)} = 0,604 \text{ kg/s}$$

Y un balance de energía sobre el enfriador intermedio nos permite calcular el caudal de alta:

$$\dot{m}_{RA}h_6 + \dot{m}_{RB}h_2 = \dot{m}_{RA}h_3 + \dot{m}_{RB}h_7 \quad \dot{m}_{RA} = 0,853 \text{ kg/s}$$

Los valores finales para este caso serán:

$$\checkmark \quad \dot{W}_c = \dot{m}_{RB}(h_2 - h_1) + \dot{m}_{RA}(h_4 - h_3) = 16,19 \text{ kW} + 23,80 \text{ kW} = 39,99 \text{ kW}$$

$$\checkmark \quad \dot{Q}_c = \dot{m}_{RA}(h_4 - h_5) = \dot{Q}_f + \dot{W}_c = 156,3 \text{ kW}$$

$$\checkmark \quad COP = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_c} = 2,91$$

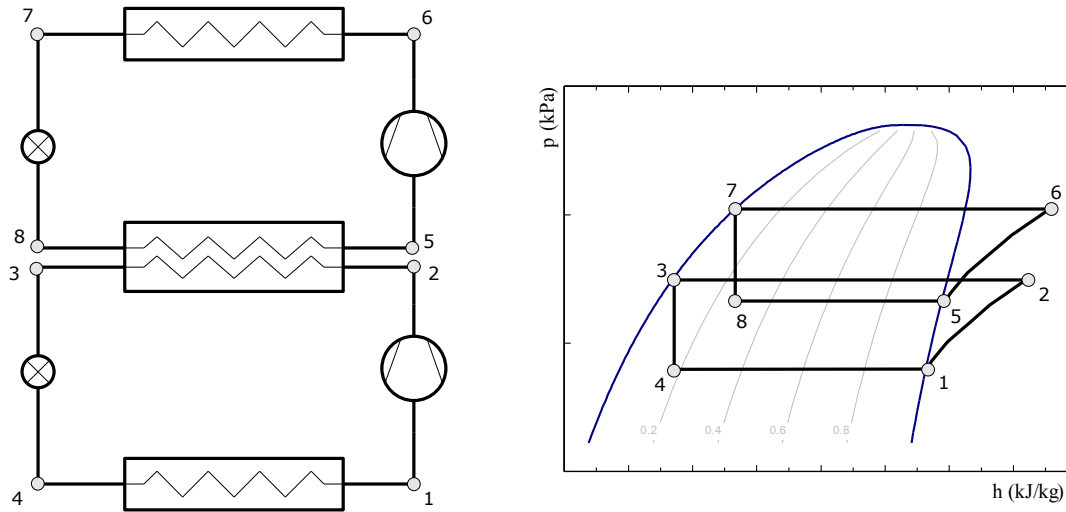
D. Compresión doble en cascada:


Figura 2.4: Esquema y diagrama p-h del ciclo de compresión doble indirecta o en cascada

Para el caso de refrigeración en cascada la temperatura de evaporación del ciclo superior debe ser inferior a la temperatura de condensación del ciclo inferior, a esta diferencia de temperaturas se la llama solape. Si utilizamos la temperatura intermedia de los casos anteriores y un solape de 5°C , podremos suponer que $T_5 = T_8 = 0^{\circ}\text{C}$ y $T_3 = 5^{\circ}\text{C}$.

Las entalpías de los puntos sobre el diagrama p-h son las siguientes:

Punto	1	2	3	4	5	6	7	8
h (kJ/kg)	392,5	423,4	205,9	205,9	405,0	432,9	249,8	249,8

Tabla 2.4: Entalpías de los puntos del ciclo doble en cascada.

Balance de energía sobre el evaporador:

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_{RB}(h_1 - h_4) \quad \dot{m}_{RB} = 0,623 \text{ kg/s}$$

Balance de energía sobre el intercambiador intermedio:

$$\dot{m}_{RA}h_8 + \dot{m}_{RB}h_2 = \dot{m}_{RB}h_3 + \dot{m}_{RA}h_5 \quad \dot{m}_{RA} = 0,873 \text{ kg/s}$$

Por tanto:

$$\checkmark \quad \dot{W}_c = \dot{m}_{RB}(h_2 - h_1) + \dot{m}_{RA}(h_6 - h_5) = 19,25 \text{ kW} + 24,36 \text{ kW} = 43,61 \text{ kW}$$

$$\checkmark \quad \dot{Q}_c = \dot{m}_{RA}(h_6 - h_7) = \dot{Q}_f + \dot{W}_c = 159,9 \text{ kW}$$

$$\checkmark \quad COP = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_c} = 2,67$$

La siguiente tabla muestra un resumen de resultados obtenidos en los diferentes apartados del problema:

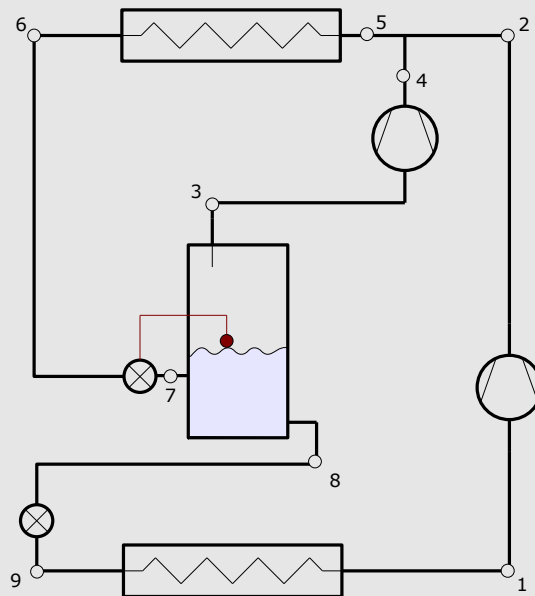
Apartado	\dot{Q}_f (kW)	\dot{W}_c (kW)	\dot{Q}_c (kW)	COP
A	116,3	47,11	163,4	2,47
B	116,3	41,04	157,3	2,83
C	116,3	39,99	156,3	2,91
D	116,3	43,61	159,9	2,67

Tabla 2.5: Resumen de resultados.

Problema 3

Un sistema de refrigeración utiliza R-22 para suministrar una capacidad frigorífica de 180 kW a una temperatura de evaporación de -30°C y una presión de condensación de 1730 kPa. Calcular:

- Potencia absorbida por un sistema de compresión mecánica simple estándar.
- Potencia absorbida por el ciclo múltiple de la figura, donde el enfriador intermedio opera a una presión de 603 kPa.



A. Ciclo de compresión mecánica simple:

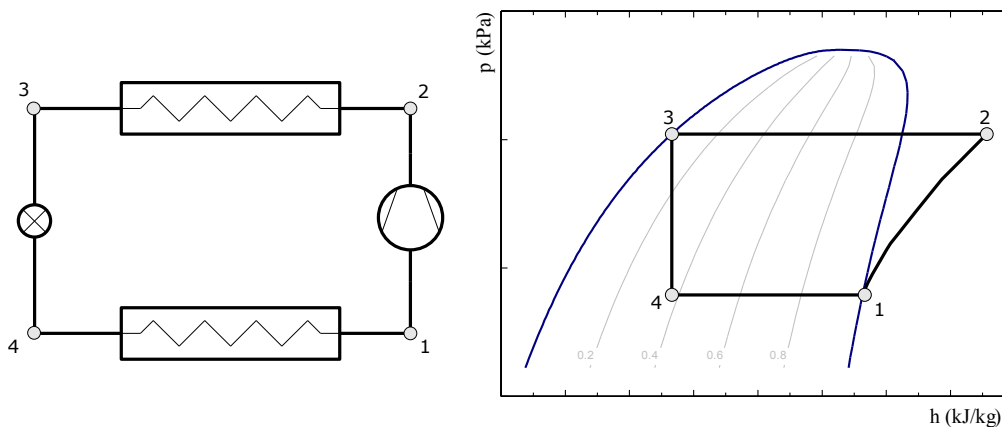


Figura 3.1: Esquema y diagrama p - h del ciclo estándar de compresión mecánica simple

Si trasladamos las temperaturas de evaporación y condensación sobre el diagrama P - h del R-22, y localizamos los puntos del ciclo estándar simple de compresión mecánica obtenemos los siguientes valores:

Punto	p (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)
1	163,9	-30	392,5
2	1730	84,6	453,6
3	1730	45	255,6
4	163,9	-30	255,6

Tabla 3.1: Propiedades de los puntos del ciclo estándar de compresión simple.

La relación de compresión de esta instalación sería:

$$r_c = \frac{p_{cond}}{p_{evap}} = \frac{1730 \text{ kPa}}{163,9 \text{ kPa}} = 10,56$$

Calculemos el caudal de refrigerante a partir del balance en el evaporador y el trabajo de compresión de forma análoga sobre el compresor.

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad \dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_f}{(h_1 - h_4)} = 1,315 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}_R (h_2 - h_1) = 80,35 \text{ kW}$$

Por último el coeficiente de eficiencia energética valdrá: $COP = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_c} = 2,24$

B. Ciclo de la figura del problema:

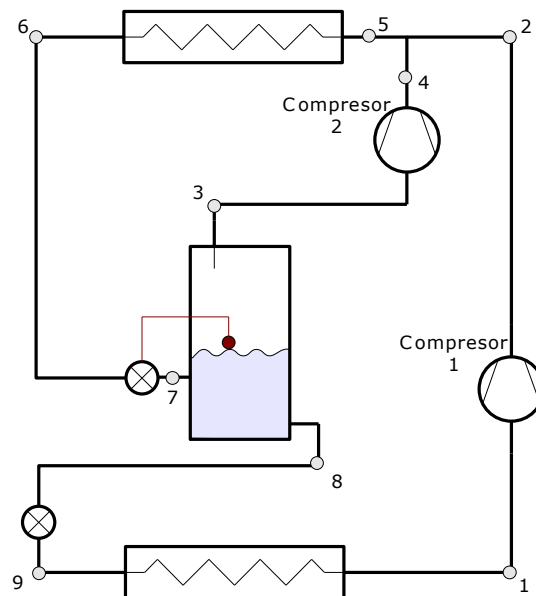


Figura 3.2: Esquema de la instalación sugerida por el problema.

La presión intermedia es $p_{int} = 603 \text{ kPa}$ y por tanto la temperatura de saturación correspondientes será $T_{int} \approx 6^\circ\text{C}$.

La siguiente figura muestra de forma cualitativa la localización de los puntos de la instalación sobre un diagrama p-h del R-22.

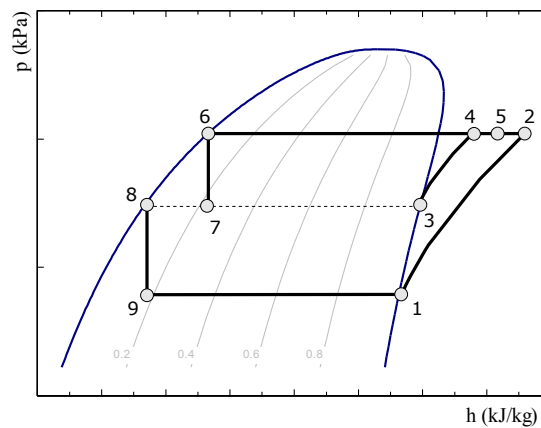


Figura 3.3: Diagrama p-h de la instalación sugerida por el problema.

De las tablas de R-22 saturado y sobrecalentado podemos obtener los siguientes valores de entalpía:

Punto	1	2	3	4	6	7	8	9
h (kJ/kg)	392,5	453,6	407,2	433,4	255,6	255,6	207,1	207,1

Tabla 3.2: Entalpías de diferentes puntos de la instalación.

Realizando un balance de energía sobre el evaporador obtenemos el caudal de refrigerante por el compresor 1:

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_{R1}(h_1 - h_9) \quad \dot{m}_{R1} = \frac{\dot{Q}_f}{(h_1 - h_9)} = 0,971 \text{ kg/s}$$

Y un balance de energía sobre el enfriador intermedio nos permite calcular el caudal del segundo compresor:

$$(\dot{m}_{R1} + \dot{m}_{R2})h_7 = \dot{m}_{R1}h_8 + \dot{m}_{R2}h_3 \quad \dot{m}_{R2} = 0,311 \text{ kg/s}$$

Por tanto el trabajo de compresión de la instalación como suma del trabajo de cada compresor valdrá:

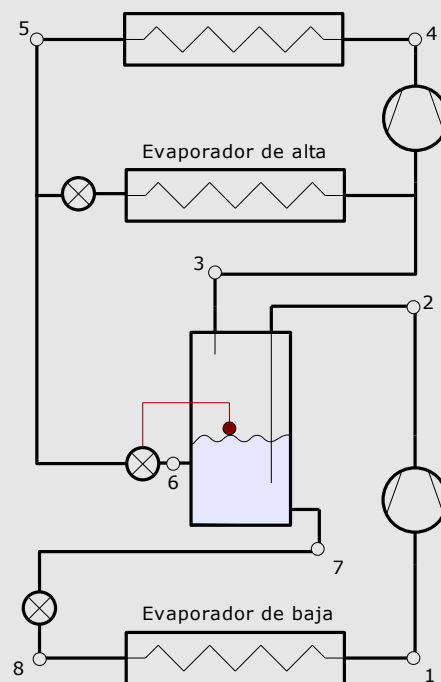
$$\dot{W}_c = \dot{m}_{R1}(h_2 - h_1) + \dot{m}_{R2}(h_4 - h_3) = 59,33 \text{ kW} + 8,15 \text{ kW} = 67,48 \text{ kW}$$

Por último el coeficiente de eficiencia energética será: $COP = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_c} = 2,67$

Problema 4

En un sistema de amoníaco con dos evaporadores y un compresor, el evaporador de baja temperatura suministra 180 kW de refrigeración con una temperatura de evaporación de -30°C y el otro evaporador suministra 200 kW a 5°C . La temperatura de condensación puede considerarse igual a 40°C

- Calcular la potencia de compresión requerida y la eficiencia energética del ciclo.
- Se sustituye el ciclo anterior por un ciclo con dos evaporadores y dos compresores (ver figura), si se pretende suministrar la misma potencia frigorífica en ambos evaporadores con las mismas temperaturas de evaporación y la misma temperatura de condensación. Calcular la potencia de compresión requerida y la eficiencia energética del ciclo.



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

A. Ciclo con dos evaporadores y un compresor:

La figura 4.1 muestra el esquema de un sistema de refrigeración con dos evaporadores y un compresor y su diagrama p-h asociado. Conocidas las temperaturas de evaporación de cada uno de los evaporadores y la temperatura de condensación, conocemos las entalpías de los puntos del ciclo que se resumen en la siguiente tabla:

Punto	3	4	5	6	7	8
h (kJ/kg)	390,6	390,6	1423,3	390,6	1467,4	1467,4

Tabla 4.1: Entalpías de diferentes puntos de la instalación.

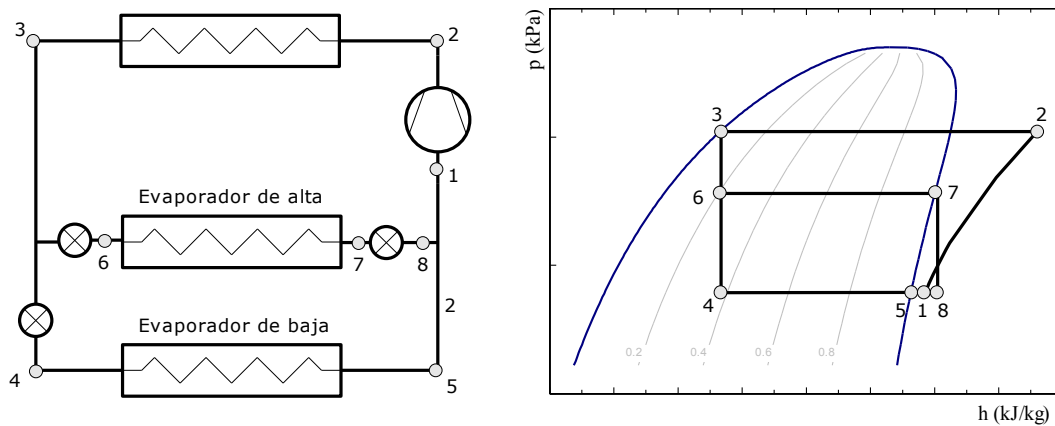


Figura 4.1: Esquema y diagrama p-h del ciclo con dos evaporadores y un compresor.

Realizando balances de energía en ambos evaporadores podemos obtener los caudales que circulan por cada uno de ellos:

$$\dot{Q}_{fB} = \dot{m}_{RB}(h_5 - h_4) \quad \dot{m}_{RB} = \frac{\dot{Q}_{fB}}{(h_5 - h_4)} = 0,174 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_{fA} = \dot{m}_{RA}(h_7 - h_6) \quad \dot{m}_{RA} = \frac{\dot{Q}_{fA}}{(h_7 - h_6)} = 0,186 \text{ kg/s}$$

Por tanto el caudal total que debe mover el compresor y su entalpía se obtienen de un sencillo balance de masa y energía en la mezcla de las dos corrientes:

$$\dot{m}_R = \dot{m}_{RB} + \dot{m}_{RA} = 0,360 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_R h_1 = \dot{m}_{RB} h_5 + \dot{m}_{RA} h_8 \quad h_1 = \frac{\dot{m}_{RB} h_5 + \dot{m}_{RA} h_8}{\dot{m}_R} = 1446,1 \text{ kJ/kg}$$

Si buscamos en el diagrama el punto 1 y seguimos su línea de entropía constante hasta la presión de descarga tendremos extrapolando en las tablas de propiedades que: $h_2 \approx 1843 \text{ kJ/kg}$

El trabajo de compresión y el coeficiente de eficiencia energética serán:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_R(h_2 - h_1) = 142,9 \text{ kW} \quad COP = \frac{\dot{Q}_{fB} + \dot{Q}_{fA}}{\dot{W}_c} = 2,66$$

B. Ciclo propuesto en el enunciado del problema:

Las entalpías de los diferentes puntos del ciclo se muestran en la siguiente tabla:

Punto	1	2	3	4	5	6	7	8
h (kJ/kg)	1423,3	1626,5	1467,4	1624,1	390,6	390,6	223,3	223,3

Tabla 4.2: Entalpías de diferentes puntos de la instalación.

El diagrama p-h de la instalación sería el siguiente:

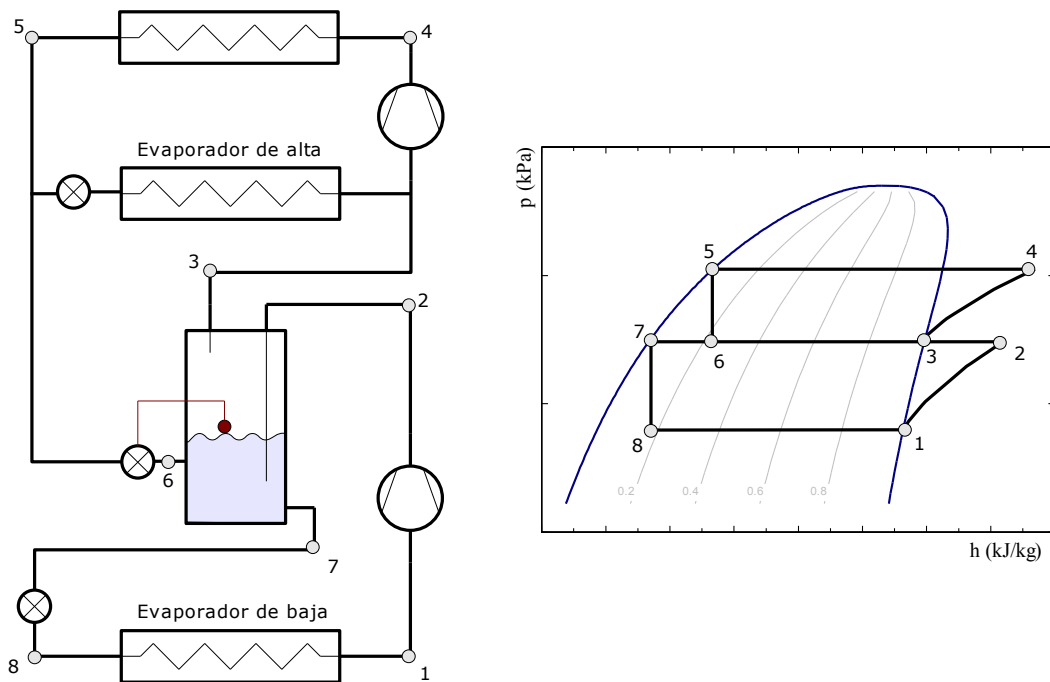


Figura 4.2: Esquema y diagrama p-h del ciclo de la instalación propuesta en el enunciado del problema.

Si usamos la siguiente notación para los caudales de refrigerante:

- ✓ \dot{m}_{RB} : Caudal de refrigerante que circula por el evaporador de baja.
- ✓ \dot{m}_{RA} : Caudal de refrigerante que circula por el evaporador de alta.
- ✓ \dot{m}_{RC} : Caudal de refrigerante que circula por el condensador.

Podemos realizar un balance de energía en cada uno de los evaporadores obtenemos los caudales que circulan por los mismos.

$$\dot{Q}_{fB} = \dot{m}_{RB}(h_1 - h_8) \quad \dot{m}_{RB} = \frac{\dot{Q}_{fB}}{(h_1 - h_8)} = 0,150 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_{fA} = \dot{m}_{RA}(h_3 - h_6) \quad \dot{m}_{RA} = \frac{\dot{Q}_{fA}}{(h_3 - h_6)} = 0,186 \text{ kg/s}$$

Y para conseguir el último caudal realizamos un balance de energía sobre el enfriador intermedio:

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

$$\dot{m}_{RC} = \frac{\dot{m}_{RB}(h_7 - h_2) + \dot{m}_{RA}(h_6 - h_3)}{(h_6 - h_3)} = 0,381 \text{ kg/s}$$

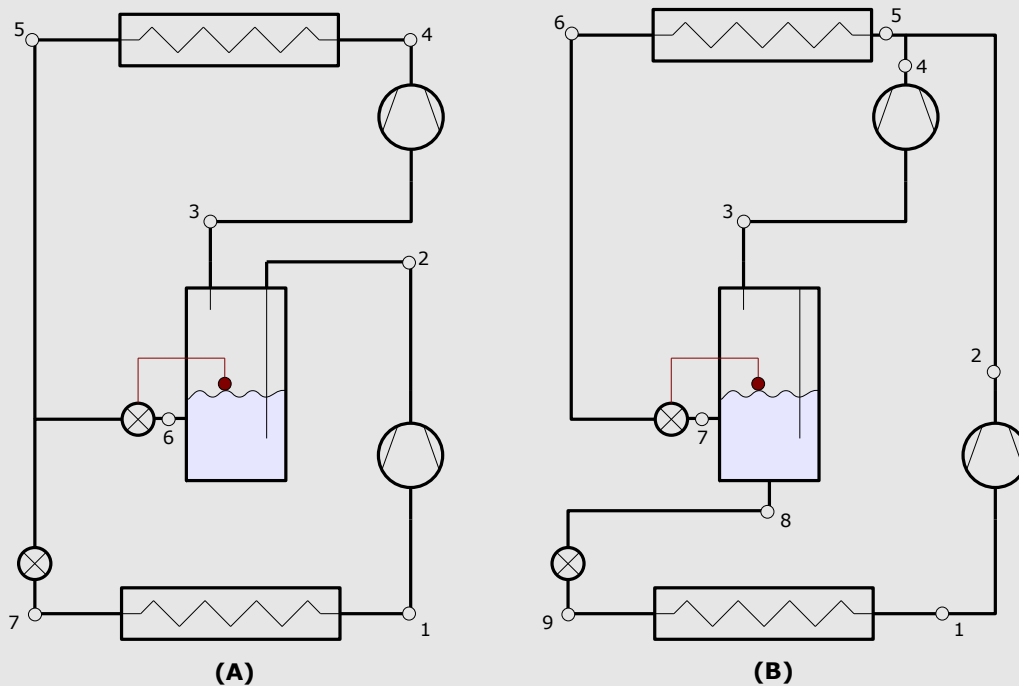
El trabajo de compresión y el coeficiente de eficiencia energética serán:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{RB}(h_2 - h_1) + \dot{m}_{RC}(h_4 - h_3) = 90,18 \text{ kW} \quad COP = \frac{\dot{Q}_{fB} + \dot{Q}_{fA}}{\dot{W}_c} = 4,21$$

Problema 5

Un ciclo estándar de compresión mecánica simple utiliza R-22 como refrigerante. La capacidad frigorífica del evaporador es 180 kW a una temperatura de -30°C . La presión de condensación del refrigerante es 1534,1 kPa. Más tarde el ciclo es revisado para funcionar con los mismos parámetros pero siguiendo los esquemas (A) y (B) de la figura inferior, en ambos casos la presión del depósito intermedio es 498,1 kPa.

Calcular la potencia de compresión necesaria y el COP para el ciclo simple y para las dos configuraciones de ciclo compresión múltiple propuestas:



Nota: Suponer que no existen pérdidas de presión en los elementos del ciclo, que no existen recalentamientos, ni subenfriamientos en los evaporadores y condensadores y que los compresores son ideales.

Ciclo estándar de compresión mecánica simple:

Si trasladamos la temperatura de evaporación y la presión de condensación sobre el diagrama P-h del R-22, y localizamos los puntos del ciclo estándar simple de compresión mecánica obtenemos los siguientes valores:

$$\begin{aligned} T_{\text{evap}} &= -30^{\circ}\text{C} & p_{\text{evap}} &= 163,9 \text{ kPa} \\ p_{\text{cond}} &= 1534,1 \text{ kPa} & T_{\text{cond}} &= 40^{\circ}\text{C} \\ h_1 &= 392,5 \text{ kJ/kg} & h_3 &= h_4 = 249,8 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Puesto que la compresión es isentrópica podemos calcular la entalpía del punto 2, igualando las entropías de los puntos 1 y 2:

$$s_1 = s_2 = 1,801 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$$

$$h_2 = 450,3 \text{ kJ/kg}$$

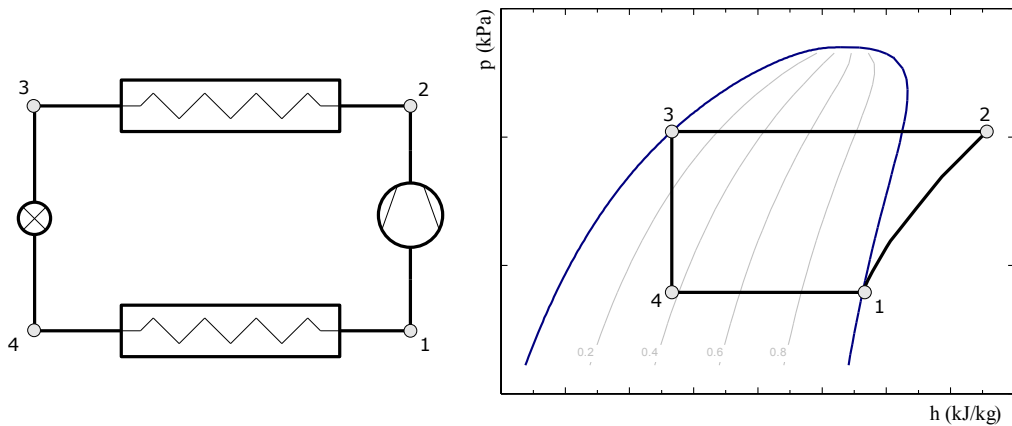


Figura 5.1: Esquema y diagrama p - h del ciclo estándar de compresión mecánica simple

Calculemos el caudal de refrigerante a partir del balance en el evaporador y el trabajo de compresión de forma análoga sobre el compresor.

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad \dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_f}{(h_1 - h_4)} = 1,261 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}_R (h_2 - h_1) = 72,9 \text{ kW}$$

Por último el coeficiente de eficiencia energética valdrá:

$$COP = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_c} = 2,47$$

Ciclo de compresión mecánica doble, figura (A):

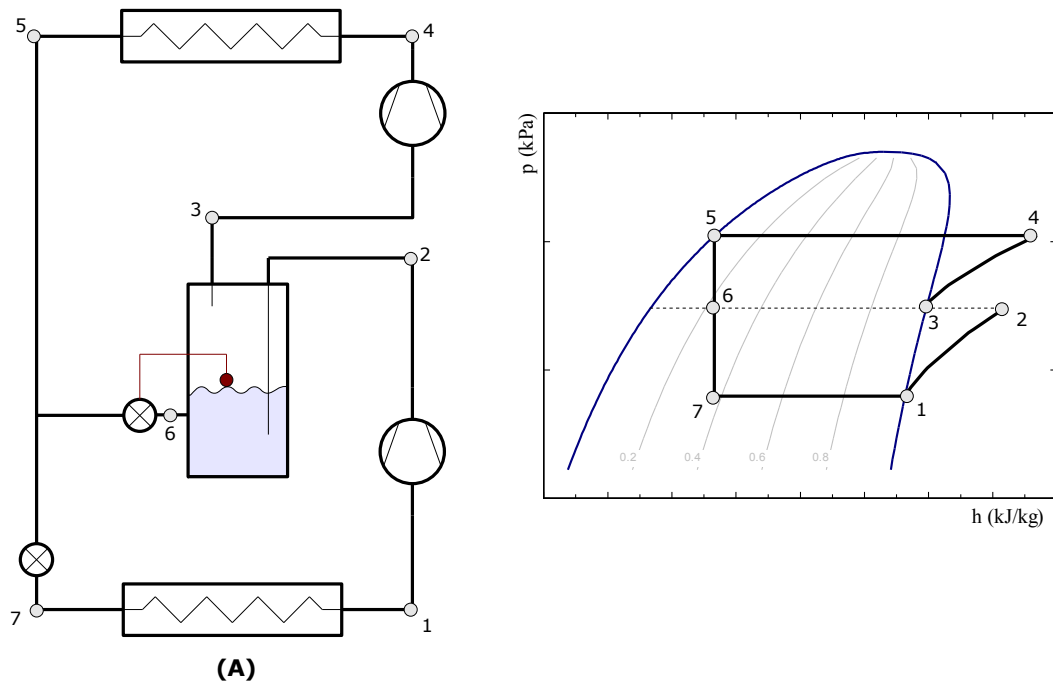


Figura 5.2: Esquema y diagrama p - h del ciclo de compresión mecánica doble (A)

La presión de intermedia a la que opera el depósito es $p_{int}=498,1 \text{ kPa}$ que corresponde con una temperatura de cambio de fase de $T_{int}=0^\circ\text{C}$.

Las entalpías de los nuevos puntos, suponiendo los procesos de compresión isentrópicos son las siguientes:

$$h_2=419,3 \text{ kJ/kg} \quad h_3=405,0 \text{ kJ/kg} \quad h_4=434,8 \text{ kJ/kg}$$

Realizando un balance de energía sobre el evaporador obtenemos el caudal que circula por el mismo, y por el compresor de baja presión. Como el salto de entalpía es el mismo que en el caso del ciclo simple y demandamos la misma potencia frigorífica, el caudal debe ser el mismo.

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_{RB}(h_1 - h_7) \quad \dot{m}_{RB} = \frac{\dot{Q}_f}{(h_1 - h_7)} = 1,261 \text{ kg/s}$$

Realizando un balance de energía en el depósito intermedio obtenemos el caudal que circula por el compresor de alta:

$$\dot{m}_{RB}h_2 + (\dot{m}_{RA} - \dot{m}_{RB})h_6 = \dot{m}_{RA}h_3 \quad \dot{m}_{RA} = \dot{m}_{RB} \frac{h_2 - h_6}{h_3 - h_6} = 1,377 \text{ kg/s}$$

El trabajo de compresión y el coeficiente de eficiencia energética serán:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{RB}(h_2 - h_1) + \dot{m}_{RA}(h_4 - h_3) = 33,8 + 41,0 = 74,8 \text{ kW} \quad COP = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_c} = 2,41$$

Ciclo de compresión mecánica doble, figura (B):

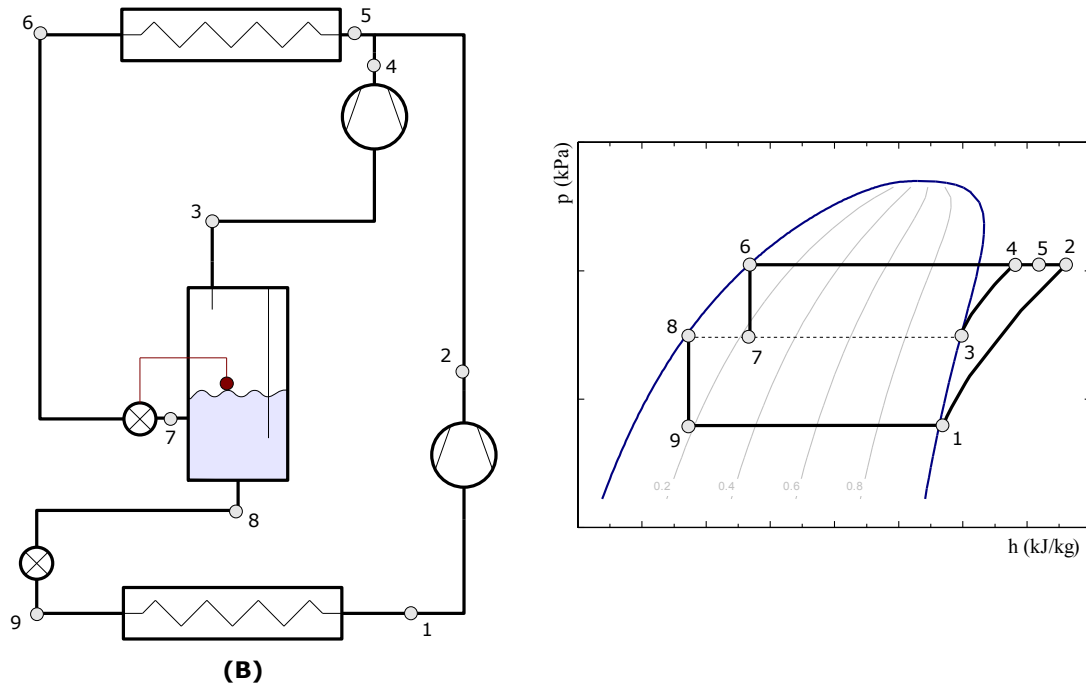


Figura 5.3: Esquema y diagrama $p-h$ del ciclo de compresión mecánica doble (B)

Al igual que el caso (A), la presión de intermedia a la que opera el depósito es $p_{int}=498,1 \text{ kPa}$, que corresponde con una temperatura de cambio de fase de $T_{int}=0^\circ\text{C}$.

Las entalpías de los puntos, suponiendo los procesos de compresión isentrópicos son las siguientes:

Punto	1	2	3	4	6	7	8	9
h (kJ/kg)	392,5	450,3	405,0	434,8	249,8	249,8	200,0	200,0

Tabla 5.1: Entalpías de diferentes puntos del ciclo (B).

Realizando un balance de energía sobre el evaporador obtenemos el caudal que circula por el mismo, y por el compresor de baja presión (le llamaremos así aunque realmente no sea de baja):

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_{RB}(h_1 - h_9) \quad \dot{m}_{RB} = \frac{\dot{Q}_f}{(h_1 - h_9)} = 0,935 \text{ kg/s}$$

Realizando un balance de energía en el depósito intermedio obtenemos el caudal que circula por el compresor de alta:

$$(\dot{m}_{RA} + \dot{m}_{RB})h_7 = \dot{m}_{RA}h_3 + \dot{m}_{RB}h_8 \quad \dot{m}_{RA} = \dot{m}_{RB} \frac{h_7 - h_8}{h_3 - h_7} = 0,300 \text{ kg/s}$$

El trabajo de compresión y el coeficiente de eficiencia energética serán:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{RB}(h_2 - h_1) + \dot{m}_{RA}(h_4 - h_3) = 54,0 + 8,9 = 62,9 \text{ kW} \quad COP = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_c} = 2,86$$

Compresores

Problema 6

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 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 frigorífico 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 .

La siguiente figura muestra un esquema de una instalación para enfriamiento de aire condensada por agua:

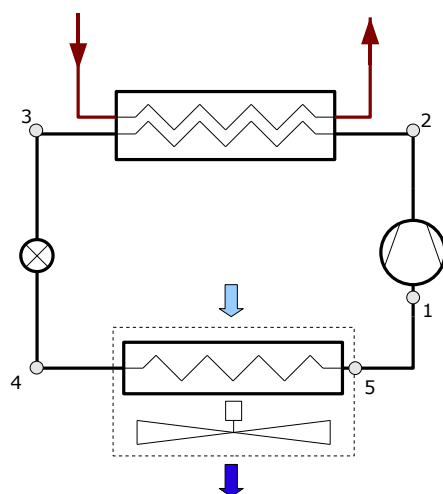


Figura 6.1: Esquema de la instalación.

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. Luego si el salto a la entrada al evaporador debe ser de 7°C la temperatura de evaporación será:

$$\Delta T_{\text{evap},e} = T_{\text{Ae}} - T_{\text{evap}} = 7^{\circ}\text{C} \quad T_{\text{evap}} = T_{\text{Ae}} - \Delta T_{\text{evap},e} = -10^{\circ}\text{C}$$

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, y la temperatura de condensación 5°C por encima de la temperatura más alta alcanzada en el condensador:

$$\Delta T_{cond,s} = T_{cond} - T_{ws} = 5^{\circ}\text{C}$$

$$T_{cond} = T_{ws} + \Delta T_{cond,s} = 25^{\circ}\text{C}$$

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:

$$h_1 = 401,2 \text{ kJ/kg} \quad h_{2s} = 427,1 \text{ kJ/kg} \quad h_5 = 392,7 \text{ kJ/kg}$$

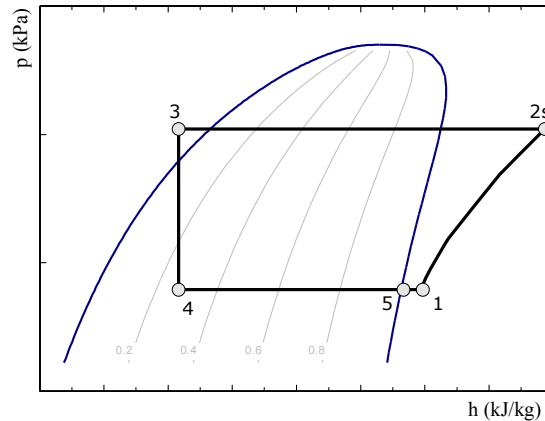


Figura 6.2: Diagrama p-h de la instalación.

La potencia frigorífica que debe suministrar este sistema es de $150.000 \text{ kcal/h} = 174,42 \text{ kW}$.

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

$$\dot{V}_t = V_{cil} \omega = 0,0319 \text{ m}^3/\text{s}$$

Para este caso la relación de presiones es 3,31 podemos decir que rendimiento volumétrico del compresor va a ser aproximadamente 0,8.

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{V}_{RI}}{\dot{V}_t} \quad \dot{V}_{RI} = \dot{V}_t \eta_{vol} = 0,255 \text{ m}^3/\text{s}$$

Siendo el volumen específico sobre el punto 1 $v_1 = 0,1044 \text{ m}^3/\text{kg}$, tendremos un caudal másico:

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{V}_{RI}}{v_1} = 0,244 \text{ kg/s}$$

Y del balance de energía sobre el evaporador podemos obtener la entalpía del punto 4:

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_R (h_5 - h_4) \quad h_4 = h_5 - \frac{\dot{Q}_f}{\dot{m}_R} = -322,1 \text{ kJ/kg}$$

Este valor es **imposible**, sería necesario subenfriar el líquido a menos cientos de grados.

Problema 7

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.

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

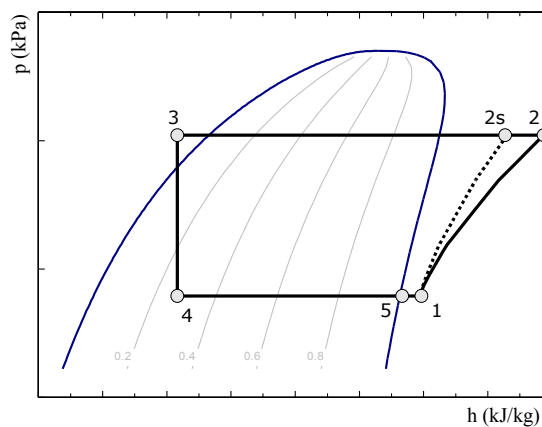


Figura 7.1: Diagrama p-h de la instalación.

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:

$$v_{suc} = v_1 = 43,21 \text{ l/kg} \quad v_{des} = v_2 = 14,13 \text{ l/kg} \quad \eta_{vol,t} = 0,901$$

Desplazamiento volumétrico del compresor:

$$\dot{V}_t = N_c \omega \frac{\pi D_c^2}{4} L_c = 0,035 \text{ m}^3/\text{s} = 35 \text{ l/s}$$

Los valores de las entalpías de los diferentes puntos son:

$$h_1 = 412,9 \text{ kJ/kg} \quad h_{2s} = 444,2 \text{ kJ/kg} \quad h_3 = h_4 = 259,3 \text{ kJ/kg}$$

Realizando un balance de energía sobre el evaporador.

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad \dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_f}{(h_1 - h_4)} = 0,628 \text{ kg/s}$$

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

$$\dot{V}_{RI} = \dot{m}_R v_1 = 0,0264 \text{ m}^3/\text{s}$$

Por lo tanto el rendimiento volumétrico real será:

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{V}_{RI}}{\dot{V}_t} = 0,754$$

El trabajo de compresión teórico o isentrópica podemos calcularlo como:

$$\dot{W}_{c,s} = \dot{m}_R (h_{2s} - h_1) = 18,40 \text{ kW}$$

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

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_{c,s}}{\dot{W}_c} = 0,637$$

Si quisieramos calcular la temperatura del punto 2, podemos realizarlo a través de la entalpía de este punto.

$$\dot{W}_c = \dot{m}_R (h_2 - h_1) \quad h_2 = 458,9 \text{ kJ/kg} \rightarrow T_2 = 93,4^\circ\text{C}$$

Problema 8

Los datos de catálogo del compresor SP4L220E son los siguientes:

Refrigerante: R-134a
Desplazamiento volumétrico: 86,1 m³/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.

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.

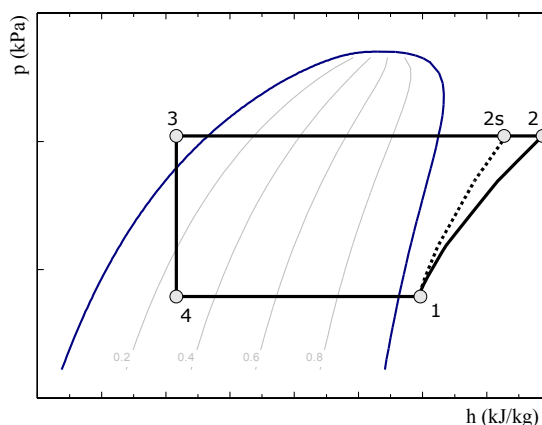


Figura 8.1: Diagrama p-h del R-134a con subenfriamiento y recalentamiento.

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

$$h_1 = 401,2 \text{ kJ/kg} \quad h_{2s} = 442,6 \text{ kJ/kg} \quad h_3 = h_4 = 264,0 \text{ kJ/kg}$$

Para obtener el caudal másico de refrigerante realizamos un balance de energía sobre el evaporador.

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad \dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_f}{(h_1 - h_4)} = 0,173 \text{ kg/s}$$

También podemos conseguir la entalpía del punto 2 realizando un balance de energía sobre el compresor.

$$\dot{W}_c = \dot{m}_R (h_2 - h_1) \quad h_2 = h_1 + \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_R} = 459,0 \text{ kJ/kg}$$

La siguiente figura muestra el ciclo sin recalentamiento del vapor, ni subenfriamiento del líquido.

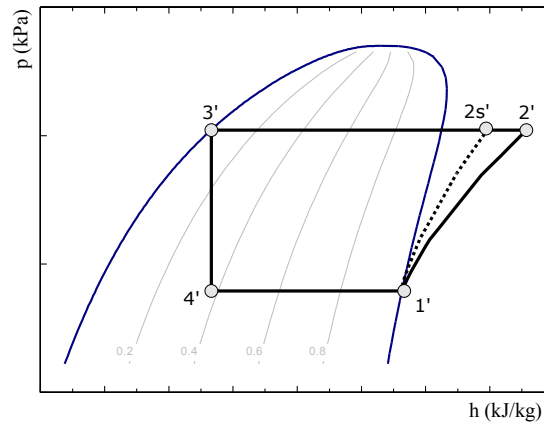


Figura 8.2: Diagrama p-h del R-134a sin subenfriamiento y recalentamiento.

Para los nuevos punto los valores de las entalpías son los siguientes:

$$h_{1'} = 392,7 \text{ kJ/kg} \quad h_{2s'} = 430,0 \text{ kJ/kg} \quad h_{3'} = h_{4'} = 271,6 \text{ kJ/kg}$$

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 el rendimiento isentrópico del compresor se mantienen.

Rendimiento volumétrico del caso inicial:

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{V}_{RI}}{\dot{V}_t} = \frac{\dot{m}_R v_1}{\dot{V}_t} = 0,755$$

Luego el caudal de refrigerante y la potencia frigorífica en el segundo caso serán:

$$\dot{m}'_R = \frac{\dot{V}_t \eta_{vol}}{v_{1'}} = 0,188 \text{ kg/s} \quad \dot{Q}'_f = \dot{m}'_R (h_{1'} - h_{4'}) = 22,77 \text{ kW}$$

Usando el 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.

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_{c,s}}{\dot{W}_c} = \frac{\dot{m}_R (h_{2s} - h_1)}{\dot{W}_c} = 0,716$$

$$\dot{W}'_c = \frac{\dot{W}'_{c,s}}{\eta_s} = \frac{\dot{m}'_R (h_{2s'} - h_{1'})}{\eta_s} = 9,79 \text{ kW}$$

Los valores del coeficiente de eficiencia energética para ambos casos son:

$$COP = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_c} = 2,37 \quad COP' = \frac{\dot{Q}'_f}{\dot{W}'_c} = 2,33$$

Problema 9

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.

Partiendo de los datos geométricos del compresor y de su velocidad de giro obtenemos el desplazamiento volumétrico del mismo.

$$\dot{V}_t = N_c \omega \frac{\pi D_c^2}{4} L_c = 0,0483 \text{ m}^3/\text{s} = 173,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

Comenzando por el primer caso, $T_{evap} = -20^\circ\text{C}$

Dibujando el ciclo sobre un diagrama P-h obtenemos:

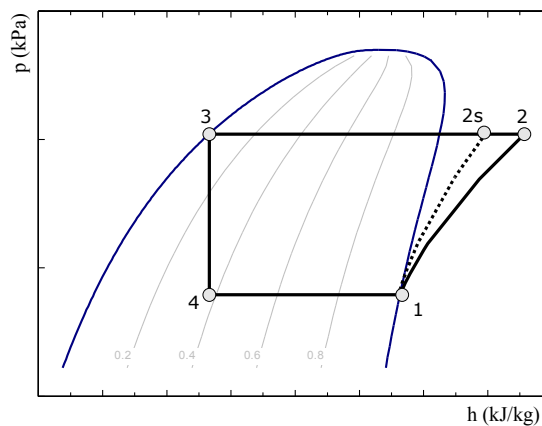


Figura 9.1: Diagrama p-h del ciclo de compresión mecánica simple.

Presiones: $p_{cond} = 1534,1 \text{ kPa}$ $p_{evap} = 245,4 \text{ kPa}$

Por tanto el rendimiento volumétrico valdrá:

$$r_c = \frac{p_{cond}}{p_{evap}} = 6,251 \quad \eta_{vol} = 0,0016 r_c^2 - 0,0734 r_c + 1,0117 = 0,6154$$

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

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{V}_{RI}}{\dot{V}_t} = \frac{\dot{m}_R v_1}{\dot{V}_t} \quad \dot{m}_R = \frac{\eta_{vol} \dot{V}_t}{v_1} = 0,321 \text{ kg/s}$$

Finalmente obtenemos el incremento de entalpía en el evaporador y la potencia frigorífica.

$$\Delta h_{\text{evap}} = h_1 - h_4 = 147,1 \text{ kJ/kg} \quad \dot{Q}_f = \dot{m}_R \Delta h_{\text{evap}} = 47,22 \text{ kW}$$

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}	$\dot{m}_R (\text{kg/s})$	$\Delta h_{\text{evap}} (\text{kJ/kg})$	$\dot{Q}_f (\text{kW})$
-20	245,4	0,615	0,321	147,1	47,22
-10	354,9	0,724	0,536	151,3	81,09
0	498,1	0,801	0,821	155,2	127,4
10	681,2	0,855	1,189	158,7	188,8

Tabla 9.1: Resumen de resultados para las diferentes temperaturas de evaporación.

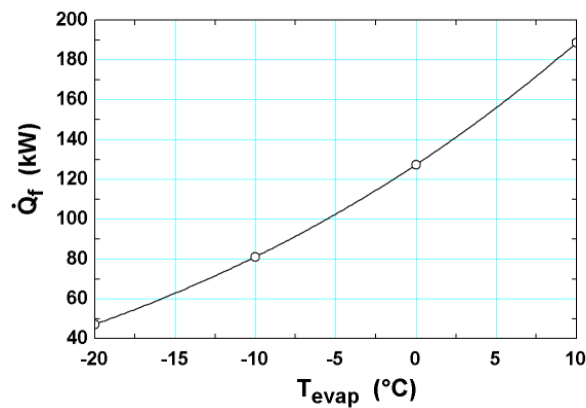


Figura 9.2: Evolución de la potencia frigorífica con la temperatura de evaporación.

Evaporadores y condensadores

Problema 10

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, 5.500 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 del compresor alternativos son las siguientes:

Nº de cilindros:	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.

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

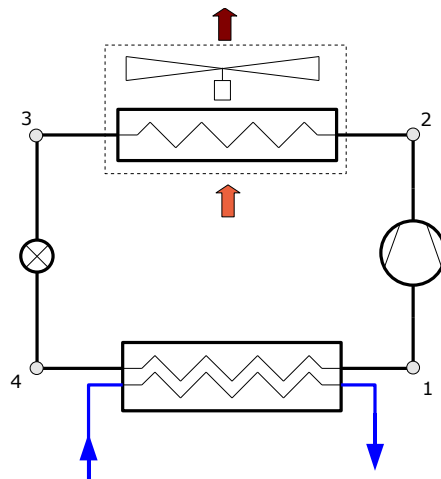


Figura 10.1: Esquema de una enfriadora de agua condensado por aire.

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

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_w c_p (T_{we} - T_{ws}) \quad T_{ws} = T_{we} - \frac{\dot{Q}_f}{\dot{m}_w c_p} = 9,93^\circ\text{C}$$

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

$$\varepsilon = \frac{T_{we} - T_{ws}}{T_{we} - T_{evap}} = 1 - e^{\frac{-U \cdot A}{\dot{m}_w c_p}} = 0,671 \quad T_{evap} = T_{we} - \frac{T_{we} - T_{ws}}{\varepsilon} = 4,99^\circ\text{C} \approx 5^\circ\text{C}$$

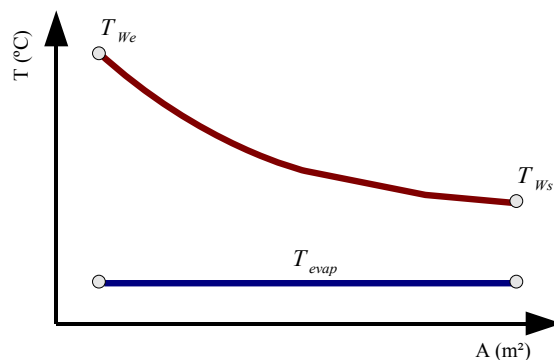


Figura 10.2: Diagrama de la evolución de temperaturas en el evaporador.

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

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{V}_{RI}}{\dot{V}_t} \quad \dot{V}_{RI} = \eta_{vol} \dot{V}_t = \eta_{vol} \left(N_c \omega \frac{\pi D_c^2}{4} L_c \right) = 0,00201 \text{ m}^3/\text{s}$$

Para calcular el caudal másico de refrigerante será necesario conocer el volumen específico a la entrada del compresor del R-22 como vapor saturado.

$$v_1 = 0,04035 \text{ m}^3/\text{kg} \quad \dot{m}_R = \frac{\dot{V}_{RI}}{v_1} = 0,05 \text{ kg/s}$$

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 isentálpico.

$$h_1 = 406,8 \text{ kJ/kg} \quad h_4 = h_1 - \frac{\dot{Q}_f}{\dot{m}_R} = 246,8 \text{ kJ/kg}$$

Interpolando en la curva de líquido saturado obtendremos la temperatura de condensación asociada al punto 3, $T_{cond} = 37,7^\circ\text{C}$.

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

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_R (h_2 - h_3) = \dot{m}_A c_p (T_{As} - T_{Ae})$$

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.

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_f + \dot{W}_c = \dot{V}_A \rho c_p (T_{As} - T_{Ae}) \quad T_{As} = T_{Ae} + \frac{\dot{Q}_f + \dot{W}_c}{\dot{V}_A \rho c_p} = 30,18^\circ\text{C}$$

Problema 11

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, $COP = 2,5 - 0,01(T_{cond} - 30)$.

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 10.000 W/m²K). 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 $k = 15,1$ 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:

- Temperatura de condensación del refrigerante y calor total intercambiado en el condensador.
- 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 W/m²K, independiente de la velocidad del fluido por encontrarse este en régimen laminar.

Apartado A:

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

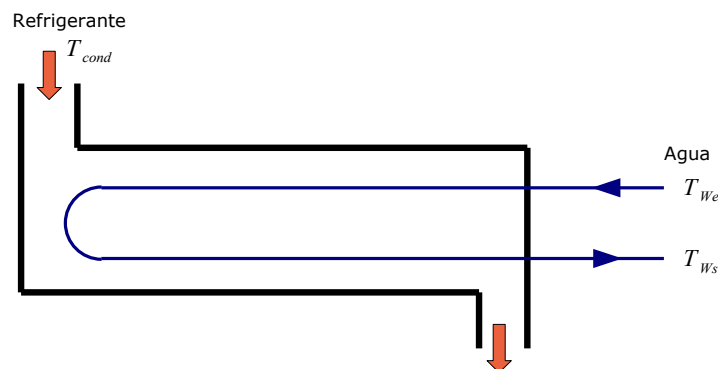


Figura 11.1: Esquema del condensador de carcasa y tubos en U.

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

$$COP = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_c} = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{Q}_c - \dot{Q}_f} \quad \dot{Q}_c = \dot{Q}_f \left(1 + \frac{1}{COP} \right) = \dot{Q}_f \left(1 + \frac{1}{2,5 - 0,01(T_{cond} - 30)} \right)$$

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

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_w c_p (T_{ws} - T_{we}) = \dot{m}_w c_p \varepsilon (T_{cond} - T_{we}) = \dot{m}_w c_p \left(1 - e^{\frac{-U A}{\dot{m}_w c_p}}\right) (T_{cond} - T_{we})$$

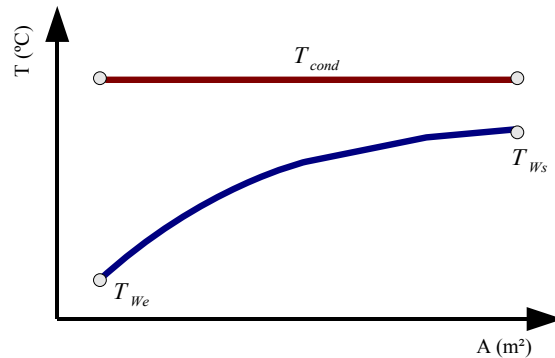


Figura 11.2: Diagrama de la evolución de temperaturas en el condensador.

Luego si igualo las dos ecuaciones anteriores, tendré una sola ecuación con una sola incógnita, la temperatura de condensación.

$$\dot{Q}_f \left(1 + \frac{1}{2,5 - 0,01(T_{cond} - 30)}\right) = \dot{m}_w c_p \left(1 - e^{\frac{-U A}{\dot{m}_w c_p}}\right) (T_{cond} - T_{we})$$

Para poder resolver esta ecuación necesito conocer UA.

Cálculo de UA:

$$U A = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext} A_{ext}} + \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2\pi k N_t L_t} + \frac{1}{h_{int} A_{int}}} = 1046 \text{ W/K}$$

Donde:

$$\checkmark A_{ext} = N_t \pi D_{ext} L_t = 10,37 \text{ m}^2$$

$$\checkmark A_{int} = N_t \pi D_{int} L_t = 9,43 \text{ m}^2$$

Despejando de la ecuación inicial y resolviendo queda una ecuación cuadrática de la que la única solución válida es: $T_{cond} = 28,7^\circ\text{C}$

El calor evacuado en el condensador será:

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_f \left(1 + \frac{1}{2,5 - 0,01(T_{cond} - 30)}\right) = 6,98 \text{ kW}$$

Apartado B

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

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_f \left(1 + \frac{1}{2,5 - 0,01(T_{cond} - 30)}\right) = 7 \text{ kW}$$

Utilizando la otra expresión del calor de condensación tendríamos que:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_w c_p \left(1 - e^{\frac{-U A}{\dot{m}_w c_p}} \right) (T_{cond} - T_{we})$$

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 $\dot{m}_w = 0,2549 \text{ kg/s}$
- ✓ ...
- ✓ nª iteración: $\dot{m}_w = 0,2884 \text{ kg/s}$

Problema 12

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 $R_{suc}=0,001 \text{ m}^2\text{K/W}$, 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:

- C. La temperatura de condensación permanece constante e igual a 40°C.
- D. El evaporador es inundado y la válvula de expansión mantiene la temperatura de salida del agua (10,43°C).
- E. El rendimiento de la compresión es 0,7.
- F. El coeficiente de intercambio global del evaporador limpio es $UA_{limpio}= 800 \text{ W/K}$.

El caudal de agua a la entrada, suponiendo una densidad del agua de 1 kg/l, es: $\dot{m}_w=0,5267 \text{ kg/s}$.

La potencia frigorífica suministrada será:

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_w c_p (T_{we} - T_{ws}) = 10,06 \text{ kW}$$

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, y despejamos de ella la temperatura de evaporación.

$$\varepsilon = \frac{T_{we} - T_{ws}}{T_{we} - T_{evap}} = 1 - e^{\frac{-UA_{limpio}}{\dot{m}_w c_p}} = 0,3047 \quad T_{evap} = T_{we} - \frac{T_{we} - T_{ws}}{\varepsilon} \approx 0^\circ\text{C}$$

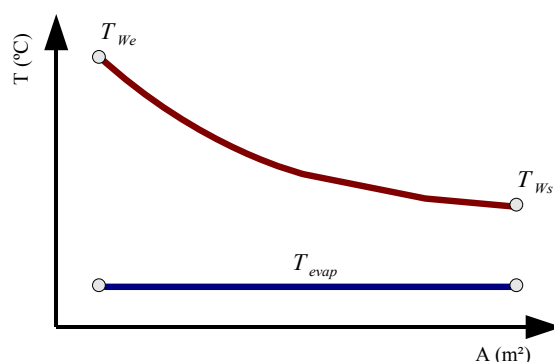


Figura 12.1: Diagrama de la evolución de temperaturas en el evaporador.

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

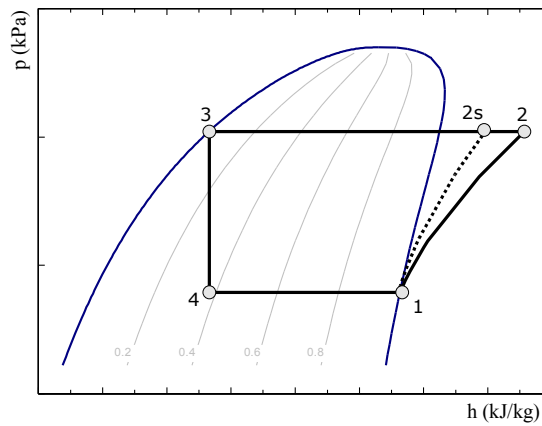


Figura 12.2: Diagrama p-h del ciclo de compresión mecánica simple.

Las entalpías de los puntos son:

$$h_1 = 1462,2 \text{ kJ/kg} \quad h_{2s} = 1647,5 \text{ kJ/kg} \quad h_3 = h_4 = 390,6 \text{ kJ/kg}$$

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

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad \dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_f}{(h_1 - h_4)} = 0,0094 \text{ kg/s}$$

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

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_{c,s}}{\dot{W}_c} \quad \dot{W}_c = \frac{\dot{W}_{c,s}}{\eta_s} = \frac{\dot{m}_R (h_{2s} - h_1)}{\eta_s} = 2,49 \text{ kW}$$

El coeficiente de eficiencia energética valdrá para el caso limpio:

$$COP_{limpio} = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_c} = 4,04$$

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

$$U A_{sucio} = \frac{1}{\frac{1}{U A_{limpio}} + \frac{R_{suc}}{A_{ext}}} = 740,7 \text{ W/K}$$

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

$$T_{evap} = T_{we} - \frac{T_{we} - T_{ws}}{1 - e^{-\frac{U A_{sucio}}{\dot{m}_R c_p}}} \approx -1^\circ \text{C}$$

Las entalpías de los nuevos puntos son:

$$h_1 = 1461,15 \text{ kJ/kg} \quad h_{2s} = 1652,3 \text{ kJ/kg} \quad h_3 = h_4 = 390,6 \text{ kJ/kg}$$

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

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad \dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_f}{(h_1 - h_4)} = 0,0094 \text{ kg/s}$$

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

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_{c,s}}{\dot{W}_c} \quad \dot{W}_c = \frac{\dot{W}_{c,s}}{\eta_s} = \frac{\dot{m}_R (h_{2s} - h_1)}{\eta_s} = 2,57 \text{ kW}$$

El coeficiente de eficiencia energética valdrá para el caso sucio:

$$COP_{sucio} = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_c} = 3,91$$

Problema 13

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 30.000 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.

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

El caudal de aire a la entrada al evaporador es $\dot{V}_{Ae} = 30.000 \text{ m}^3/\text{h} = 8,333 \text{ m}^3/\text{s}$

Realizando un balance de energía sobre el caudal de aire del evaporador tendremos:

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_A (h_{Ae} - h_{As})$$

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 el caudal másico será:

$$\dot{m}_A = \dot{V}_{Ae} \rho_{Ae} = 10,39 \text{ kg/s}$$

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: $h_{Ae} = 26 \text{ kJ/kg a.s.}$

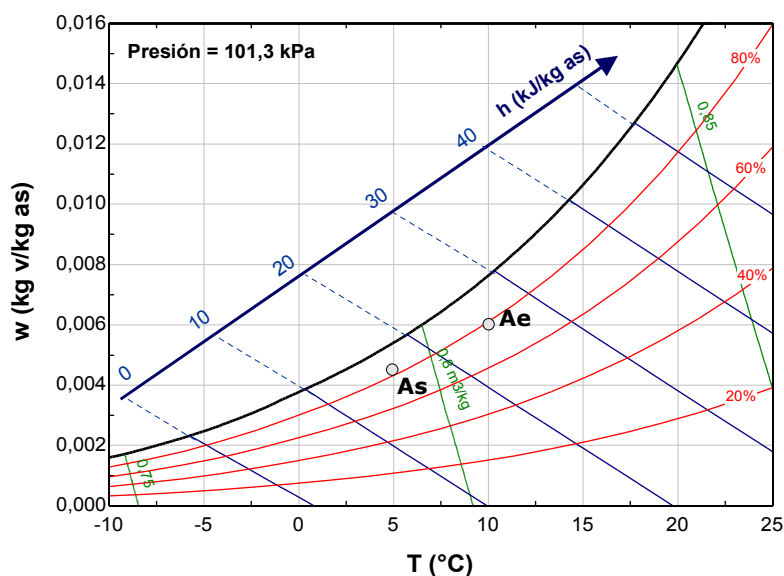


Figura 13.1: Aire de entrada (Ae) y de salida (As) sobre el diagrama psicrométrico.

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

$$h_{As} = h_{Ae} - \frac{\dot{Q}_f}{\dot{m}_A} = 16,38 \text{ kJ/kg a.s.}$$

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:

$$w_{Ae} = 6 \text{ g/kg a.s.} \qquad w_{As} = 4,5 \text{ g/kg a.s.}$$

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.

$$\dot{m}_w = \dot{m}_A (w_{Ae} - w_{As}) = 15,6 \text{ g/s} = 56,16 \text{ kg/h}$$

Problema 14

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:

- Potencia frigorífica, potencia evacuada por el condensador y U A del evaporador.
- 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 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.

Apartado A

La siguiente figura muestra un esquema de una enfriadora aire-agua.

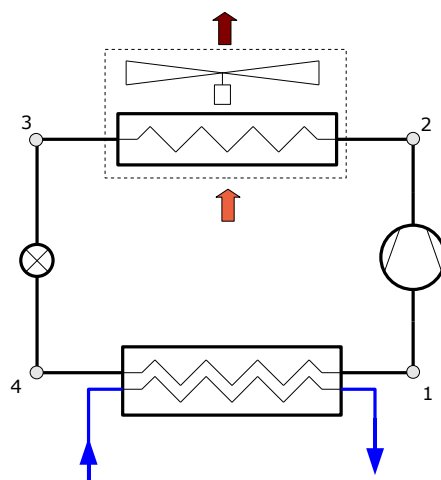


Figura 14.1: Esquema de una enfriadora de agua condensado por aire.

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:

$$h_1 = 407,2 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2s} = 430,2 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_4 = 249,8 \text{ kJ/kg}$$

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

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{V}_{RI}}{\dot{V}_t} = \frac{\dot{m}_R v_1}{\dot{V}_t} \quad \dot{m}_R = \frac{\eta_{vol} \dot{V}_t}{v_1} = 0,0511 \text{ kg/s}$$

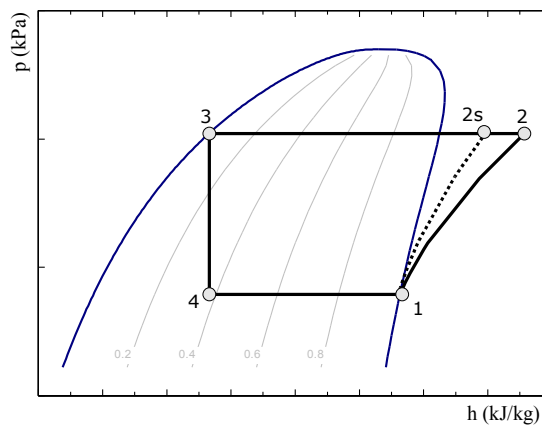


Figura 14.2: Diagrama p-h del ciclo de compresión mecánica simple.

Realizando un balance sobre el evaporador del lado del refrigerante:

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_R (h_1 - h_4) = 8,04 \text{ kW}$$

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

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_f + \dot{W}_c = 9,54 \text{ kW}$$

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

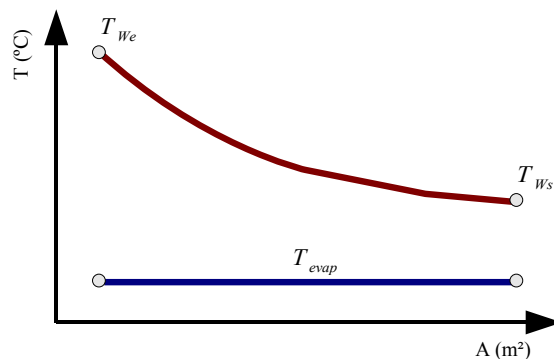


Figura 14.3: Diagrama de la evolución de temperaturas en el evaporador.

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_w c_p (T_{we} - T_{ws}) \quad T_{ws} = T_{we} - \frac{\dot{Q}_f}{\dot{m}_w c_p} = 10,38^\circ\text{C}$$

Y planteando la ecuación de transferencia sobre el evaporador:

$$\dot{Q}_f = U A \Delta_{lm} = U A \frac{T_{we} - T_{ws}}{\ln \left(\frac{T_{we} - T_{evap}}{T_{ws} - T_{evap}} \right)} \quad U A = \frac{\dot{Q}_f}{\Delta_{lm}} = 0,971 \text{ kW}/^\circ\text{C}$$

Apartado B

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 está 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:

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{V}_{RI}}{\dot{V}_t} = \frac{\dot{m}_R v_1}{\dot{V}_t} \quad \dot{m}_R = \frac{\eta_{vol} \dot{V}_t}{v_1} = 0,0511 \text{ kg/s}$$

También se nos indica que el U·A del evaporador es proporcional al caudal de agua elevado a 0,8, por tanto, el ratio entre el nuevo U·A y el antiguo es igual a la relación de caudales elevada a 0,8.

$$\frac{U A_{nuevo}}{U A} = \left(\frac{\dot{m}_{W,nuevo}}{\dot{m}_W} \right)^{0,8} = 0,9192 \quad U A_{nuevo} = 0,893 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

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

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_W c_p (T_{We} - T_{Ws}) = \dot{m}_W c_p \left(1 - e^{\frac{-U A}{\dot{m}_W c_p}} \right) (T_{We} - T_{evap}) = 7,32 \text{ kW}$$

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

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad h_4 = h_1 - \frac{\dot{Q}_f}{\dot{m}_R} = 263,9 \text{ kJ/kg}$$

Esta entalpía corresponde a una temperatura de condensación de: $T_{cond} = 50,36^\circ\text{C} \approx 50^\circ\text{C}$

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

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_{c,s}}{\dot{W}_c} = \frac{\dot{m}_R (h_{2s} - h_1)}{\dot{W}_c} = 0,784$$

Para el caso nuevo $h_{2s} = 436,4 \text{ kJ/kg}$ y por tanto:

$$\dot{W}_c = \frac{\dot{W}_{c,s}}{\eta_s} = \frac{\dot{m}_R (h_{2s} - h_1)}{\eta_s} = 1,903 \text{ kW}$$

Y la potencia evacuada en el condensador será:

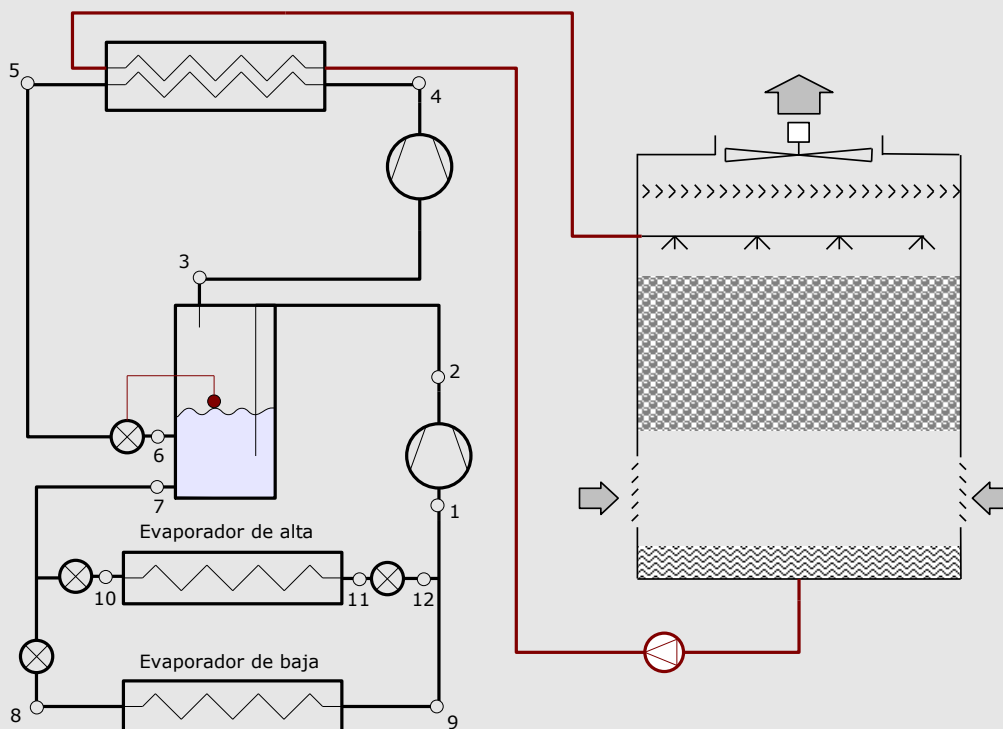
$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_f + \dot{W}_c = 9,22 \text{ kW}$$

Problemas combinados

Problema 15

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:	$\dot{Q}_{fB} = 30 \text{ kW}$
	Presión de evaporación del refrigerante:	$p_{\text{evap}, B} = 119,4 \text{ kPa}$
Evaporador alta:	Potencia frigorífica:	$\dot{Q}_{fA} = 15 \text{ kW}$
	Presión de evaporación del refrigerante:	$p_{\text{evap}, A} = 190,1 \text{ kPa}$
Condensador:	Presión refrigerante salida del condensador:	$p_{\text{cond}} = 1555,3 \text{ kPa}$
Depósito intermedio:	Presión del refrigerante:	$p_{\text{int}} = 429,6 \text{ kPa}$
Torre de Refrig.:	Temperatura del agua a la entrada a la torre:	$T_{\text{Wet}} = 35^\circ\text{C}$
	Temperatura seca del aire exterior:	$T_{\text{Aext}} = 35^\circ\text{C}$
	Temperatura de bulbo húmedo del aire exterior:	$T_{\text{bh, Aext}} = 25^\circ\text{C}$
	Humedad relativa del aire a la salida de la torre:	$\phi_{\text{As}} = 90\%$
	Caudal de aire seco de entrada en torre:	$\dot{V}_{\text{Ae}} = 15.700 \text{ m}^3/\text{h}$
	Cercanía de la torre:	5°C
Compresores (ambos):	Rendimiento isentrópico:	$\eta_s = 0,8$



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.

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

- ✓ $p_{\text{evap},B} = 119,4 \text{ kPa} \rightarrow T_{\text{evap},B} = -30^\circ\text{C}$
- ✓ $p_{\text{evap},B} = 190,1 \text{ kPa} \rightarrow T_{\text{evap},B} = -20^\circ\text{C}$
- ✓ $p_{\text{int}} = 429,6 \text{ kPa} \rightarrow T_{\text{int}} = 0^\circ\text{C}$
- ✓ $p_{\text{cond}} = 1555,3 \text{ kPa} \rightarrow T_{\text{cond}} = 40^\circ\text{C}$

A: Diagrama p-h de la instalación frigorífica

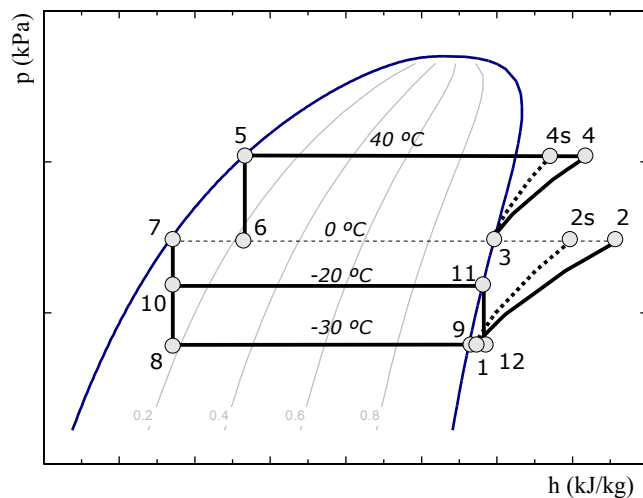


Figura 15.1: Diagrama p-h de la instalación frigorífica.

B. Potencias de compresión y COP de la instalación

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

$$\begin{aligned}
 h_7 = h_8 = h_{10} &= 200 \text{ kJ/kg} & h_3 &= 1462,2 \text{ kJ/kg} & h_{11} = h_{12} &= 1437,7 \text{ kJ/kg} \\
 h_5 = h_6 &= 390,6 \text{ kJ/kg} & h_9 &= 1423,3 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

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

$$\dot{Q}_{f,B} = \dot{m}_{R,B}(h_{11} - h_{10}) \quad \dot{m}_{R,B} = \frac{\dot{Q}_{f,B}}{(h_{11} - h_{10})} = 0,0242 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_{f,A} = \dot{m}_{R,A}(h_9 - h_8) \quad \dot{m}_{R,A} = \frac{\dot{Q}_{f,A}}{(h_9 - h_8)} = 0,0123 \text{ kg/s}$$

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

$$h_1 = \frac{\dot{m}_{R,A}h_{12} + \dot{m}_{R,B}h_9}{\dot{m}_{R,A} + \dot{m}_{R,B}} = 1428,2 \text{ kJ/kg}$$

Si seguimos la isentrópica que parte del punto 1 hasta la presión del deposito intermedio obtenemos: $h_{2s} = 1601,7 \text{ kJ/kg}$. El rendimiento isentrópico de la compresión es 0,8 y por tanto:

$$\eta_s = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_s} = 1645,1 \text{ kJ/kg}$$

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:

$$(\dot{m}_{R,A} + \dot{m}_{R,B})h_2 + \dot{m}_{R,cond}h_6 = (\dot{m}_{R,A} + \dot{m}_{R,B})h_7 + \dot{m}_{R,cond}h_3$$

$$\dot{m}_{R,cond} = (\dot{m}_{R,A} + \dot{m}_{R,B}) \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_6} = 0,0492 \text{ kg/s}$$

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

$$\eta_s = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \quad h_4 = h_3 + \frac{h_{4s} - h_3}{\eta_s} = 1693,7 \text{ kJ/kg}$$

Podemos ya calcular las potencias de compresión de ambos compresores:

$$\dot{W}_{c,B} = (\dot{m}_{R,A} + \dot{m}_{R,B})(h_2 - h_1) = 7,92 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{c,A} = \dot{m}_{R,cond}(h_4 - h_3) = 11,39 \text{ kW}$$

Y el COP de la instalación será:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{f,B} + \dot{Q}_{f,A}}{\dot{W}_{c,B} + \dot{W}_{c,A}} = 2,33$$

C. Caudal de agua manejado por la bomba del circuito de condensación

Realizando un balance de energía sobre el condensador:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_w c_p (T_{We} - T_{Ws})$$

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

$$T_{Ws} = 35^\circ\text{C} \quad \text{cercanía} = T_{We} - T_{bh, Aext} \quad T_{We} = 30^\circ\text{C}$$

La potencia de condensación puede ser calculada de dos formas:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{R,cond}(h_4 - h_5) = \dot{Q}_{f,B} + \dot{Q}_{f,A} + \dot{W}_{c,B} + \dot{W}_{c,A} = 64,31 \text{ kW}$$

Despejando del balance de energía en el condensador tenemos:

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{Q}_{cond}}{c_p(T_{we} - T_{ws})} = 3,08 \text{ kg/s}$$

D. Caudal de agua de reposición (evaporado) en la torre

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

$$T_{Aext} = 35^\circ\text{C} \quad T_{bh, Aext} = 25^\circ\text{C}$$

Si miramos en el diagrama psicrométrico del aire húmedo:

$$h_{Aext} = 76 \text{ kJ/kg a.s.} \quad w_{Aext} = 16 \text{ g/kg a.s.}$$

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

$$\dot{m}_A = \dot{V}_{Aext} \rho_{Aext} = 5 \text{ kg/s}$$

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

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_A(h_{As} - h_{Aext}) \quad h_{As} = h_{Aext} + \frac{\dot{Q}_c}{\dot{m}_A} = 89 \text{ kJ/kg a.s.}$$

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

$$T_{As} = 29^\circ\text{C} \quad w_{As} = 23 \text{ g/kg a.s.}$$

La diferencias 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:

$$\dot{m}_{w, rep} = \dot{m}_A(w_{As} - w_{Aext}) = 35 \text{ g/s} = 126 \text{ kg/h}$$

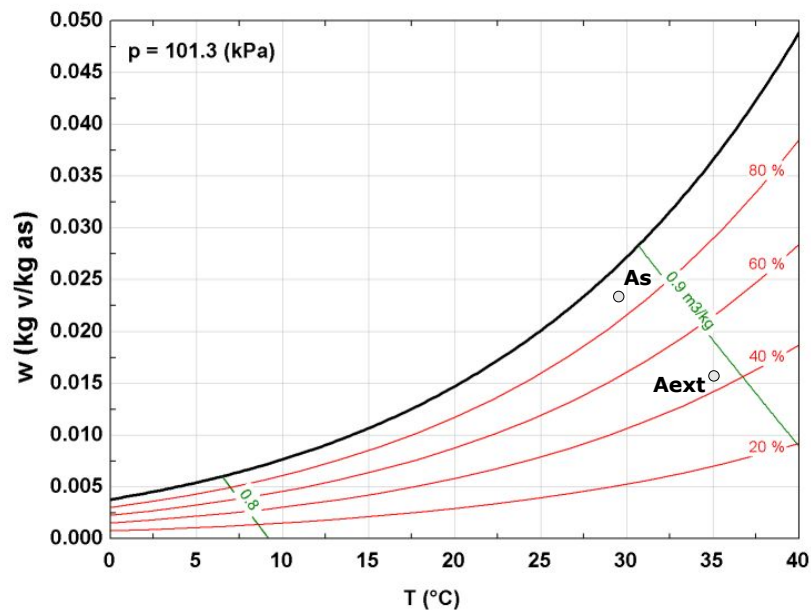


Figura 15.2: Aire de entrada (Aext) y de salida (As) sobre el diagrama psicrométrico.