

CAPÍTULO 6.

PRÁCTICA DE PRODUCCIÓN DE FRÍO

6.1. Objetivo de la práctica

La práctica de laboratorio consiste en el estudio de un sistema de producción de frío real, sobre el cual se realizarán las medidas de las variables correspondientes asociadas al ciclo de frío para diferentes condiciones de entrada del fluido a refrigerar.

Para ello se emplea la unidad de laboratorio de aire acondicionado Hilton A-575, la cual consta de un ciclo simple de refrigeración por compresión mecánica, que alimenta a una batería de frío para enfriar aire.

Los objetivos se resumen en:

- La toma de contacto con los elementos reales de que consta el ciclo (aspecto físico, tamaño y tipología de equipos), así como con los demás elementos auxiliares (depósito de líquido, elementos de instrumentación, etc...).
- El cálculo de los parámetros fundamentales del ciclo de refrigeración, así como su situación sobre el diagrama $p-h$ del fluido refrigerante.
- La discusión de los resultados obtenidos, analizando los cambios en las condiciones de entrada del aire y su influencia en las variables de operación del ciclo.

6.2. Fundamentos teóricos

La máquina frigorífica objeto de estudio trabaja según un ciclo de compresión mecánica simple, con $R-134a$ como fluido refrigerante (véase *Figura 6.1*). El fluido que transfiere al otro lado del evaporador es aire.

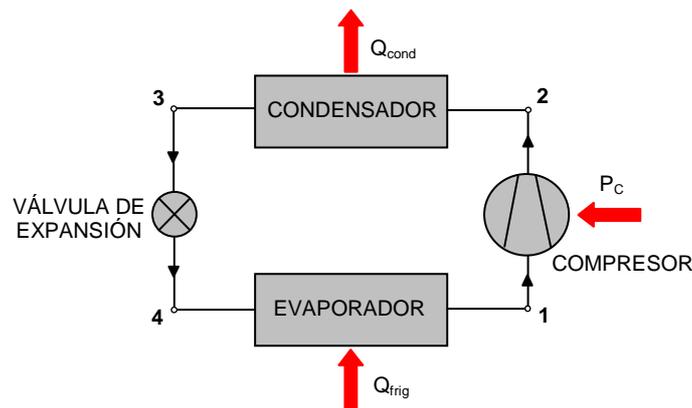


Figura 6.1. Ciclo de compresión mecánica simple

Por tratarse de un ciclo real, existirán un ligero subenfriamiento del líquido a la salida del condensador, y un sobrecalentamiento del vapor a la salida del evaporador. Las pérdidas de presión a lo largo del circuito, no obstante, se consideran despreciables, por ser las longitudes de la circuitería lo suficientemente pequeñas.

En el evaporador tiene lugar la transferencia de calor entre el fluido a refrigerar (aire, en nuestro caso) y el fluido refrigerante, como se muestra en la *Figura 6.2*.

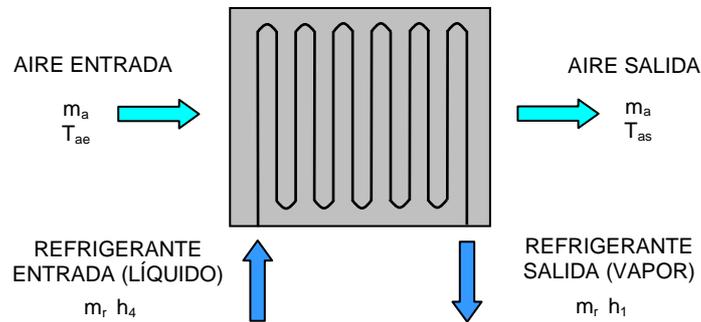


Figura 6.2. Transferencia de calor en el evaporador

Este calor no es más que la potencia frigorífica o efecto útil del ciclo de refrigeración, y puede obtenerse tanto del lado del aire (que cede calor, disminuyendo su entalpía) como del lado de refrigerante (que absorbe ese calor para cambiar de fase en los conductos del evaporador):

$$Q_{frig} = m_a (h_{ae} - h_{as}) = m_r (h_1 - h_4)$$

A partir de las medidas obtenidas es posible calcular igualmente la potencia de compresión real:

$$P_C = m_r (h_2 - h_1)$$

y el calor evacuado en el condensador:

$$Q_{cond} = m_r (h_2 - h_3) = Q_{frig} + P_C$$

Conociendo las variables asociadas a cada uno de los puntos característicos del ciclo (presión y entalpía específica) es posible situar el ciclo de frío sobre el diagrama $p-h$ del refrigerante *R-134a*.

Los datos anteriores posibilitan también el cálculo de los diferentes rendimientos asociados al ciclo de producción de frío, a saber:

- El coeficiente de eficiencia energética, asociado a la operación del ciclo en sí:

$$COP = \frac{Q_{frig}}{P_C}$$

- Los rendimientos isentrópico y volumétrico, asociados al compresor de la unidad, y definidos respectivamente como:

$$\eta_s = \frac{P_{Cs}}{P_C} \quad ; \quad \eta_{vol} = \frac{v_1 m_r}{V_t}$$

siendo $V_t = 4.515 \text{ m}^3/\text{h}$ el desplazamiento volumétrico del compresor.

6.3. Montaje experimental

6.3.1. Descripción de la unidad

En la *Figura 6.3* se muestra un esquema de la unidad de laboratorio. En ella se observa una conducción principal, en el interior de la cual circula la corriente de aire a enfriar. A su paso por la conducción, el aire va encontrando los siguientes equipos, en el orden indicado a continuación:

- Un ventilador centrífugo, que es quien pone en marcha el caudal de aire.
- Un precalentador eléctrico.
- Una batería de frío, que no es más que el evaporador del ciclo de refrigeración.

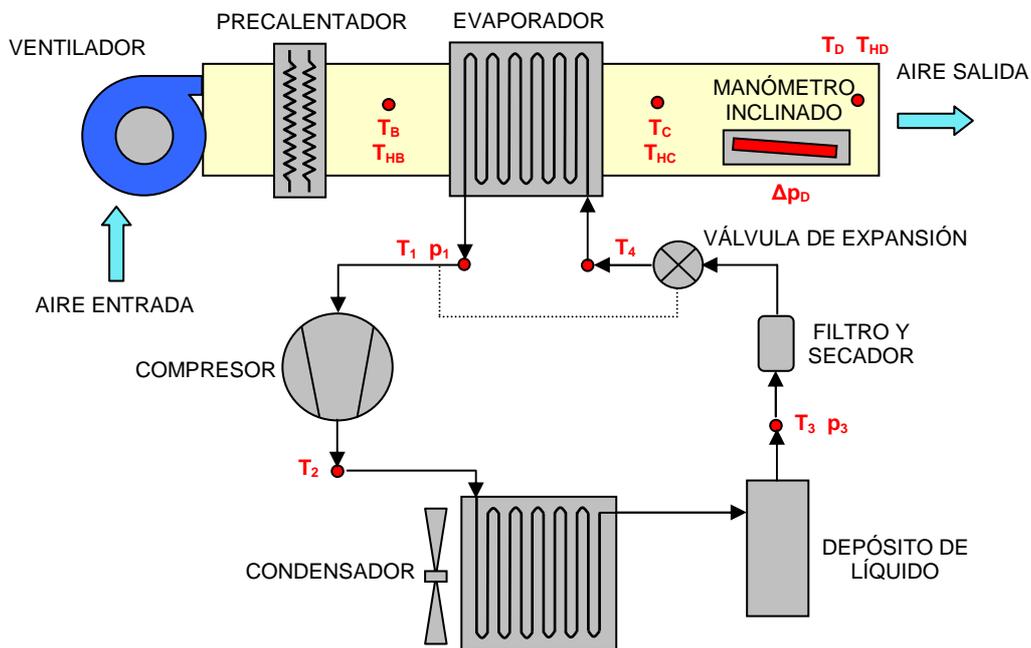


Figura 6.3. Ciclo de producción de frío en la unidad de laboratorio Hilton A-575

En el evaporador es donde se produce el efecto útil del ciclo de frío, esto es: enfriar la corriente de aire; los otros dos equipos, ventilador y precalentador, serán empleados para modificar las condiciones del aire a la entrada en cuanto a caudal y temperatura, respectivamente; es así como será analizado el comportamiento del ciclo ante diferentes condiciones de la carga sobre el evaporador.

6.3.2. Medida de variables

Se realizarán dos pruebas, en cada una de las cuales la corriente de aire es enfriada en el evaporador. Ambos experimentos se diferencian en las condiciones de entrada del aire en el equipo: en la *Prueba I* se toma un caudal moderado de aire a temperatura ambiente, mientras que en la *Prueba II* se aumenta el caudal de aire (hasta el máximo dado por el ventilador), así como su temperatura (gracias a la acción del precalentador). Para cada uno de los dos procesos estudiados, y según se muestra en el esquema de la *Figura 6.3*, las medidas a realizar son:

6.3.2.1. Medida del caudal de aire

La unidad de laboratorio dispone de una *placa-orificio*, con una toma de presión conectada a un manómetro inclinado, situada en la sección de salida del aire. Según la calibración del orificio respecto al flujo de aire, la relación entre el caudal de aire, m_a (kg/s), y la medida de presión a la salida proporcionada por el manómetro inclinado, Δp_D (mm c.a.), es la dada por:

$$m_a = 0.0504 \sqrt{\frac{\Delta p_D}{v_D}}$$

donde v_D (m^3/kg) es el volumen específico del aire en el *Punto D* (sección de salida de la conducción principal de la unidad). Este dato será calculado sobre un diagrama psicrométrico, a partir de las condiciones termohigrométricas del aire dadas por las medidas de T y T_H en la estación de medida *D* (sección de salida de la unidad).

6.3.2.2. Medidas de temperatura

Existe una pareja de termómetros, de bulbos seco y húmedo, colocados a lo largo de la conducción principal de aire. De este modo son obtenidas los valores de las temperaturas seca y húmeda en cada una de las estaciones de medida *A*, *B*, *C* o *D* (véase *Figura 5.3*), y que a su vez permiten la obtención del resto de variables psicrométricas (entalpía específica, volumen específico, etc...) asociadas al estado del aire en cada uno de esos puntos.

Para las medidas de temperatura sobre el ciclo de frío se dispone de tres termómetros secos que proporcionan las temperaturas en los puntos *1*, *3* y *4*; para la medida de la temperatura en el punto de descarga del compresor (*Punto 2*) se utiliza un termopar.

6.3.2.3. Medidas de presión

En los puntos *1* y *3* del ciclo de frío (salidas del evaporador y del condensador, respectivamente) existen dos manómetros *de tubo Burdon*, para la lectura de las presiones de baja (p_1) y de alta (p_3). Como es sabido, este instrumento mide la *presión manométrica*, por lo que es imprescindible sumar a la medida obtenida la presión atmosférica para llevar correctamente los puntos del ciclo sobre el diagrama $p-h$ del fluido refrigerante.

6.4. Toma de datos

Se muestra a continuación la hoja de medidas, *Tabla 6.1*, donde encontramos las medidas de variables para cada una de las dos pruebas realizadas.

			Prueba I		Prueba II	
Ventilador			$V_{0.50}$		V_{\max}	
Precalentador	P1		OFF		ON	
	P2		OFF		ON	
Ciclo de refrigeración			ON		ON	
Aire	B	T_B ($^{\circ}\text{C}$)	23.2	23.1	39.1	38.9
		T_{HB} ($^{\circ}\text{C}$)	13.5	13.5	19.1	19.0
	C	T_C ($^{\circ}\text{C}$)	13.2	13.2	26.1	26.1
		T_{HC} ($^{\circ}\text{C}$)	9.4	9.2	14.8	14.6
	D	T_D ($^{\circ}\text{C}$)	13.6	13.4	26.1	25.9
		T_{HD} ($^{\circ}\text{C}$)	9.2	9.3	14.3	14.4
Δp_D (mm c.a.)			7.5		11.0	
R-134a	1	T_1 ($^{\circ}\text{C}$)	1.1	1.3	12.8	13.1
		p_1 (kPa)	180	280	290	390
	2	T_2 ($^{\circ}\text{C}$)	67.5		73.2	
	3	T_3 ($^{\circ}\text{C}$)	37.2	37.5	45.5	45.8
		p_3 (kPa)	940	1040	1100	1200
	4	T_4 ($^{\circ}\text{C}$)	-2.4	-2.2	7.0	7.2

Tabla 6.1. Hoja de datos para la toma de medidas

Conviene realizar algunas aclaraciones en relación con el modo de completar la tabla de medidas. Así, en primer lugar, los apartados relativos al ventilador indican la posición en que es accionado el control de velocidad, directamente proporcional al caudal de aire impulsado.

En cuanto a las medidas de temperatura, observamos que para cada dato (tanto de temperatura seca como húmeda) aparecen dos valores. Sucede que la segunda es obtenida tras aplicar la tabla de calibración de termómetros (véase *Anexo III*). De este modo, el dato situado a la izquierda se corresponde con la medida realizada, mientras que el dato situado a la derecha se corresponde con la medida corregida, que será la que posteriormente se emplee en los cálculos.

Algo parecido encontramos en las celdas asociadas a las medidas de las presiones de alta y de baja: el dato situado a la izquierda se corresponde con la medida realizada, mientras que el dato situado a la derecha es la medida corregida, suma de la anterior más la presión atmosférica (tomada como aproximadamente 100 kPa).

6.5. Cálculo y presentación de resultados

6.5.1. Resolución del ciclo en la Prueba I

En primer lugar calcularemos las variables termodinámicas de interés, correspondientes a cada uno de los puntos del ciclo. Para ello empleamos la herramienta informática *CoolPack*, diseñada expresamente para el cálculo y análisis de ciclos de producción frigorífica. Así, se tienen:

$$T_1 = 1.3^{\circ}\text{C} \quad ; \quad p_1 = 280 \text{ kPa} \quad \Rightarrow \quad h_1 = 398.80 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad ; \quad s_1 = 1.72 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

$$T_2 = 67.5^\circ C \quad ; \quad p_2 = p_3 = 1040 \text{ kPa} \Rightarrow h_2 = 448.90 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_{2s} = s_1 = 1.72 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \quad ; \quad p_{2s} = p_2 = 1040 \text{ kPa} \Rightarrow h_{2s} = 423.10 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_3 = 37.5^\circ C \quad ; \quad p_3 = 1040 \text{ kPa} \Rightarrow h_3 = 252.43 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_4 = h_3 = 252.43 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

A continuación procedemos al cálculo de la potencia frigorífica, Q_{frig} , que no es más que el calor cedido por el aire al refrigerante en el evaporador. De los datos obtenidos en las medidas, es posible el cálculo de Q_{frig} desde el lado del aire. Para ello, comenzamos calculando en primer lugar el caudal de aire impulsado por el ventilador, dado como:

$$m_a = 0.0504 \sqrt{\frac{\Delta p_D}{v_D}}$$

El volumen específico se obtiene de las medidas realizadas en D , gracias al calculador psicrométrico:

$$T_D = 13.4^\circ C \quad ; \quad T_{HD} = 9.3^\circ C \Rightarrow v_D = 0.825 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Por tanto:

$$\Delta p_D = 7.5 \text{ mm c.a.} \Rightarrow m_a = 0.0504 \sqrt{\frac{7.5}{0.825}} = 0.15 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Usando de nuevo el calculador psicrométrico se obtienen los valores de la entalpía específica del aire en los puntos de entrada y salida del evaporador:

$$T_B = 23.1^\circ C \quad ; \quad T_{HB} = 13.5^\circ C \Rightarrow h_B = 37.72 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_C = 13.2^\circ C \quad ; \quad T_{HC} = 9.2^\circ C \Rightarrow h_C = 27.39 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Del balance de energía sobre el evaporador, se obtiene el caudal de refrigerante:

$$Q_{frig} = m_a (h_B - h_C) = m_r (h_1 - h_4) \Rightarrow m_r = \frac{m_a (h_B - h_C)}{h_1 - h_4} = \frac{0.15 (37.72 - 27.39)}{398.80 - 252.43} = 0.0106 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Con este dato, ya es posible el cálculo de los parámetros energéticos del ciclo, esto es: potencia frigorífica, potencia de compresión y calor evacuado en el condensador. Así:

$$Q_{frig} = m_r (h_1 - h_4) = 0.0106 (398.80 - 252.43) = 1.552 \text{ kW}$$

$$P_C = m_r (h_2 - h_1) = 0.0106 (448.90 - 398.80) = 0.531 \text{ kW}$$

$$Q_{cond} = m_r (h_2 - h_3) = 0.0106 (448.90 - 252.43) = 2.083 \text{ kW}$$

comprobándose que, en efecto:

$$Q_{frig} + P_C = Q_{cond}$$

La medida realizada en el *Punto 4* permite calcular el grado de sobrecalentamiento, ΔT_{sbc} , al que es sometido el refrigerante a la salida del evaporador, gracias a la acción de la válvula de expansión termostática:

$$\Delta T_{sbc} = T_1 - T_4 = 1.3 - (-2.2) = 3.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Los cálculos que quedan resultan triviales. En concreto, el *coeficiente de eficiencia energética* o *COP* del ciclo será:

$$COP = \frac{Q_{frig}}{P_C} = \frac{1.552}{0.531} = 2.92$$

El cálculo del *rendimiento isentrópico* del compresor se realiza a partir de la potencia de compresión ideal o isentrópica, P_{Cs} . Para ello hay que considerar el *Punto 2s*, correspondiente al que sería punto de descarga del compresor en la situación ideal:

$$P_{Cs} = m_r (h_{2s} - h_1) = 0.0106 (423.10 - 398.80) = 0.258 \text{ kW}$$

Queda entonces:

$$\eta_s = \frac{P_{Cs}}{P_C} = \frac{0.258}{0.531} = 0.49$$

Finalmente, el *rendimiento volumétrico* del compresor se obtiene a partir del caudal volumétrico admitido en el punto de succión (*Punto 1*), siendo:

$$T_1 = 1.3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad ; \quad p_1 = 280 \text{ kPa} \quad \Rightarrow \quad v_1 = 0.0729 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\eta_{vol} = \frac{v_1 m_r}{V_t} = \frac{(0.0729)(0.0106)}{4.515} 3600 = 0.62$$

La *Figura 6.4* muestra, por último, la situación del ciclo de refrigeración sobre el diagrama *p-h* del *R-134a*:

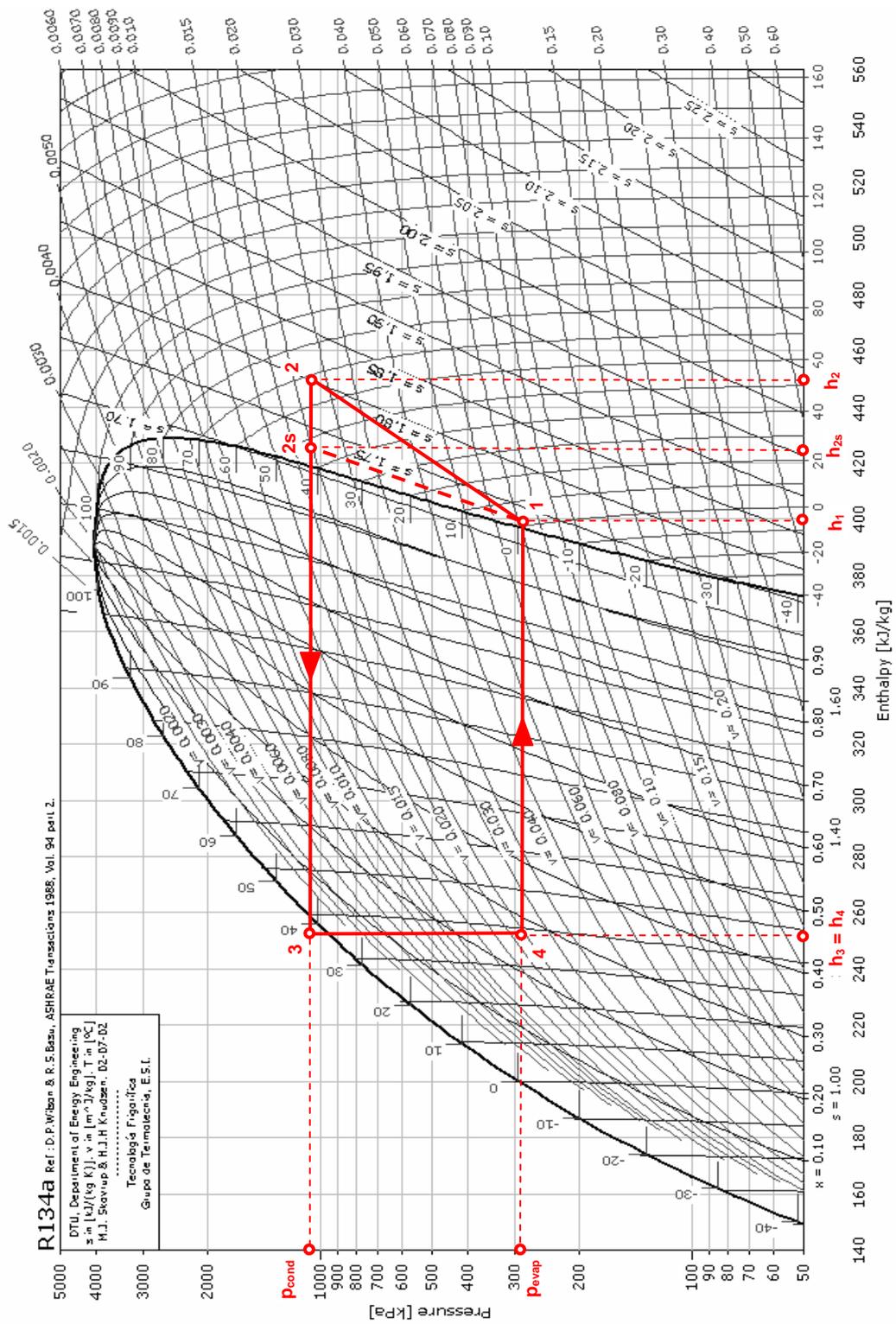


Figura 6.4. Ciclo de refrigeración para la Prueba I

6.5.2. Resolución del ciclo en la Prueba II

De nuevo, comenzaremos calculando las variables termodinámicas asociadas a cada uno de los puntos del ciclo, mediante la herramienta informática *CoolPack*. Así, se tienen:

$$T_1 = 13.1^\circ\text{C} \quad ; \quad p_1 = 390 \text{ kPa} \Rightarrow h_1 = 406.59 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad ; \quad s_1 = 1.73 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

$$T_2 = 73.2^\circ\text{C} \quad ; \quad p_2 = p_3 = 1200 \text{ kPa} \Rightarrow h_2 = 452.56 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_{2s} = s_1 = 1.73 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \quad ; \quad p_{2s} = p_2 = 1200 \text{ kPa} \Rightarrow h_{2s} = 429.52 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_3 = 45.8^\circ\text{C} \quad ; \quad p_3 = 1200 \text{ kPa} \Rightarrow h_3 = 264.95 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_4 = h_3 = 264.95 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

A continuación procedemos al cálculo de la potencia frigorífica, Q_{frig} , que, como en la *Prueba I*, se realizará desde el lado del aire. Para ello, comenzamos calculando en primer lugar el caudal de aire impulsado por el ventilador, dado como:

$$m_a = 0.0504 \sqrt{\frac{\Delta p_D}{v_D}}$$

El volumen específico se obtiene de las medidas realizadas en D , gracias al calculador psicrométrico:

$$T_D = 25.9^\circ\text{C} \quad ; \quad T_{HD} = 14.4^\circ\text{C} \Rightarrow v_D = 0.861 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Por tanto:

$$\Delta p_D = 11.0 \text{ mm c.a.} \Rightarrow m_a = 0.0504 \sqrt{\frac{11.0}{0.861}} = 0.18 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Usando de nuevo el calculador psicrométrico se obtienen los valores de la entalpía específica del aire en los puntos de entrada y salida del evaporador:

$$T_B = 38.9^\circ\text{C} \quad ; \quad T_{HB} = 19.0^\circ\text{C} \Rightarrow h_B = 53.42 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_C = 26.1^\circ\text{C} \quad ; \quad T_{HC} = 14.6^\circ\text{C} \Rightarrow h_C = 40.61 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Del balance de energía sobre el evaporador, se obtiene el caudal de refrigerante:

$$Q_{frig} = m_a (h_B - h_C) = m_r (h_1 - h_4) \Rightarrow m_r = \frac{m_a (h_B - h_C)}{h_1 - h_4} = \frac{0.18 (53.42 - 40.61)}{406.59 - 264.95} = 0.0163 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Con este dato, ya es posible el cálculo de los parámetros energéticos del ciclo, esto es: potencia frigorífica, potencia de compresión y calor evacuado en el condensador. Así:

$$Q_{frig} = m_r (h_1 - h_4) = 0.0163 (406.59 - 264.95) = 2.309 \text{ kW}$$

$$P_C = m_r (h_2 - h_1) = 0.0163 (452.56 - 406.59) = 0.749 \text{ kW}$$

$$Q_{cond} = m_r (h_2 - h_3) = 0.0163 (452.56 - 252.43) = 3.058 \text{ kW}$$

comprobándose que, en efecto:

$$Q_{frig} + P_C = Q_{cond}$$

De la medida realizada en el *Punto 4*, obtenemos el grado de sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del evaporador:

$$\Delta T_{sbc} = T_1 - T_4 = 13.1 - 7.2 = 5.9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El *coeficiente de eficiencia energética* o *COP* del ciclo será:

$$COP = \frac{Q_{frig}}{P_C} = \frac{2.309}{0.749} = 3.08$$

A partir de la potencia de compresión ideal o isentrópica:

$$P_{Cs} = m_r (h_{2s} - h_1) = 0.0163 (429.52 - 406.59) = 0.374 \text{ kW}$$

obtenemos el *rendimiento isentrópico* del compresor:

$$\eta_s = \frac{P_{Cs}}{P_C} = \frac{0.374}{0.749} = 0.50$$

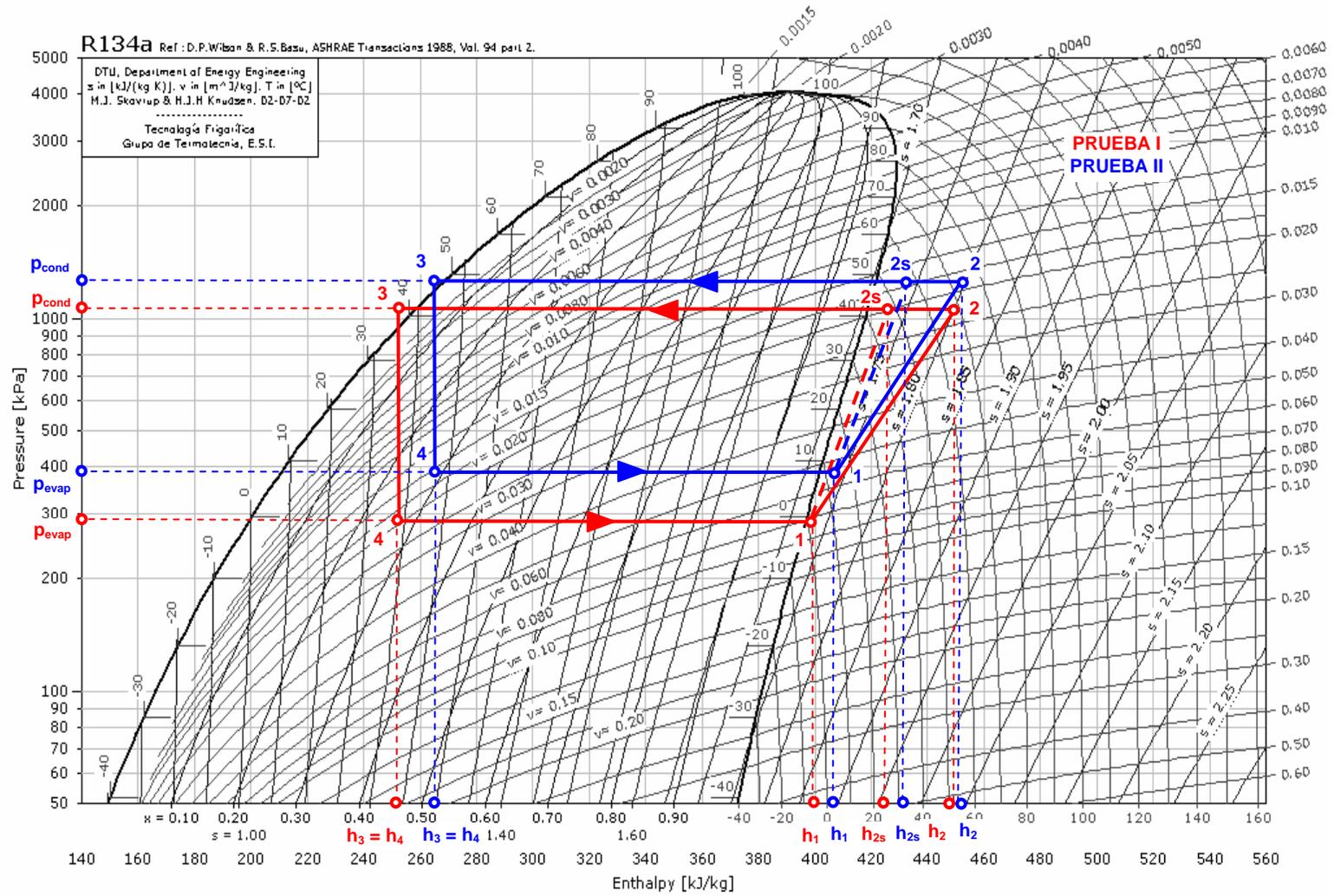
Por último, el *rendimiento volumétrico* del compresor será el dado por:

$$T_1 = 13.1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad ; \quad p_1 = 390 \text{ kPa} \quad \Rightarrow \quad v_1 = 0.0536 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\eta_{vol} = \frac{v_1 m_r}{V_t} = \frac{(0.0536)(0.0163)}{4.515} 3600 = 0.70$$

La *Figura 6.5* muestra la situación del ciclo de refrigeración sobre el diagrama *p-h* del *R-134a*, en comparación con el ciclo correspondiente a los resultados de la *Prueba I*:

Figura 6.5. Ciclo de refrigeración para las Pruebas I y II



6.6. Comentarios y análisis crítico

6.6.1. Exactitud de los balances de energía

En ambas pruebas, la potencia frigorífica (o, equivalentemente, el caudal másico de refrigerante, m_r) es calculada mediante la resolución del balance de energía del lado del aire. Para ello se emplean los estados termohigrométricos del aire a la entrada y a la salida del evaporador, conocidos gracias a las medidas realizadas:

$$Q_{frig} = m_a \Delta h = m_a (h_B - h_C)$$

Sin embargo, Q_{frig} podría obtenerse de forma alternativa: por ejemplo, si se midiese el consumo en red del compresor sería posible obtener el caudal de refrigerante y, junto con las medidas obtenidas en los puntos 1 y 4, podríamos calcular la potencia frigorífica:

$$m_r = \frac{P_C}{h_2 - h_1} \Rightarrow Q_{frig} = m_r (h_1 - h_4)$$

No obstante, el dato de consumo no sería del todo fiable, como consecuencia de las continuas fluctuaciones del voltaje medido en red. Por esta razón, a la hora de calcular flujos de energía, siempre tomaremos como calor real el resultante de los balances planteados en función de los estados del aire a la entrada y a la salida de los equipos.

A pesar de ser la mejor solución, las propias medidas realizadas con los termómetros (y a partir de las cuales se resuelven los balances que nos dan los resultados considerados *reales*) también se encuentran sujetas a errores. En efecto, y aunque su efecto sobre el diagrama $p-h$ es menor que sobre el diagrama psicrométrico, un error de décimas de grado en la lectura sobre los termómetros podría dar lugar a desplazamientos importantes de los puntos del ciclo en el diagrama del refrigerante.

Como situación excepcional, si las parejas de valores (p , T) no correspondiesen de manera apreciable con las de la tabla del refrigerante *R-134a*, podría barajarse la presencia de aire en los conductos del ciclo.

6.6.2. Medida del caudal de refrigerante

El ciclo de producción de frío de la unidad Hilton A-575 dispone, tal y como se detalló en los capítulos de instrumentación, de un rotámetro situado a la entrada de la válvula de expansión. Si en la resolución de los ciclos es necesario obtener el caudal másico de refrigerante, cabría preguntarse por qué no ha sido utilizado el rotámetro, colocado expresamente para dicho propósito.

El uso del rotámetro implicaría una vez más sobredeterminación de las variables: además de la lectura proporcionada por el caudalímetro, dispondríamos del balance de energía sobre el aire para determinar m_r , por lo que, como ya se ha comentado, habría que escoger la medida más fiable para la obtención de los datos.

De las medidas obtenidas en las diferentes pruebas realizadas se observó un deficiente funcionamiento del rotámetro, dando errores relativos en la medida del caudal superiores, en algunos casos, al 60 % sobre el dato resultante del balance sobre el aire. Por esta razón, se ha prescindido en la resolución de la práctica de la medida dada por el caudalímetro, aconsejándose, además, que se proceda lo antes posible a una correcta calibración del instrumento antes de que sus lecturas se hagan necesarias en experimentos futuros.

6.6.3. Uso de la herramienta CoolPack

Mediante *CoolPack* han sido obtenidas las variables termodinámicas asociadas a los puntos representativos de los ciclos frigoríficos estudiados: a partir de presiones y temperaturas como datos de entrada, *CoolPack* proporciona entalpía específica, entropía específica, etc...

Adicionalmente, *CoolPack* permite, una vez identificados estos puntos, el cálculo de manera inmediata de todos los parámetros del ciclo (Q_{frig} , COP , etc...), así como la situación del propio ciclo sobre el diagrama $p-h$. En la realización de la práctica (cálculo de resultados y dibujo sobre el diagrama $p-h$) se ha preferido, no obstante, prescindir de la herramienta informática. Esta decisión se basa obviamente no en criterios de comodidad y rapidez, sino en la conveniencia de permanecer en contacto con los fundamentos teóricos desarrollados.

6.6.4. Regulación del ciclo de refrigeración

De la resolución de los ciclos correspondientes a las dos pruebas realizadas (véase *Figura 6.5*), se observa cómo el ciclo de frío sufre un desplazamiento hacia arriba en el diagrama $p-h$, ante un aumento de la carga sobre el evaporador, esto es: ante un aumento en el caudal de aire, un aumento en su temperatura de entrada, o ambos a la vez.

Sucede que el ciclo de producción de frío de la unidad Hilton A-575 carece de mecanismo de regulación alguno (como pudiera ser, por ejemplo, un termostato para la temperatura de salida del aire). Por esta razón, son los propios elementos del ciclo quienes autorregulan sus condiciones de operación (presión y temperatura de evaporación y condensación) ante las variaciones en las condiciones del aire a la entrada.

En este apartado detallaremos cómo realiza el ciclo esta regulación, empleando para ello los resultados obtenidos en los dos experimentos realizados.

6.6.4.1. Representación del punto de funcionamiento del evaporador

Sabemos que la potencia frigorífica puede ser escrita como el producto del salto máximo de temperaturas en el equipo, ΔT_{max} , por una cierta función del UA del equipo y del producto $m_a c_{pa}$:

$$Q_{frig} = f(UA, m_a c_{pa}) \Delta T_{max}$$

De la expresión anterior, resulta la recta de operación del evaporador, cuyo punto de corte con la curva del compresor proporciona el *punto de funcionamiento* del ciclo (véase *Figura 6.6*), para unas ciertas condiciones en caudal y temperatura del aire a la entrada:

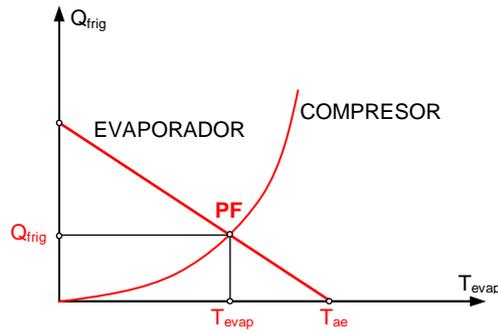


Figura 6.6. Punto de funcionamiento del ciclo en la Prueba I

Por otro lado, en términos del refrigerante, se tiene:

$$Q_{frig} = m_r (h_1 - h_4) = m_r \Delta h_{evap}$$

donde, gracias a la acción de la válvula de expansión termostática:

$$\Delta h_{evap} = h_1 - h_4 \approx CTE$$

debido al sobrecalentamiento constante impuesto al refrigerante gas a la salida del evaporador.

6.6.4.2. Variación de la temperatura de entrada del aire

Consideramos, en primer lugar, un aumento de la temperatura de entrada del aire, T_{ae} , frente al caso descrito anteriormente (*Prueba I*). Esta variación implica que:

$$T_{ae} \uparrow \Rightarrow f(UA, m_a c_{pa}) \approx CTE \quad ; \quad \Delta T_{max} = T_{ae} - T_{evap} \uparrow$$

Por tanto, de la ecuación de transferencia, resulta:

$$Q_{frig} = f(UA, m_a c_{pa}) \Delta T_{max} \Rightarrow Q_{frig} \uparrow$$

es decir: un aumento en la temperatura de entrada del aire en el evaporador conlleva un aumento de la potencia frigorífica. Gráficamente, como se muestra en la *Figura 6.7*, la recta de operación del evaporador sufre una traslación debida al aumento de T_{ae} , lo que se traduce en un aumento de la temperatura de evaporación y, por tanto, de la presión de evaporación:

$$T_{ae} \uparrow \Rightarrow T_{evap} \uparrow \Rightarrow p_{evap} \uparrow$$

Esta es la explicación de cómo el ciclo se desplaza hacia presiones de trabajo más elevadas en el diagrama $p-h$, cuando el aire a enfriar entra en el evaporador a mayor temperatura.

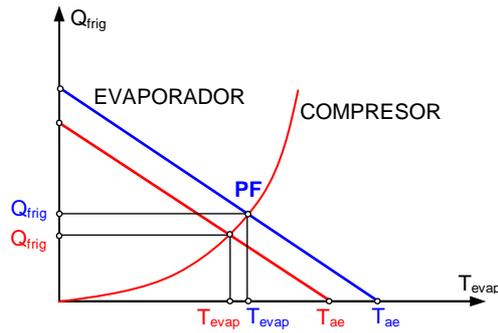


Figura 6.7. Punto de funcionamiento ante un aumento de T_{ae}

¿Qué sucede, para finalizar, con el caudal de refrigerante? Pues bien, teniendo en cuenta los resultados anteriores y el sobrecalentamiento constante impuesto por la válvula de expansión termostática:

$$\Delta h_{evap} \approx CTE \quad ; \quad Q_{frig} \uparrow \Rightarrow m_r = \frac{Q_{frig}}{\Delta h_{evap}} \uparrow$$

es decir: el compresor pasa a mover más refrigerante, cuando la temperatura de entrada del aire crece.

6.6.4.3. Variación del caudal de aire

Consideremos ahora un aumento en el caudal de aire, m_a . En este caso, y siguiendo el razonamiento empleado en el caso anterior:

$$m_a \uparrow \Rightarrow f(UA, m_a c_{pa}) \uparrow \quad ; \quad \Delta T_{max} = T_{ae} - T_{evap} = CTE$$

por lo que, de la ecuación de transferencia:

$$Q_{frig} = f(UA, m_a c_{pa}) \Delta T_{max} \Rightarrow Q_{frig} \uparrow$$

es decir: un aumento del caudal másico de aire conlleva, de nuevo, un aumento de la potencia frigorífica. En la *Figura 6.8* se muestra gráficamente cómo la recta de operación del evaporador sufre un cambio en su pendiente, debido al aumento de m_a , lo que se traduce en un aumento de la temperatura de evaporación y, por tanto, de la presión de evaporación:

$$T_{ae} \uparrow \Rightarrow T_{evap} \uparrow \Rightarrow p_{evap} \uparrow$$

Así explicamos cómo el ciclo se desplaza hacia presiones de trabajo más elevadas en el diagrama $p-h$, cuando el aire a enfriar entra en el evaporador en mayor cantidad.

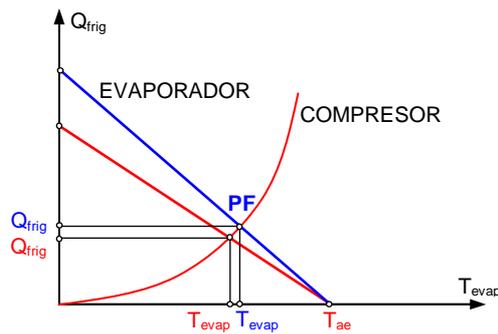


Figura 6.8. Punto de funcionamiento ante un aumento de m_a

En cuanto al caudal de refrigerante, y siguiendo un razonamiento análogo:

$$\Delta h_{evap} \approx CTE \quad ; \quad Q_{frig} \uparrow \Rightarrow m_r = \frac{Q_{frig}}{\Delta h_{evap}} \uparrow$$

por lo que, de nuevo, el compresor pasa a mover más refrigerante, cuando el caudal másico de aire crece.

Obviamente, si encontramos ambos efectos a la vez (aumento simultáneo de T_{ae} y de m_a), como sucede en la *Prueba II*, el ciclo sigue desplazándose hacia presiones más elevadas, aunque ahora motivado por ambas variaciones.

6.6.5. Uso de las tablas de calibración de termómetros

Por último, y al igual que en sucedía en la práctica de Procesos Psicrométricos, resaltamos la escasa dependencia de los resultados obtenidos respecto al empleo o no de las tablas de calibración de los termómetros.

En efecto, para las dos pruebas consideradas se han calculado los principales datos de interés de ambas maneras: tomando los valores obtenidos de la lectura directa de los termómetros, por un lado, y corrigiendo dichas medidas mediante las tablas de calibración, por otro.

Al comparar ambos resultados no se observaron desviaciones significativas, por lo que llegamos a la conclusión de que el uso de las tablas de calibración no es necesario. Por esta razón, la hoja de datos del enunciado de la práctica (véase la separata adjunta) carece de celdas destinadas a las medidas de temperatura corregidas. Bastará, pues, emplear directamente las lecturas de los termómetros en los cálculos (en el caso de las presiones, sin embargo, se mantiene la doble celda para incluir la corrección sobre la presión manométrica proporcionada por el *tubo Burdon*).