CAPÍTULO 3.
COMPONENTES Y EQUIPOS

3.1. Ciclo del aire

Entendemos por *equipos en el ciclo del aire* todas y cada una de las unidades que el aire a tratar va encontrando a su paso por la conducción en que consiste la unidad de laboratorio Hilton *A-575* (véase *Figura 3.1*).

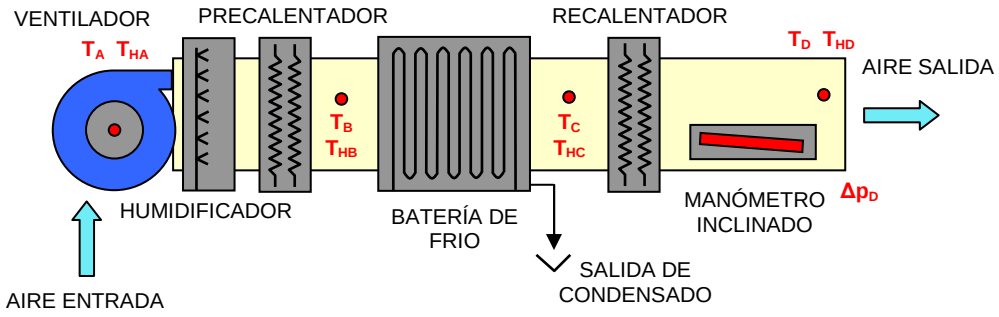

Figura 3.1. Ciclo del aire en la unidad de laboratorio Hilton A-575

A continuación serán descritos los procesos que tienen lugar en cada uno de estos equipos, y planteadas las correspondientes ecuaciones de balance.

3.1.1. Ventilador

3.1.1.1. Descripción y especificaciones

El primer equipo que el aire encuentra a su paso por la unidad de laboratorio Hilton *A-575* es un ventilador centrífugo, tipo *90G2WL* (mostrado en la *Figura 3.2*), y con las siguientes especificaciones técnicas:

- Potencia absorbida: aproximadamente unos 72 *W*, en condiciones nominales.
- Régimen de giro: 930 *rpm* en condiciones nominales.
- Máxima corriente: 1.8 *A*.
- Corriente de arranque aproximada: 2.8 *A*.
- Caudal máximo de aire: 0.16 m^3/s.

Figura 3.2. Ventilador centrífugo de la unidad de laboratorio Hilton A-575

3.1.1.2. Ecuaciones de balance

El proceso que sigue el aire al atravesar el ventilador es un *calentamiento sensible* (véase *Figura 3.3*): la potencia disipada en el ventilador, Q_{vent}, es absorbida por el aire, el cual aumenta ligeramente su temperatura, manteniendo constante su humedad. El incremento de entalpía del aire, naturalmente, será debido únicamente a la variación de la componente sensible de la entalpía.

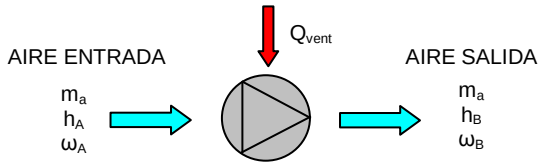

Figura 3.3. Corrientes de entrada y salida en el ventilador

Las ecuaciones de balance en el ventilador vendrán dadas por:

$$Q_{vent} = m_a \ \Delta h = m_a \ (h_B - h_A)$$

$$\omega_A = \omega_B$$

Los principales parámetros de funcionamiento que tendremos en cuenta a la hora de estudiar el paso del aire a través del ventilador serán:

a) Caudal de aire, m_a (*kg/s*): el control de velocidad del ventilador ha sido discretizado en 5 velocidades, siendo V_{min} y V_{max} los límites inferior y superior, respectivamente. A cada una de estas velocidades le corresponde un caudal de aire.

b) Salto térmico, ΔT_{vent} (^{o}C): la potencia disipada por el ventilador proporciona al aire un incremento de temperaturas en función del caudal impulsado, y que ha sido cuantificado experimentalmente para cada velocidad del ventilador (véase *Tabla 3.1*).

Velocidad	m_a *(kg/s)*	ΔT_{vent} *(ºC)*
V_{min}	0.114	0.4
$V_{0.25}$	0.130	0.4
$V_{0.50}$	0.150	0.4
$V_{0.75}$	0.164	0.4
V_{max}	0.181	1.1

Tabla 3.1. Caudales másicos y saltos de temperatura del aire en el ventilador

Así, supongamos que en la prueba correspondiente con la unidad estamos evaluando un balance de energía en cualquiera de los equipos que se encuentran aguas abajo del ventilador (por ejemplo, el precalentador). Tomando el valor de ΔT_{vent} correspondiente, podremos entonces modificar el valor de T_A, medido a la entrada de la unidad, para obtener la temperatura real de entrada del aire en el equipo objeto de estudio (el precalentador en este caso) y, de este modo, tener en cuenta el calentamiento sensible que se produce en el ventilador.

3.1.2. Humidificador

3.1.2.1. Descripción y especificaciones

El humidificador es el equipo situado tras el ventilador y anterior al precalentador. Se muestra de manera esquemática en la *Figura 3.4*: consta de tres conductos, conectados a la conducción de vapor procedente del generador; cada uno de estos conductos dispone de 6 aberturas circulares, de muy pequeño diámetro, a través de las cuales el vapor es inyectado en la corriente de aire que circula por la unidad.

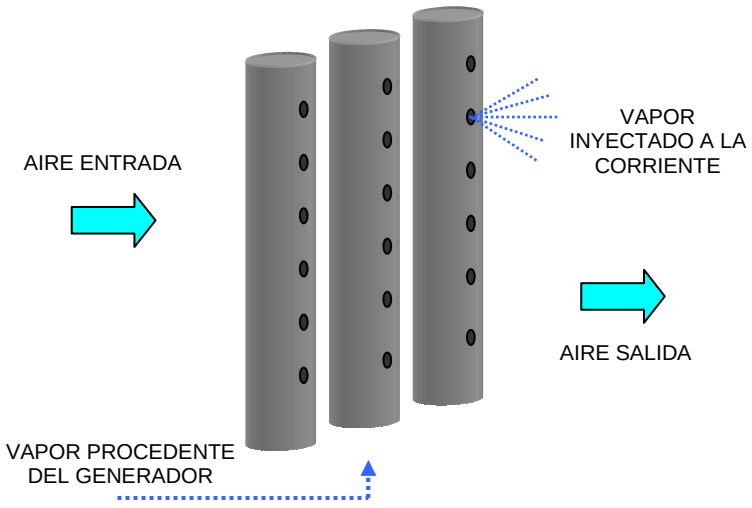

Figura 3.4. Equipo de humidificación de la unidad de laboratorio Hilton A-575

3.1.2.2. Ecuaciones de balance

El aire, a su paso por los inyectores, experimenta un proceso de *humidificación cuasi-isoterma* (véase *Figura 3.5* y el proceso sobre el diagrama psicrométrico, *Figura 3.6*). El aumento de entalpía del aire se debe a:

- Un aumento de la componente latente, debido al incremento de humedad asociado a la inyección de vapor.
- Un aumento de la componente sensible, proporcionalmente muy inferior al incremento latente, debido a la temperatura del vapor inyectado.

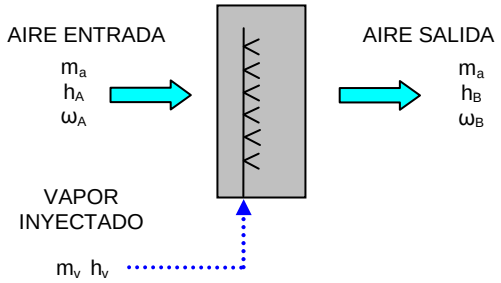

Figura 3.5: Corrientes de entrada y salida en el humidificador

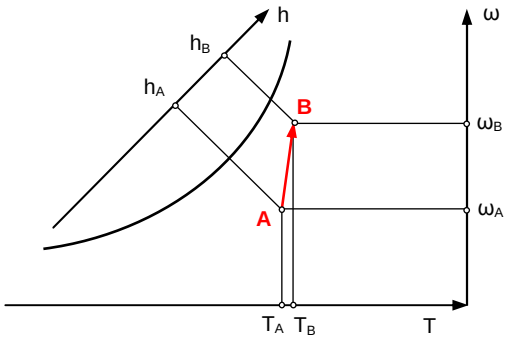

Figura 3.6. Proceso de humidificación en el diagrama psicrométrico

El principal parámetro del humidificador será la cantidad de vapor inyectado en la corriente de aire, m_v, sobre el cual tendremos control en cada instante, a través de los calentadores de agua accionados en la caldera.

Las ecuaciones de balance en el humidificador vendrán dadas por:

$$m_a\, h_A + m_v\, h_v = m_a\, h_B$$

$$m_a\, \omega_A + m_v = m_a\, \omega_B$$

Reagrupando estas expresiones y eliminando el caudal másico de vapor inyectado se obtiene el *factor característico j*, el cual nos da la pendiente del proceso:

$$j = \frac{\Delta h}{\Delta \omega} = \frac{h_B - h_A}{\omega_B - \omega_A} = h_V$$

El valor h_V (que es, teniendo en cuenta que la caldera opera a presión atmosférica, la entalpía del vapor de agua en estado de saturación a 100 *ºC*) es quien da a la recta del proceso una posición casi vertical (véase *Figura 3.6*); el pequeño incremento en entalpía sensible se debe exclusivamente a la transferencia de calor entre la corriente de vapor, a 100 *ºC*, y la corriente de aire, a la temperatura T_A.

3.1.3. Precalentador

3.1.3.1. Descripción y especificaciones

Tras el humidificador, el aire atraviesa un precalentador eléctrico: éste consta de dos resistencias eléctricas aleteadas (véase *Figura 3.7*). Cada una de ellas disipa una potencia en condiciones nominales de 1 *kW* a 220 *V*; no obstante, a la hora de estudiar los balances de energía emplearemos la potencia efectiva transferida al aire, que obtenemos a partir del voltaje real de entrada y de las resistencias de carga como:

$$Q_{Pi} = \frac{V^2}{R}$$

Tomando 233 *V* como especificación real de red, obtenemos la *Tabla 3.2*, donde se muestran los valores efectivos de la potencia disipada por cada uno de los precalentadores:

Precalentador	*R (Ω)*	Q_{Pi} *(kW)*
Calentador 1	47.1	1.153
Calentador 2	47.0	1.155

Tabla 3.2. Potencias efectivas disipadas por las resistencias del precalentador

Figura 3.7. Precalentador eléctrico de la unidad de laboratorio Hilton A-575

3.1.3.2. Ecuaciones de balance

El proceso que experimenta el aire al circular a través de las resistencias de precalentamiento es un *calentamiento sensible* (véase *Figuras 3.8* y *3.9*): el aire aumenta su temperatura a humedad constante (dado que no existen ni inyección ni

condensación de de vapor), por lo que su incremento de entalpía es debido al de la componente sensible únicamente.

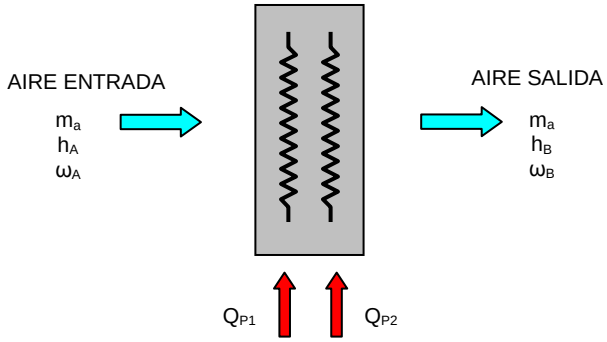

Figura 3.8. Corrientes de entrada y salida en el precalentador

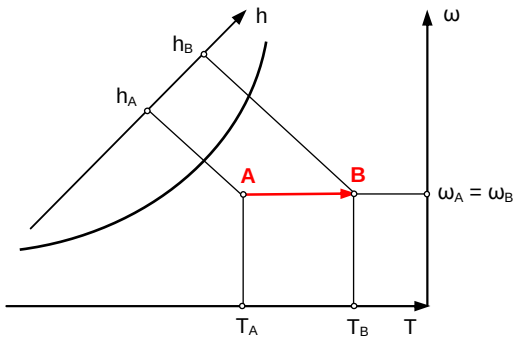

Figura 3.9. Proceso de calentamiento sensible en el diagrama psicrométrico

Las ecuaciones de balance serán, entonces:

$$Q_{P1} + Q_{P2} = m_a \, \Delta h = m_a \left(h_B - h_A \right)$$

$$\omega_A = \omega_B$$

En la ecuación de balance de entalpía, los términos del primer miembro estarán presentes según sea accionado el primer precalentador, el segundo, o ambos a la vez.

3.1.4. Batería de frío

3.1.4.1. Descripción y especificaciones

Tras el precalentador, el aire encuentra a su paso por la unidad a la batería de frío. Ésta consiste en un intercambiador de flujo cruzado, con tubos aleteados, de expansión directa de refrigerante. En la *Figura 3.10* se muestra el aspecto exterior de la batería, con los tubos a la vista (en el apartado anterior, relativo al precalentador, puede apreciarse en la *Figura 3.7* el aspecto de la batería en el interior de la unidad: tras las resistencias aleteadas se distinguen perfectamente los tubos horizontales del evaporador, con la superficie aleteada vertical).

Figura 3.10. Vista exterior de la batería de frío de la unidad de laboratorio Hilton A-575

La potencia frigorífica nominal de la batería es de 2.0 *kW*. Dentro de la descripción de los elementos del ciclo de refrigeración (véase el apartado *3.2.4. Evaporador*) se proporcionarán más datos sobre los detalles constructivos del intercambiador y su papel en el ciclo de refrigeración.

3.1.4.2. Ecuaciones de balance

En la batería de frío, el aire es sometido a un proceso de enfriamiento y deshumidificación, esquematizado en la *Figura 3.11* (en la *Figura 3.12* se muestra la evolución del aire sobre el diagrama psicrométrico).

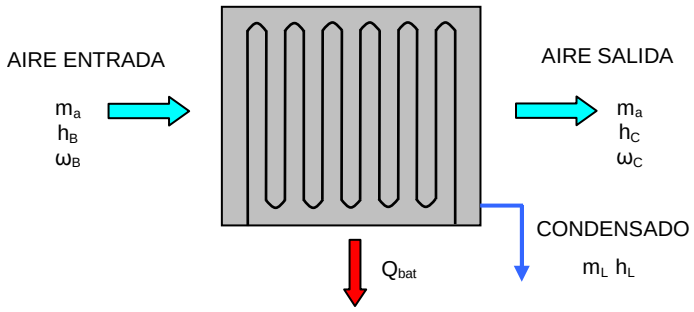

Figura 3.11. Corrientes de entrada y salida en la batería de frío

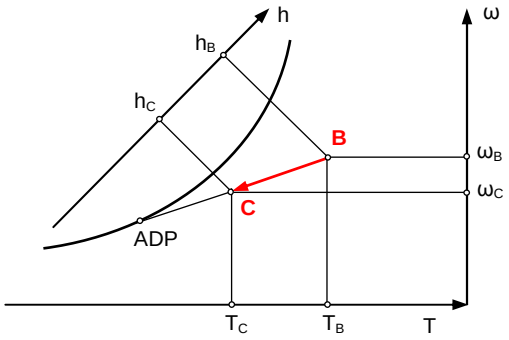

Figura 3.12. Proceso de enfriamiento y deshumidificación en el diagrama psicrométrico

La disminución de entalpía del aire que circula a través de la batería es debida, como en la evolución del aire en el humidificador, a la variación de sus dos componentes:

- Una disminución de la componente latente: parte del vapor de agua disuelto en el aire condensa (caudal m_L recogido en la salida de agua precipitada de la batería) sobre la superficie de intercambio, por encontrarse ésta a una temperatura superficial inferior a la temperatura de rocío del aire.
- Una disminución de la componente sensible: el aire se enfría, hasta una temperatura intermedia entre el *ADP* y la temperatura del aire a la entrada, T_B.

Las ecuaciones de balance en la batería de frío son las dadas por:

$$m_a\ h_B = m_a\ h_C + m_L\ h_L + Q_{bat}$$

$$m_a\ \omega_B = m_a\ \omega_C + m_L$$

Se hace necesaria una aclaración del balance de energía aquí expuesto: el calor extraído del aire en la batería, Q_{bat}, no es más que la *potencia frigorífica* que proporciona la unidad de refrigeración; por esto, será necesario resolver el ciclo de frío para cerrar estas ecuaciones de balance, o viceversa (como se verá más adelante en el apartado *3.2. Ciclo de refrigeración*): la resolución de este balance sobre el aire posibilitará cerrar los balances sobre el fluido refrigerante en la unidad de producción de frío.

3.1.5. Recalentador

3.1.5.1. Descripción y especificaciones

Es el último equipo que atraviesa el aire tratado en la unidad. Su tipología es completamente análoga a la del *precalentador* ya estudiado, es decir: dos resistencias eléctricas aleteadas, de una potencia nominal disipada de 0.5 *kW* a 220 *V*.

Al igual que se hizo entonces, presentamos en la *Tabla 3.3* los valores efectivos de ese calor que las resistencias transfieren al aire, calculados para la especificación real de red de 233 *V*:

Recalentador	*R (Ω)*	Q_{Ri} *(kW)*
Calentador 1	94.6	0.574
Calentador 2	94.9	0.572

Tabla 3.3. Potencias efectivas disipadas por las resistencias del precalentador

3.1.5.2. Ecuaciones de balance

Como en el precalentador, el proceso que experimenta el aire a su paso por las resistencias de recalentamiento vuelve a ser un calentamiento sensible (véase *Figura 3.13*), con una evolución sobre el diagrama psicrométrico análoga a la ya detallada en la *Figura 3.9.*

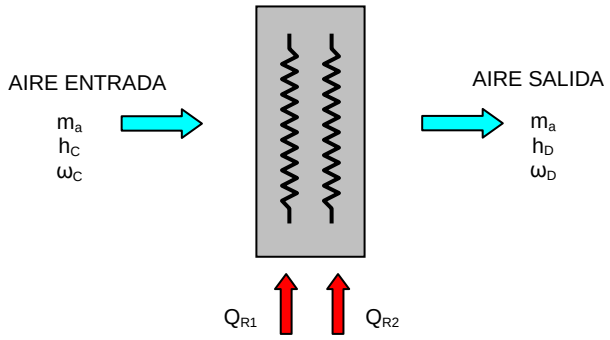

Figura 3.13. Corrientes de entrada y salida en el recalentador

Las ecuaciones de balance serán, de nuevo:

$$Q_{R1} + Q_{R2} = m_a \ \Delta h = m_a \ (h_D - h_C)$$

$$\omega_C = \omega_D$$

análogas a las ya vistas cuando el *precalentador* fue descrito. De la misma manera, los términos del primer miembro de la ecuación de balance de entalpía estarán presentes según se accione el primer recalentador, el segundo, o ambos al mismo tiempo.

3.2. Ciclo de refrigeración

Tras el ciclo que sigue el aire en la unidad, serán descritos a continuación los equipos de que consta la unidad de refrigeración. El ciclo de producción de frío de la unidad de laboratorio Hilton *A-575* se encuentra en la parte inferior del conjunto, acogido por el soporte móvil, y se trata de un ciclo simple de compresión mecánica de refrigerante *R-134a*, detallado esquemáticamente en la *Figura 3.14*.

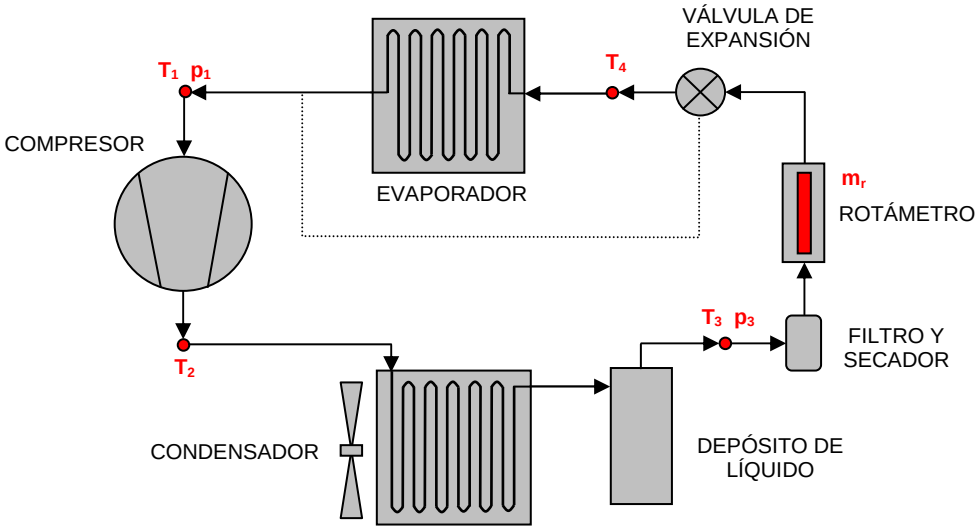

Figura 3.14. Ciclo de refrigeración en la unidad de laboratorio Hilton A-575

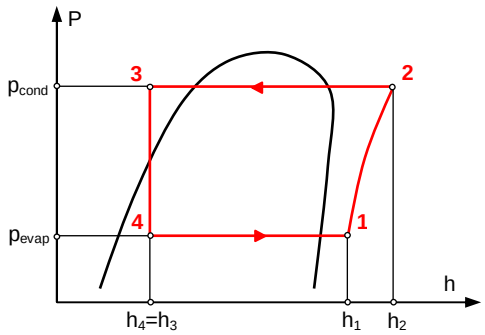

Figura 3.15. Ciclo de refrigeración en el diagrama p-h

En la *Figura 3.15* observamos el ciclo de frío sobre el diagrama p-h del refrigerante *R-134a*. En él podemos apreciar el sobrecalentamiento y el subenfriamiento a los que se ve sometido el fluido, no así como la pérdida de presión a lo largo del circuito (se admite despreciable frente a las presiones de trabajo, debido a que las longitudes de los conductos son lo suficientemente pequeñas).

3.2.1. Compresor

3.2.1.1. Descripción y especificaciones

El compresor incluido en la sección de refrigeración de la unidad de laboratorio Hilton *A-575* es un compresor volumétrico alternativo, hermético (cilindro y motor eléctrico se encuentran dentro del mismo recipiente cerrado), de un solo pistón y de efecto simple (véase *Figura 3.16*).

Figura 3.16. Compresor del ciclo de producción de frío

Los datos del compresor que resultan de interés son:

- Velocidad de giro: comprendida entre 2700 y 3000 *rpm*, trabajando a una frecuencia de 50 *Hz*.
- Volumen de barrido efectivo: 25.95 cm^3/rev.
- Desplazamiento volumétrico a 2900 *rpm*: 4.515 m^3/h

3.2.1.2. Ecuaciones de balance

El compresor tiene la misión de aspirar el refrigerante en estado gaseoso procedente del evaporador (*Punto 1*, véase *Figura 3.15*), a baja presión, y descargarlo a alta presión en el acumulador de líquido (*Punto 2*) para su posterior cambio de fase en el condensador. La *potencia de compresión*, P_C, es la transmitida por el compresor al fluido refrigerante en este proceso (véase *Figura 3.17*).

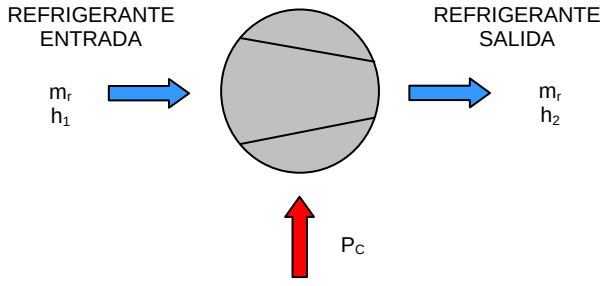

Figura 3.17. Corrientes de entrada y salida en el compresor

La ecuación de balance, entonces, será la dada por:

$$P_C = m_r \ \Delta h_C = m_r \left(h_2 - h_1\right)$$

o bien, en términos del *rendimiento isentrópico*:

$$\eta_s = \frac{P_{Cs}}{P_C} \quad \Rightarrow \quad P_C = \frac{1}{\eta_s} m_r \left(h_{2s} - h_1 \right)$$

donde se ha denotado por h_{2s} la entalpía específica del refrigerante en el punto de descarga supuesta la compresión isentrópica. El cálculo del rendimiento isentrópico del compresor a partir de las medidas realizadas sobre la unidad de producción de frío será una de las cuestiones a abordar en la realización de la práctica correspondiente.

3.2.2. Condensador

3.2.2.1. Descripción y especificaciones

Para evacuar el calor absorbido en el ciclo de frío, la unidad Hilton *A-575* dispone de un condensador de aire. Éste consiste en un intercambiador de flujo cruzado (batería de tubos aleteados, véase *Figura 3.18*), con las siguientes características constructivas:

- Circulación de aire forzada, tipo *draw-through*, mediante un ventilador axial.
- Número de tubos: 36 tubos dispuestos en 3 columnas no alineadas con 12 tubos por columna.
- Longitud de los tubos: 0.36 *m*.
- Diámetro exterior de los tubos: 0.0095 *m*.
- Superficie aleteada: 102 aletas rectangulares, de dimensiones 0.060 x 0.295 m^2 y 0.5 *mm* de espesor, dispuestas uniformemente a lo largo de la longitud de los tubos.

Figura 3.18. Condensador de aire del ciclo de producción de frío

3.2.2.2. Ecuaciones de balance

El condensador es el equipo utilizado para ceder al exterior todo el calor absorbido por el sistema de refrigeración, Q_{cond}. Esta cesión la realiza el fluido refrigerante, al pasar en el condensador del estado vapor al estado líquido (véase *Figura 3.19*), siendo el aire impulsado por el ventilador sobre la otra cara de los tubos quien absorbe ese calor.

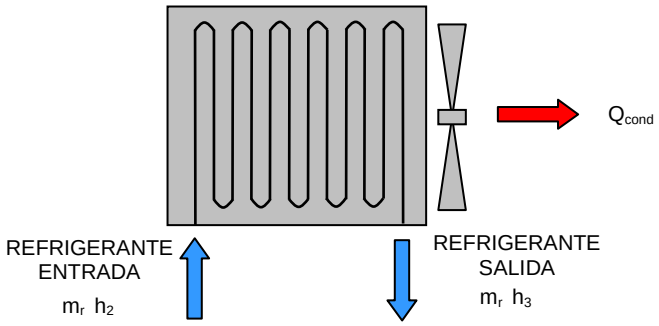

Figura 3.19. Corrientes de entrada y salida en el condensador

La ecuación de balance sobre el condensador será la dada por:

$$Q_{cond} = m_r \ \Delta h_{cond} = m_r \ (h_2 - h_3)$$

o, de forma equivalente:

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

ya que el calor a ceder es la suma de toda la energía proporcionada al fluido refrigerante, a saber: la potencia de compresión, P_C, en el compresor, y la potencia de refrigeración, Q_{bat}, en el evaporador (el cual es al mismo tiempo la batería de frío que interactúa con el aire a tratar en la conducción principal).

3.2.3. Dispositivo de expansión

El sistema de expansión del ciclo de producción de frío es quien proporciona la caída de presión necesaria para que el refrigerante líquido, procedente del condensador a alta presión (p_{cond}), pueda evaporarse a baja temperatura en el evaporador (a la presión p_{evap}). Esta evolución se corresponde con el proceso isoentálpico *3-4* en el ciclo de frío (véase de nuevo *Figura 3.15*).

Sin embargo, el sistema de expansión tiene una doble misión: hace al mismo tiempo de sistema regulador, controlando en todo momento la llegada de caudal de refrigerante al evaporador. Esta operación de control sobre el caudal resulta esencial, debido a las variaciones de carga sobre la batería que siempre aparecen en cualquier instalación.

Figura 3.20. Válvula de expansión termostática del ciclo de producción de frío.

El dispositivo de expansión instalado en el ciclo de producción de frío de la unidad Hilton *A-575* es una *válvula de expansión termostática*, (véase *Figura 3.20*), situada en justo anterior a la entrada del evaporador. La regulación de caudal se lleva a cabo gracias al sobrecalentamiento constante (de entre 4 y 8 *ºC* respecto a la temperatura correspondiente al punto de saturación) impuesto por la válvula a la salida del evaporador.

3.2.4. Evaporador

3.2.4.1. Descripción y especificaciones

El evaporador es el equipo utilizado en el ciclo de producción de frío para extraer calor del medio a refrigerar (en nuestro caso, del aire que circula por la conducción principal de la unidad). Consiste en un intercambiador de flujo cruzado (batería de tubos aleteados), de expansión directa de refrigerante, situado en el interior de una carcasa colocada en la parte superior de la unidad de refrigeración, justo en el punto medio de la conducción principal de la unidad de aire acondicionado (véase *Figura 3.21*).

Figura 3.21. Evaporador del ciclo de producción de frío

Como ya se avanzó en apartados anteriores, este evaporador y la batería de frío estudiada en el ciclo del aire son en realidad el mismo equipo; en él interactúan el conducto principal de la unidad (donde se encuentra el aire a tratar) y los conductos de la sección de refrigeración (donde se encuentra el fluido refrigerante *R-134a*). En la *Figura 3.10*, por ejemplo, puede observarse una sección del evaporador, con conductos y superficie aleteada a la vista.

Proporcionamos a continuación las características constructivas de interés:

- Batería de expansión directa de refrigerante, con sobrecalentamiento a la salida controlado por la válvula de expansión termostática.
- Número de tubos: 20 tubos, en 4 filas no alineadas con 5 tubos por fila.
- Longitud de los tubos: 0.25 *m*.

- Diámetro exterior de los tubos: 0.00125 *m*.
- Superficie aleteada: 59 aletas rectangulares (de 0.185 x 0.250 m^2 y 0.5 *mm* de espesor), dispuestas uniformemente a lo largo de la longitud de los tubos.

3.2.4.2. Ecuaciones de balance

En el evaporador tiene lugar el proceso *4-1* del ciclo de frío (véase *Figura 3.15*): el fluido refrigerante, a baja presión (p_{evap}), cambia de estado líquido a estado de vapor sobrecalentado, para lo cual absorbe la energía Q_{bat} (véase *Figura 3.22*), cedida en el equipo por el aire a tratar (quien, como ya se ha explicado, se enfría y pierde humedad).

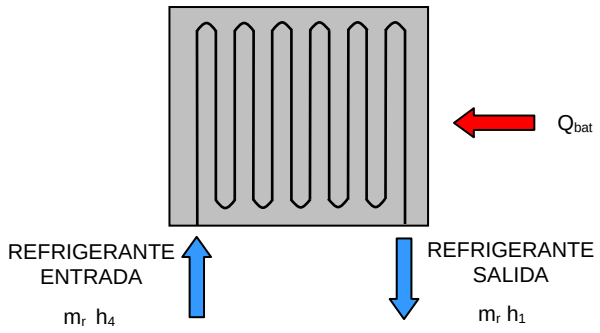

Figura 3.22. Corrientes de entrada y salida en el evaporador

La ecuación de balance en el evaporador será, entonces:

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

Insistimos a continuación en la nomenclatura empleada: la energía absorbida en el evaporador por el refrigerante, Q_{bat}, no es más que la *potencia frigorífica* o *efecto útil* del ciclo de refrigeración. Sucede que, al mismo tiempo, esta energía es la cedida por el aire y que ya fue cuantificada cuando se planteó el balance de entalpía sobre la batería, pero esta vez del lado del aire:

$$Q_{bat} = m_a \ (h_B - h_C) + m_L \ h_L$$

Podrían haberse empleado los términos Q_{bat}, para estudiar el proceso en el lado del aire, y, por ejemplo, Q_{frig} o Q_{evap}, cuando se quisiera plantear balances del lado del refrigerante, de modo que:

$$Q_{bat} = Q_{frig}$$

Consideramos, no obstante, que la nomenclatura utilizada es acertada, ya que facilita la visión del evaporador o batería como punto de acoplamiento (tanto físico, como a la hora de establecer balances de energía) entre la evolución del refrigerante en el ciclo de frío y el proceso que experimenta el aire a tratar en la conducción principal. El lector puede observar, además, como en la visualización de las corrientes de fluido sobre el equipo (*Figuras 3.11* y *3.22*) los sentidos dados al flujo de calor Q_{bat} son consecuentes con el proceso físico y entre sí: el calor es transferido desde el aire, que se enfría y pierde humedad, hasta el fluido refrigerante, que lo emplea en cambiar de fase y en recalentarse.

3.2.4.3. Ecuaciones de transferencia de calor

En el evaporador se tiene pleno control sobre las condiciones del aire (caudal másico y temperatura) a la entrada. Por esto, el evaporador será estudiado en una de las prácticas como *equipo de intercambio*, y dado que en ese estudio se verán involucradas variables tales como el *área de transferencia* o la *eficiencia*, plantearemos a continuación las hipótesis y ecuaciones que gobernarán la transferencia de calor en el equipo.

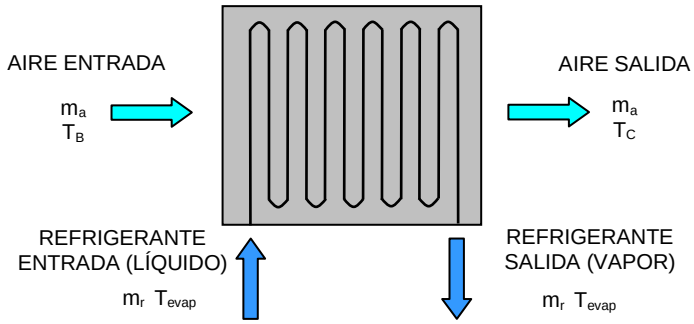

Figura 3.23. Transferencia de calor en el evaporador

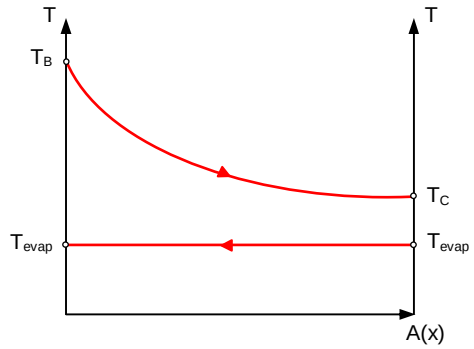

Figura 3.24. Contracorriente equivalente del evaporador

Como se indica en las *Figuras 3.23* y *3.24*, el intercambio de calor en el evaporador se produce entre dos fluidos:

a) El *fluido caliente* será el aire a tratar en la unidad: éste viene definido por un caudal m_a que entra a temperatura T_B y sale a temperatura $T_C < T_B$.

b) El *fluido frío* será el refrigerante: el caudal m_r de *R-134a* se evapora a temperatura T_{evap} constante gracias al calor transferido por el aire (fluido caliente).

La ecuación de transferencia vendrá dada por:

$$Q_{bat} = U\,A\,\Delta T_{lm}$$

donde:

- U (kW/m^2K) es el *coeficiente global de transferencia*.

- A (m^2) es el *área total de transferencia* del equipo, que puede calcularse a partir de los datos geométricos del evaporador dados anteriormente (tubos y superficie aleteada).
- ΔT_{lm} (^oC) es la *diferencia de temperaturas logarítmica media*, definida a partir de los saltos de temperatura a la entrada y a la salida del equipo.

La ecuación de transferencia anterior puede ser también formulada de manera alternativa, si empleamos las variables adimensionales ε y *NTU*. De este modo, el calor transferido en la batería se calcularía a partir del calor máximo que es posible intercambiar o, equivalentemente, del salto de temperaturas máximo que podría existir en el intercambiador:

$$Q_{bat} = \varepsilon\, m_a\, c_{pa}\, \Delta T_{\max} = \varepsilon\, m_a\, c_{pa}\, \left(T_B - T_{evap}\right)$$

siendo sabido, además, que para intercambiadores en los que uno de los fluidos cambia de fase es válida la relación:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-NTU\right)$$

Mediante estas expresiones será posible, para diferentes condiciones de operación (esto es, diferentes valores de T_B y m_a), evaluar el funcionamiento del evaporador como equipo de intercambio.

3.2.5. Elementos auxiliares

3.2.5.1. Depósito de líquido

Se trata de un recipiente de líquido vertical situado a la salida del condensador (véase *Figura 3.25*), con las siguientes especificaciones:

- Presión de diseño: 18 *bar*.
- Volumen: 2.55 *L*.

Figura 3.25. Depósito de líquido del ciclo de producción de frío

Su misión es almacenar el refrigerante en estado líquido procedente del condensador para asegurar que éste último se mantenga seco en todo momento; de otro modo, el refrigerante ya condensado se iría acumulando en los conductos del condensador, resultando esto en una pérdida de eficiencia del equipo, pues parte de su superficie dejaría de ser empleada para la evacuación del calor.

3.2.5.2. Filtro y secador

Situado a la salida del depósito de líquido (véase *Figura 3.26*). El secador elimina la humedad presente en el refrigerante, con el objetivo de evitar la formación de hielo en la válvula de expansión; el filtro, por su parte, impide el alojamiento de impurezas en los asientos de la válvula (al mismo tiempo, protege también al compresor frente a estas deposiciones).

Figura 3.26. Filtro y secador del ciclo de producción de frío

3.2.5.3. Sistema de corte y presostato diferencial

El *presostato diferencial*, mostrado en la *Figura 3.27*, se encuentra tarado a 1400 kN/m^2 y a 800 kN/m^2, como límites superior e inferior, respectivamente.

Figura 3.27. Presostato diferencial del ciclo de producción de frío

Como ya se comentó en el apartado relativo seguridad (véase el apartado *2.5.2. Circuito de refrigeración*), si estos límites fuesen excedidos por las presiones de alta (p_{cond}) o de baja (p_{evap}), el *sistema de corte* (sistema electrónico situado en el interior de la carcasa

negra mostrada en la *Figura 3.28*, junto al depósito y al filtro) actuaría sobre el compresor para detener el ciclo.

Figura 3.28. Sistema de corte por alta presión del ciclo de producción de frío

3.3. Generador de vapor

En este capítulo nos ocuparemos, por último, de describir los diferentes elementos de que consta la caldera encargada de producir vapor para el humidificador. En la *Figura 3.29* se muestran estos componentes de forma esquemática.

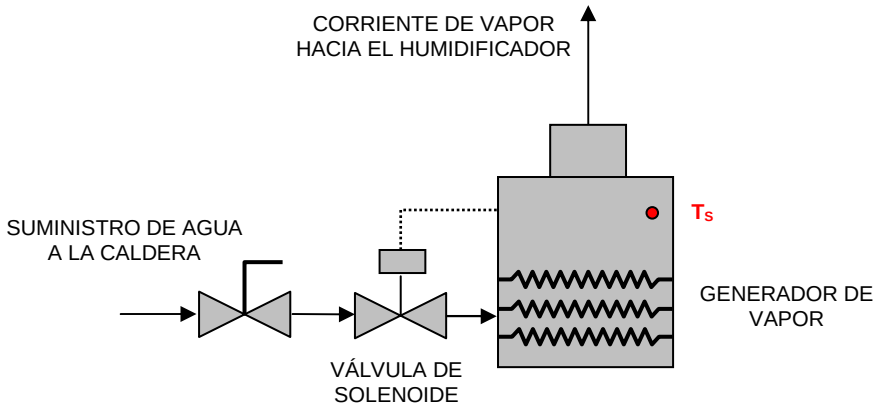

Figura 3.29. Generador de vapor de la unidad de laboratorio Hilton A-575

3.3.1. Válvula de solenoide e interruptor de flotador

La caldera está equipada con un interruptor de flotador de nivel de agua, que controla a la válvula de solenoide situada en la entrada del agua de red al recipiente. Esta válvula, mostrada en la *Figura 3.30*, es quien controla el llenado del tanque del generador. Consta de un motor eléctrico que acciona el cierre o la apertura, según la información que recibe del sensor de flotador (véase *Figura 3.31*) situado en el interior del tanque.

Figura 3.30. Válvula de solenoide del generador de vapor

Figura 3.31. Sensor de nivel (flotador) conectado a la válvula de solenoide

Al conectar la unidad, tras ser accionado el interruptor principal (véase el apartado *2.4.2. Puesta en marcha de la unidad*), se puede escuchar cómo la válvula de solenoide se abre, produciendo un ruido seco, para comenzar el llenado de la caldera; después de algunos segundos, la válvula vuelve a cerrarse, tras recibir la información correspondiente del sensor de flotador (tanque correctamente llenado).

Cuando se estudien procesos en la unidad Hilton *A-575* que impliquen el uso del humidificador, el generador se encontrará constantemente produciendo vapor para alimentar a los inyectores; en estas condiciones, la válvula se encontrará trabajando casi de forma continua, abriéndose y cerrándose según el sensor de nivel avise del vaciado del tanque (debido al vapor generado y enviado al humidificador) o de su correcto llenado (debido al agua procedente de la red, cuando la válvula de solenoide se encuentra abierta).

3.3.2. Válvula de suministro

El punto de alimentación de agua al generador de vapor es un conector de mamparo, de 1/2´´ *BSP*, situado en la parte posterior del bastidor de la unidad. Esta toma es conectada al suministro local de agua a través de una válvula de aislamiento (véase *Figura 3.32*), la cual debe permanecer abierta desde el momento en que la unidad se encuentre enchufada a la red de suministro eléctrico.

Figura 3.32. Válvula de aislamiento para el suministro de agua al generador de vapor

3.3.3. Generador de vapor

3.3.3.1. Descripción y especificaciones

El generador de vapor de la unidad de laboratorio Hilton *A-575* consiste en un tanque de planta rectangular, de dimensiones 0.132 x 0.215 x 0.110 m^3, donde es almacenada el agua procedente de la red de suministro. El vapor es generado a presión atmosférica gracias a la acción de tres elementos calentadores (resistencias eléctricas) situados en el interior del tanque, y que son accionados desde el panel de control de la unidad. En la *Figura 3.33* se muestra el generador, situado en la parte inferior de la unidad, sobre el soporte móvil.

Figura 3.33. Generador de vapor de la unidad de laboratorio Hilton A-575

En la cara superior está la conexión con la línea de vapor que viaja hacia los inyectores, en la conducción principal de aire. En las caras laterales se encuentra la línea de alimentación de agua (procedente de la válvula de solenoide), así como las conexiones eléctricas para las resistencias y el grifo de purga, para efectuar el desagüe después de cada sesión de trabajo, según lo dispuesto en las notas sobre el mantenimiento de la unidad (véase apartado *2.5.3. Generador de vapor*). En la cara opuesta encontramos el *vidrio de observación* (véase *Figura 3.34*), a través del cual puede examinarse en todo momento el correcto llenado de la caldera.

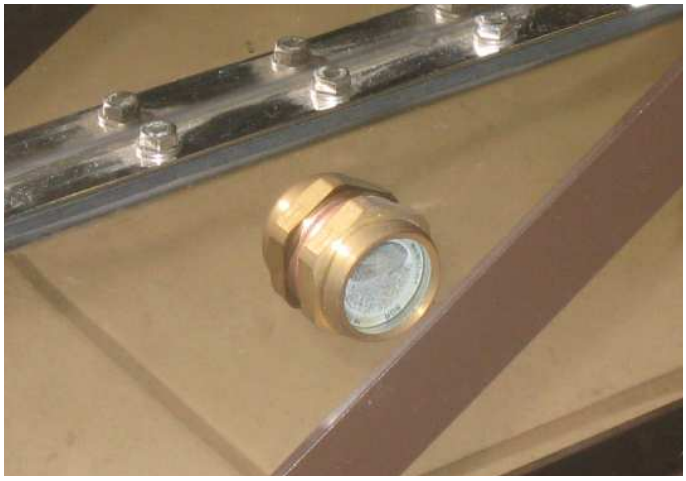

Figura 3.34. Vidrio de observación del generador de vapor

La potencia calorífica nominal proporcionada por las resistencias de calentamiento es de 2 *kW* (dos de ellas) y 1 *kW* (la tercera). No obstante, y al igual que se hizo en apartados anteriores con las potencias disipadas en otros equipos (precalentador y recalentador), nosotros trabajaremos con las potencias reales o efectivas, a la hora de plantear y resolver las ecuaciones de balance. Tomando de nuevo la especificación real de tensión de red de 233 *V*, se obtiene la *Tabla 3.4*, donde podemos encontrar los valores reales del calor aportado al agua, para cada una de las resistencias.

Generador	*R (Ω)*	Q_{Ci} *(kW)*
Calentador 1	24.7	2.198
Calentador 2	24.5	2.216
Calentador 3	48.8	1.113

Tabla 3.4. Potencias efectivas disipadas por las resistencias del generador de vapor

3.3.3.2. Ecuaciones de balance

En el interior de la caldera es donde tiene lugar la formación de vapor para alimentar al humidificador: el agua procedente de la red de suministro entra en el generador a una temperatura de unos 15 *ºC* y es calentada por la acción de las resistencias eléctricas, hasta alcanzar el cambio de fase (que se produce a una temperatura de 100 *ºC*, dado que la caldera trabaja a presión atmosférica); el vapor generado escapa, entonces, por la línea de vapor, para la alimentación del equipo de humidificación.

En la *Figura 3.35* pueden visualizarse las corrientes que intervienen en el proceso de generación de vapor. Se han incluido las pérdidas térmicas al exterior, Q_{perd}, por ser un término significativo en el balance de energía (la superficie exterior de la caldera es metálica y carece de aislamiento térmico).

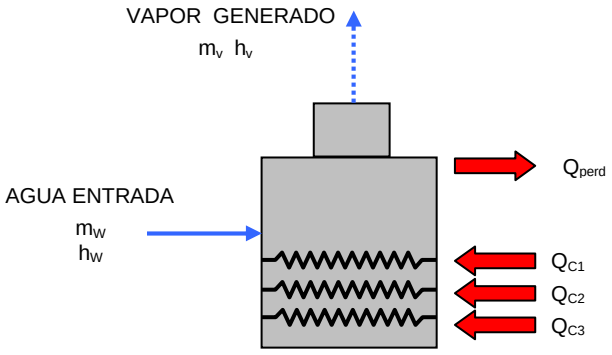

Figura 3.35. Corrientes de entrada y salida en el generador de vapor

Las ecuaciones de balance en el generador vienen dadas por:

$$m_W = m_v$$

$$m_W h_W + Q_{C1} + Q_{C2} + Q_{C3} = m_v h_v + Q_{perd}$$

Al igual que sucedía con el evaporador y el ciclo del aire, vemos cómo el balance de energía en la caldera se encuentra acoplado con el balance de energía en el humidificador: sobre él puede ser resuelto el balance del lado del aire, lo que nos permite obtener el caudal másico de vapor generado, m_v, y, por consiguiente, las pérdidas térmicas hacia el exterior, Q_{perd}.

Es importante aclarar los términos en los que se ha planteado el balance de masa: la válvula solenoide abre y cierra la entrada de agua continuamente, en función de la información procedente del sensor de nivel. El gasto de agua m_W presente en el balance es el gasto equivalente que existiría con régimen permanente alcanzado en la generación de vapor y supuesta una alimentación continua de agua a la caldera.

Por otro lado, en el balance de energía, los términos del primer miembro correspondientes al calor aportado por los elementos calentadores estarán presentes según cuáles sean las resistencias que hayan sido activadas.

A partir del balance de energía es posible calcular el rendimiento térmico del generador, definido como el cociente entre el efecto útil (es decir: la energía generada en forma de vapor de agua) y la energía total aportada. Si Q_{cal} es la energía total aportada al generador, entonces:

$$\eta_{cald} = \frac{Q_{cal} - Q_{perd}}{Q_{cal}} = \frac{m_v h_v}{m_W h_W + \sum Q_{Ci}}$$

3.3.3.3. Ecuaciones de transferencia de calor

Una vez conocidas las pérdidas térmicas de la caldera, nos es posible plantear la ecuación de transferencia de calor desde las paredes exteriores del generador hacia el ambiente:

$$Q_{perd} = h_{cre}\, A_{cal}\, \Delta T = h_{cre}\, A_{cal} \left(T_S - T_{amb}\right)$$

donde:

- h_{cre} (kW/m^2K) es el *coeficiente de película convectivo-radiante exterior*.
- A_{cal} es la superficie exterior de la caldera, de aproximadamente 0.2 m^2.
- T_S es la temperatura de la superficie de transferencia exterior del generador. Esta temperatura será obtenida con el termopar para cada una de las diferentes condiciones de generación.
- T_{amb} (^oC) es la temperatura ambiente (también será un valor conocido).

Calculando el coeficientes de película convectivo-radiante exterior, h_{cre}, podríamos obtener una estimación de las pérdidas térmicas, y contrastar así este valor con el real obtenido del balance sobre el generador.