

ANEXO II. FUNDAMENTOS DE REFRIGERACIÓN

II.1. Sistemas de producción de frío

Se entiende por *producción de frío* (o simplemente *refrigeración*) toda técnica conducente a llevar y mantener la temperatura de un sistema por debajo de la temperatura ambiente.

Los sistemas de producción de frío más importantes son los sistemas por *compresión mecánica* de un refrigerante (representan más del 90 % de los sistemas de refrigeración utilizados actualmente) y los *sistemas de absorción*.

II.1.1. Refrigeración por compresión mecánica

En general, los sistemas de producción de frío constan de un *evaporador*, en el cual el fluido refrigerante pasa de estado líquido a estado vapor, absorbiendo para ello calor del medio a refrigerar. Este calor es evacuado posteriormente en un *condensador*, gracias al calor que cede el refrigerante al ambiente, cuando pasa de estado vapor a estado líquido.

Los sistemas de refrigeración por compresión emplean un *compresor* a la salida del evaporador: su misión es elevar la presión del refrigerante en estado vapor hasta el valor correspondiente al cambio de fase a refrigerante líquido. Esta compresión es necesaria para permitir que el mismo refrigerante que ha transferido calor frente a un foco a baja temperatura (sistema a refrigerar) pueda transferir también frente a un foco a alta temperatura (sistema al cual se evacúa el calor).

II.1.2. Refrigeración por absorción

Los sistemas de refrigeración por absorción se diferencian de los sistemas por compresión mecánica en la forma de llevar al refrigerante desde la presión de baja (a la que tiene lugar la evaporación del refrigerante) a la presión de alta (para la condensación del refrigerante).

Así, estos sistemas no utilizan un compresor, sino un *absorbedor*, donde el refrigerante es mezclado con un líquido absorbente: la mezcla es introducida entonces en un generador, donde, gracias al aporte de calor, se produce la separación del fluido absorbente (listo para ser usado de nuevo) y del refrigerante vapor, ya comprimido.

Son sistemas de menor eficiencia energética que los de compresión mecánica, resultando rentables sólo en los casos en los que la fuente de calor, necesaria en el generador, sea gratuita.

II.2. El ciclo de Carnot de refrigeración

II.2.1. Ciclo inverso de Carnot

La máquina frigorífica ideal (véase *Figura 2.1*) es aquella que trabaja según el *ciclo inverso de Carnot*: se extrae un calor Q_F del foco frío y se cede un calor Q_C al foco caliente; como esto no sucede de manera espontánea, habrá que comunicar un trabajo W al sistema.

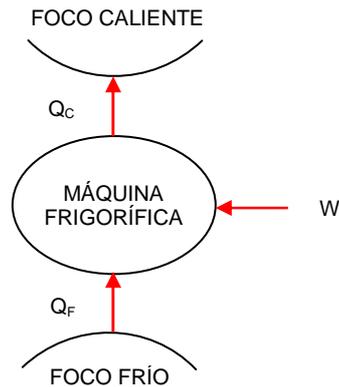


Figura 2.1. Máquina frigorífica según ciclo inverso de Carnot

En la Figura 2.2 tenemos el ciclo de Carnot de refrigeración sobre un diagrama T - s , mientras que la Figura 2.3 muestra de manera esquemática los equipos que intervienen en este ciclo ideal. Se describen a continuación cada una de las evoluciones que experimenta el fluido al realizar el ciclo:

- Proceso 1-2: *compresión ideal isentrópica*. El fluido refrigerante, a entropía constante, aumenta su temperatura desde T_F (temperatura del foco frío) a T_C (temperatura del foco caliente). Este proceso tiene lugar en un *compresor ideal*, que absorbe el trabajo de compresión W_C .
- Proceso 2-3: *cesión de calor* a temperatura constante. Esta evolución correspondería a la condensación del refrigerante a la temperatura T_C constante, durante la cual se cede el calor Q_C .
- Proceso 3-4: *expansión ideal isentrópica*. El fluido refrigerante, a entropía constante, disminuye su temperatura, de T_C a T_F . Este proceso tiene lugar en una *turbina ideal*, que devuelve el trabajo de expansión W_T .
- Proceso 4-1: *absorción de calor* a temperatura constante. Esta evolución correspondería con la evaporación del refrigerante a la temperatura T_F constante, durante la cual se absorbe el calor Q_F .

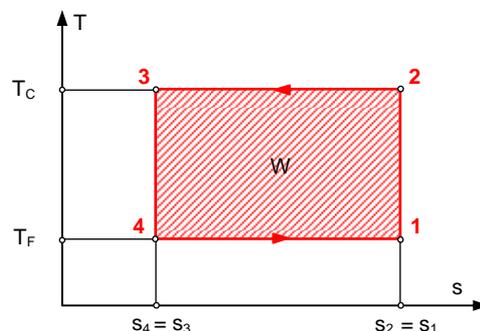


Figura 2.2. Ciclo de inverso de Carnot en el diagrama T - s .

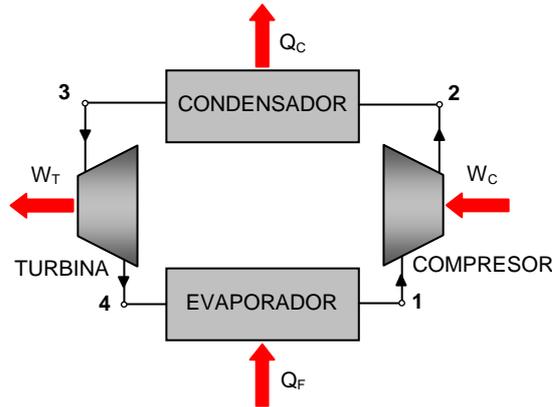


Figura 2.3. Ciclo de Carnot de refrigeración.

II.2.2. Coeficiente de Eficiencia Energética

Planteando el *Primer Principio de la Termodinámica*, se obtiene una relación válida para las máquinas frigoríficas que trabajen según el ciclo inverso de Carnot:

$$Q_F + W = Q_C$$

donde el *trabajo neto* aportado en el ciclo, W , es el correspondiente a la compresión menos el devuelto por la turbina en la expansión:

$$W = W_C - W_T$$

El *coeficiente de eficiencia energética* (*Coefficient Of Performance*) se define a partir de los términos anteriores como el cociente entre el *efecto útil* aportado por la máquina (el calor extraído del foco frío, Q_F , en el caso de una máquina frigorífica) y el coste energético necesario para obtener dicho efecto útil (el trabajo neto W aportado a la máquina):

$$COP = \frac{Q_F}{W}$$

Se demuestra, además, que para máquinas que trabajen según el ciclo inverso de Carnot, el COP del ciclo depende exclusivamente de las temperaturas (K) de los focos caliente y frío de trabajo. En efecto, como puede apreciarse en el diagrama de la *Figura 2.2*:

$$Q_F = T_F (s_1 - s_4)$$

$$W = (T_C - T_F)(s_1 - s_4)$$

Llevando estas expresiones a la definición del COP , se tiene, finalmente:

$$COP = \frac{Q_F}{W} = \frac{T_F (s_1 - s_4)}{(T_C - T_F)(s_1 - s_4)} \Rightarrow COP = \frac{T_F}{T_C - T_F} = \frac{1}{\frac{T_C}{T_F} - 1}$$

Observamos, por tanto, que tal y como ha sido definido, el COP es un rendimiento que puede tomar valores mayores que la unidad (véase *Figura 2.4*).

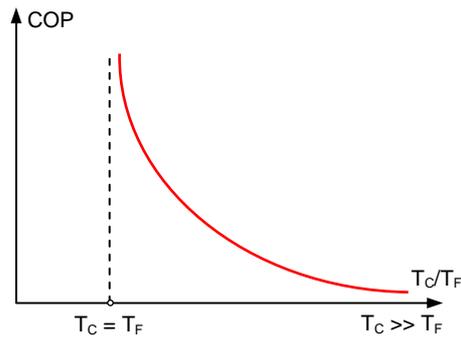


Figura 2.4. Dependencia del COP frente a la relación T_C/T_F

En general, cuanto mayor sea el salto térmico entre los focos, peor será la eficiencia del ciclo, debido a que el trabajo que es necesario comunicar a la máquina crece. De igual modo, si las temperaturas T_C y T_F se encuentran relativamente cercanas, el trabajo que hay que proporcionar al ciclo no es elevado, lo que da lugar a rendimientos altos.

II.3. Ciclo de compresión mecánica del vapor

II.3.1. Modificaciones del ciclo de Carnot

Los refrigerantes son sustancias gaseosas a presión ambiente, en cuyas curvas de cambio de fase es posible encajar el ciclo de Carnot de refrigeración (véase Figura 2.5). Sin embargo, a la hora de realizar físicamente el ciclo, encontramos diferentes dificultades técnicas que impiden el trabajo de la máquina, tal y como ha sido definida.

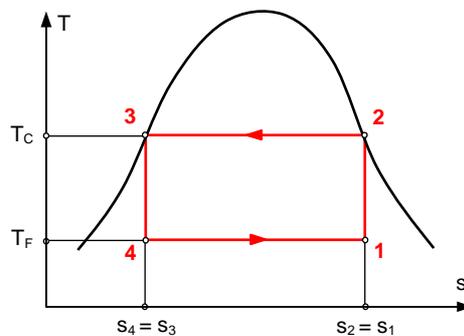


Figura 2.5. Ciclo inverso de Carnot sobre la curva de cambio de fase del refrigerante

En primer lugar, fijémonos en el punto de entrada al compresor (*Punto 1*): el refrigerante se encuentra en zona bifásica, por lo que, a pesar de que mayoritariamente encontramos vapor, existe aún parte de refrigerante en estado líquido. Aparecen entonces los efectos negativos asociados a la *compresión húmeda* (para la cual no hay tecnología desarrollada, dada la no compresibilidad de los líquidos). Estos efectos son, fundamentalmente:

- Las vibraciones producidas, en el caso de los compresores alternativos, por el choque de los pistones (que se desplazan a alta velocidad) con las gotas de líquido. Estos choques dan lugar, además, a una progresiva erosión de las piezas.

- El *lavado* del lubricante: las gotas de líquido arrastran consigo al lubricante, perjudicando de este modo el correcto funcionamiento del compresor.

Para resolver estos problemas, el *Punto 1* se lleva hasta la línea de saturación (véase *Figura 2.6*), y es desde ahí desde donde se comprime isentrópicamente hasta alcanzar el *Punto 2* (salida del compresor).

El proceso 2-3 consiste, entonces, en un enfriamiento a presión constante (a lo largo del *cuerno de sobrecalentamiento*) y un posterior cambio de fase, desde la línea de saturación hasta alcanzar finalmente el *Punto 3*.

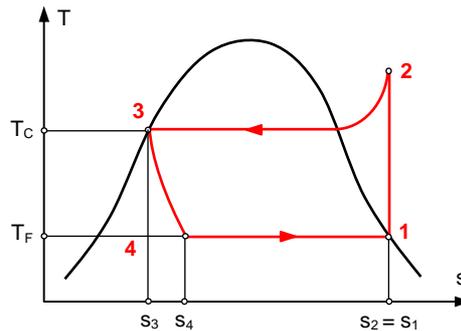


Figura 2.6. Modificaciones sobre el ciclo de Carnot de refrigeración

Consideremos, finalmente, el proceso de expansión, desde el *Punto 3* (líquido saturado) hasta el *Punto 4* (zona bifásica): tecnológicamente no es posible expandir líquido en la turbina. La presencia de ésta, además, dispararía el coste de la instalación. Por estas razones, la turbina es sustituida por una *válvula de expansión*: ésta proporciona una pérdida de carga localizada a través de la cual se produce la expansión del líquido. El proceso 3-4 (véase *Figura 2.6*) pasa a ser *isentálpico*. Además, el *COP* no se ve empeorado, puesto que el trabajo devuelto por la turbina es muy pequeño frente al aportado en el compresor ($W_T \ll W_C$).

II.3.2. Ciclo estándar de compresión de vapor

Tras las modificaciones anteriores sobre el ciclo de Carnot de refrigeración, llegamos al *ciclo estándar de compresión de vapor*, esquematizado en la *Figura 2.7*. Para analizar este ciclo se utiliza el diagrama *p-h* del refrigerante (véase *Figura 2.8*) en lugar del diagrama *T-s* por dos razones fundamentales: la facilidad en la medida de la presión como variable y la relación directa entre la entalpía y los parámetros energéticos del ciclo. En la *Figura 2.9* se muestra un diagrama *p-h* real, correspondiente en este caso al *tetrafluoroetano*, CF_3CH_2F (refrigerante *R-134a*).

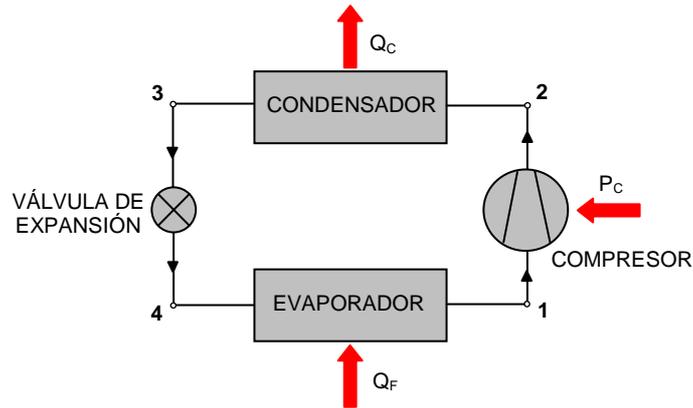


Figura 2.7. Ciclo de compresión mecánica del refrigerante

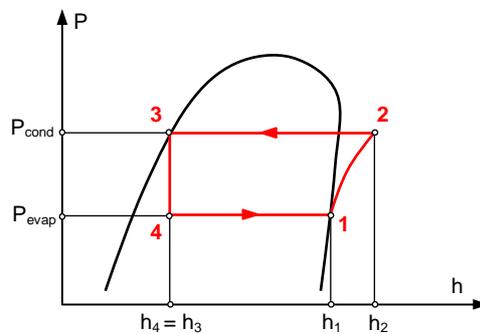


Figura 2.8. Ciclo de compresión mecánica sobre el diagrama p-h del refrigerante

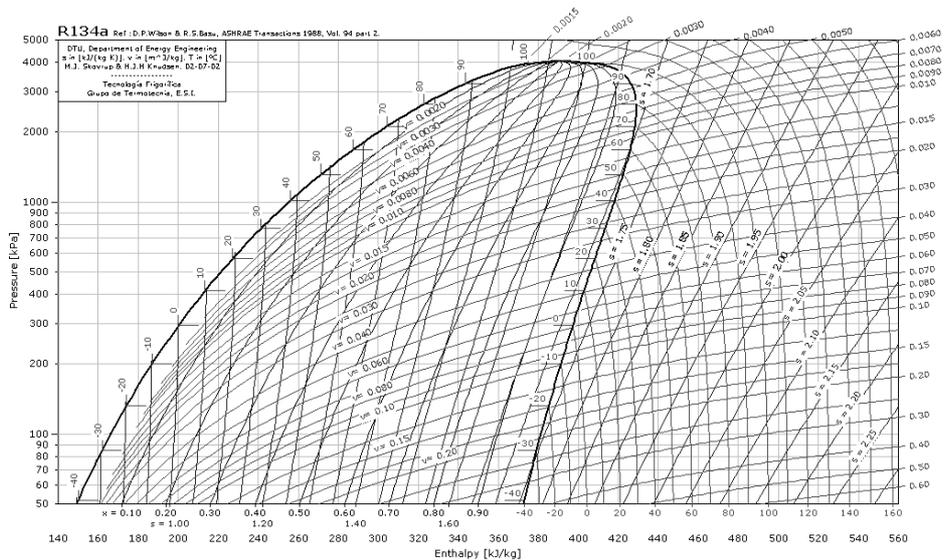


Figura 2.9. Diagrama p-h del refrigerante R-134a

El efecto útil del ciclo es la *potencia frigorífica* Q_F , que no es más que el calor transferido en el evaporador desde el medio a enfriar hacia el fluido refrigerante, a la presión constante p_{evap} . Realizando un balance de energía en el evaporador, obtenemos

el valor de la potencia frigorífica como el producto del caudal másico de refrigerante, m_r , por el salto de entalpía que sufre el refrigerante en el evaporador:

$$Q_F = m_r (h_1 - h_4)$$

El *trabajo o potencia de compresión*, P_C , es el aportado al fluido en el proceso 1-2 para comprimir el refrigerante desde la *presión de baja o de evaporación*, p_{evap} , hasta la *presión de alta o de condensación*, p_{cond} . Esta potencia se calcula de nuevo a partir del caudal másico de refrigerante y del salto de entalpía correspondiente:

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

El *calor o potencia de condensación*, Q_C , es la energía evacuada en el condensador, desde el refrigerante hacia el medio exterior, a la presión constante p_{cond} . Aplicando de nuevo el *Primer Principio de la Termodinámica*, esta energía evacuada será igual a la total aportada al ciclo (es decir: la absorbida en el evaporador y la proporcionada para la compresión):

$$Q_C = m_r (h_2 - h_3) = Q_F + P_C$$

II.3.3. Ciclo real de compresión de vapor

En la realidad, el ciclo simple de compresión mecánica no tiene el aspecto hasta ahora descrito; presenta algunas modificaciones, bien introducidas de forma consciente en el propio diseño del ciclo, o bien producto del comportamiento real de equipos, conductos y refrigerante.

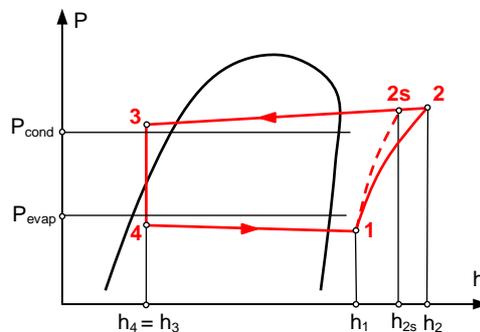


Figura 2.10. Ciclo real de compresión mecánica simple

En la *Figura 2.10* se muestra el ciclo real; cada una de las diferencias respecto al ciclo estándar descrito con anterioridad será comentada a continuación. Se indicará, además, cómo influyen estas diferencias en los principales parámetros del ciclo de frío, tales como la *potencia frigorífica* o el *COP*.

II.3.3.1. Sobrecalentamiento del vapor

La introducción en el compresor de refrigerante en estado de vapor saturado dará lugar a la formación de gotas de refrigerante cuando éste entre en contacto con superficies frías en el interior del compresor. Ya conocemos el efecto perjudicial de las gotas de líquido sobre el funcionamiento del compresor, por lo que, para proteger al equipo, el *Punto 1* es llevado a la zona de vapor sobrecalentado. De este modo, cualquier contacto del vapor con superficies frías en el compresor no dará lugar a la condensación de líquido.

Este sobrecalentamiento es de, usualmente, unos 5 o 6 °C, y puede llevarse a cabo de diferentes maneras:

- Calentamiento en la línea de aspiración: el conducto de entrada al compresor, aunque suele estar aislado, siempre sufre pérdidas (en este caso, ganancias de calor desde el ambiente).
- Evaporador sobredimensionado (equipo con un UA mayor que el necesario para simplemente evaporar).
- Intercambiador intermedio, alimentado por la corriente de refrigerante caliente procedente del condensador.

El sobrecalentamiento del vapor mejora el funcionamiento del compresor, dando lugar a un mayor rendimiento global del sistema de refrigeración; además, cuando el sobrecalentamiento se lleve a cabo mediante el uso de un evaporador sobredimensionado o mediante calentamiento en una línea de aspiración interior al recinto a refrigerar, se obtendrá un aumento de la potencia frigorífica (aumentando así el COP de la instalación). No obstante, la potencia de compresión también será ligeramente mayor, dada la mayor inclinación hacia la derecha de las líneas isentrópicas, según desplazamos el *Punto 1* hacia la zona de vapor sobrecalentado.

II.3.3.2. Subenfriamiento del líquido

A la salida del condensador, el refrigerante líquido no suele encontrarse sobre la línea de saturación, sino que presenta un ligero subenfriamiento, alcanzado de manera natural.

No obstante, en instalaciones de cierta envergadura puede resultar rentable aumentar este grado de subenfriamiento: en efecto, si el *Punto 3* es desplazado más aún hacia la zona de líquido subenfriado, el *Punto 4* se encontrará igualmente desplazado en ese sentido; admitiendo que la evaporación del refrigerante alcanzará en cualquier caso la zona de vapor sobrecalentado, lo anterior resulta en un aumento de la potencia frigorífica.

Algunos métodos para subenfriar el líquido con el objetivo de aumentar Q_F son:

- Un intercambiador intermedio, con transferencia frente a la corriente fría procedente del evaporador (de este modo se consigue al mismo tiempo el sobrecalentamiento del vapor necesario en el *Punto 1*).
- Un serpentín con corriente de fluido frío, colocado en el interior del depósito de líquido situado a la salida del condensador.

II.3.3.3. Compresión real no isentrópica

Los procesos que tienen lugar en los compresores reales son siempre irreversibles: en todos los casos encontraremos pérdidas por calentamiento, fricción, etc...

El resultado de estas irreversibilidades es una disminución del COP del ciclo, debido a que la potencia de compresión real que va a tomar el compresor, P_C , va a ser siempre mayor a la que aportaríamos si el proceso fuese ideal (esto es: compresión ideal isentrópica), P_{Cs} .

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

$$P_{Cs} = m_r (h_{2s} - h_1)$$

El *rendimiento isentrópico* del compresor, η_s , queda definido como la relación entre ambas potencias, ideal y real:

$$\eta_s = \frac{P_{Cs}}{P_C}$$

Es un rendimiento relativo al consumo del compresor (no tiene relación alguna con el gasto real de refrigerante desplazado) y depende, idealmente, sólo de la relación de compresión.

II.3.3.4. Pérdidas de carga

En la práctica, el fluido pierde presión al atravesar los circuitos de tuberías del evaporador y del condensador:

$$p_3 < p_2 \quad ; \quad p_1 < p_4$$

Estas pérdidas de carga serán tanto más importantes cuanto mayor sea el tamaño de la instalación (por involucrar redes de conductos de mayor longitud).

II.3.3.5. Temperaturas reales de evaporación y condensación

Las presiones de cambio de fase en los equipos no coinciden con las correspondientes a las temperaturas de los focos caliente y frío, T_C y T_F . En efecto, para que exista realmente transferencia de calor entre los equipos y el ambiente, las presiones de evaporación y condensación deben ser las asociadas a temperaturas tales que:

$$T_{evap} < T_F \quad ; \quad T_{cond} > T_C$$

Estos saltos térmicos son los que permiten que el refrigerante absorba calor del medio en el evaporador, y que ceda calor al medio en el condensador.

II.4. Compresores

Se proporciona a continuación una breve información sobre las diferentes tipologías de compresores que se encuentran en la producción de frío, con especial énfasis, al final de la sección, en los parámetros de funcionamiento asociados a los compresores volumétricos alternativos.

II.4.1. Clasificación según el método de compresión

II.4.1.1. Compresores de desplazamiento positivo

El gas es introducido en una cámara de volumen variable, de modo que al reducir el volumen de la cámara, el gas aumenta su densidad y su presión. Son los compresores más utilizados en Tecnología Frigorífica, existiendo dos grupos principalmente:

- a) *Compresores alternativos*: son los compresores de pistón que aparecen en las instalaciones industriales. Están unidos a un motor eléctrico, con valores representativos de entre 1500 y 3000 *rpm* para el movimiento del cigüeñal. Pueden ser, a su vez:
 - *Ordinarios*: de *simple efecto* o de *doble efecto* (en éste último caso, el cilindro posee dos cámaras, de modo que al ascender el pistón se comprime la cámara superior y se expande la inferior).

- *Especiales*: compresores *de laberinto*, *de diafragma*, etc... No necesitan lubricación, por lo que resultan muy útiles para trabajar con fluidos refrigerantes que presenten problemas con los aceites.
- b) *Compresores rotativos*: consisten en dispositivos con partes móviles que comprimen directamente al gas durante su movimiento de rotación. Los más conocidos son los compresores *de tornillo* (usados en instalaciones industriales para gamas de potencias media-altas) y los compresores *de espiral* (tipo *Scroll*).

II.4.1.2. Compresores de desplazamiento dinámico

La compresión se realiza por transformación de presión dinámica en presión estática: el fluido es acelerado por la acción de un rotor hasta alcanzar una determinada velocidad; en ese instante el fluido es detenido, y toda su energía cinética pasa a convertirse en presión estática. Los dos grandes grupos de compresores dinámicos son:

- a) *Compresores axiales*: el fluido comprimido es expulsado en la misma dirección en la que es introducido en el compresor.
- b) *Compresores centrífugos*: el fluido entra por el centro del rotor y es expulsado en dirección radial.

En general, los compresores dinámicos deben ser utilizados sólo en instalaciones con refrigerantes de alta densidad, para que la transformación de presión dinámica en presión estática sea significativa.

II.4.2. Clasificación según el montaje

II.4.2.1. Compresores herméticos

Consisten en una carcasa herméticamente cerrada, con una entrada y una salida de gas. En el interior se encuentra el compresor (usualmente alternativo, de uno o dos pistones) junto con el motor eléctrico; éste se encuentra completamente bañado por el refrigerante, lo que posibilita:

- La refrigeración del propio motor.
- El sobrecalentamiento del refrigerante vapor antes de ser comprimido.

Son fáciles de construir y no presentan fugas. No obstante, en caso de avería hay que destruir la carcasa para poder acceder al compresor. Además, el refrigerante deberá ser inerte al cobre, debido al contacto directo con el motor.

Los compresores *semiherméticos* son de tipología similar, aunque poseen secciones desmontables una de la otra, para los pistones y el motor.

II.4.2.2. Compresores abiertos

El motor eléctrico y los pistones están totalmente separados. Por este motivo, el motor deberá incluir su propio sistema de refrigeración.

El mantenimiento de estos compresores se vuelve delicado, debido a los grandes riesgos de fuga asociados a la delicada junta que une la cámara de los pistones con el eje del motor.

II.4.3. Compresores alternativos

II.4.3.1. Funcionamiento

En un ciclo de compresión mecánica simple, las presiones de trabajo del compresor vendrán dadas por la *presión de succión*:

$$P_1 = P_{evap}$$

y la *presión de descarga*:

$$P_2 = P_{cond}$$

Para analizar la forma en que opera el compresor durante cada carrera del pistón, consideremos la *Figura 2.11*, en la cual se encuentran representadas las presiones en el interior de la cámara frente a su volumen, según la posición que ocupe el pistón en cada instante.

El *Punto d* representa el estado del pistón en el *punto muerto inferior*. En ese instante, las válvulas de admisión y de expulsión se encuentran cerradas. El proceso *d-a* se corresponde con la ascensión del pistón y la expansión del gas existente en la cámara formada por cilindro y pistón: como éste último comienza a ascender, dicho volumen aumenta, disminuyendo, por tanto, la presión interior.

Llegados al *Punto a*, la presión en la cámara ha disminuido hasta un valor inferior a la presión de succión, P_1 ; en consecuencia, la válvula de admisión se abre y el cilindro comienza a admitir gas. El proceso *a-b* consiste, pues, en la admisión de gas, con aumento de volumen de la cámara, a la presión constante P_1 .

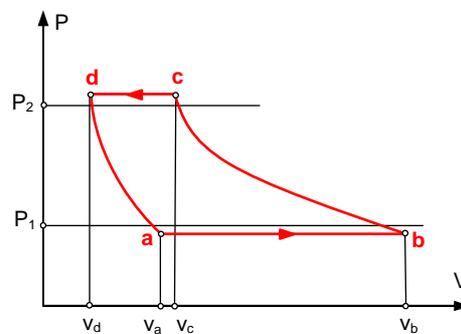


Figura 2.11. Comportamiento del compresor alternativo durante un ciclo de compresión

El *Punto b* se corresponde con el *punto muerto superior*: el pistón comienza a descender y el volumen de la cámara disminuye. El proceso *b-c* es el de compresión, durante el cual el gas presente en la cámara aumenta su presión. Cuando ésta supera el valor de la presión de descarga, P_2 , la válvula de expansión se abre (proceso *c-d*), comenzando la descarga del gas ya comprimido.

II.4.3.2. Rendimiento volumétrico teórico

El *rendimiento volumétrico teórico* del compresor, $\eta_{vol,t}$, es la relación entre el volumen útil de la cámara (volumen real de gas que es posible comprimir y desplazar) y el volumen total:

$$\eta_{vol,t} = \frac{V_b - V_a}{V_b - V_d}$$

o bien, en función de los volúmenes específicos del gas en la succión (v_1) y en la descarga (v_2):

$$\eta_{vol,t} = 1 - c \left(\frac{v_1}{v_2} - 1 \right)$$

donde se ha introducido el *factor de huelgo* o *espacio muerto*, c , definido como:

$$c = \frac{V_d}{V_b - V_d}$$

Por ejemplo, un valor $c = 0.05$ indica que el volumen muerto de la cámara (esto es, el volumen correspondiente al proceso $d-a$, durante el cual no hay ni admisión de gas ni compresión del gas existente) es el 5 % del volumen total de la cámara.

Puesto que el rendimiento volumétrico definido es teórico, podemos considerar que el proceso de compresión sigue una evolución isentrópica, en cuyo caso:

$$p_1 v_1^\gamma = p_2 v_2^\gamma \Rightarrow \eta_{vol,t} = 1 - c \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right)$$

Demostramos de este modo que el rendimiento volumétrico teórico del compresor depende exclusivamente de:

- La *relación de compresión* (cociente entre las presiones de descarga y succión).
- La geometría de la cámara, a través del factor de huelgo c .
- El fluido que es comprimido, a través de su *coeficiente adiabático*, γ .

II.4.3.3. Rendimiento volumétrico real

El rendimiento volumétrico teórico anteriormente definido no tiene en cuenta las irreversibilidades asociadas al proceso de compresión. Por esta razón es común emplear el *rendimiento volumétrico real*, definido como la relación entre el caudal volumétrico de gas refrigerante realmente desplazado y la cantidad teórica que se podría desplazar.

Así, introducimos en primer lugar *el desplazamiento volumétrico* del compresor:

$$V_t = \pi \frac{D_c^2}{4} L_c N_c \omega$$

Es un parámetro calculado a partir de los datos geométricos del compresor (diámetro del cilindro, D_c , carrera del cilindro, L_c , y número de cilindros, N_c) y de la velocidad de giro, ω , y representa los m^3/s de gas refrigerante que, en teoría, deberían ser comprimidos.

A partir del desplazamiento volumétrico, podemos definir el *rendimiento volumétrico* del compresor como:

$$\eta_{vol} = \frac{v_1 m_r}{V_t}$$

es decir: como la relación entre el caudal volumétrico de refrigerante desplazado y el desplazamiento volumétrico teórico posible.

Ambos rendimientos, real y teórico, presentan la misma dependencia respecto a la relación de compresión: a medida que ésta crece, tanto η_{vol} como $\eta_{vol,t}$ disminuyen, lo que significa que el compresor desplaza menos gas del que realmente podría para su geometría dada. Éste es uno de los motivos por los que se emplean en ocasiones los ciclos frigoríficos de *compresión múltiple* (usualmente, necesarios cuando la relación de compresión es mayor que 6).

II.5. Evaporadores

Los principales intercambiadores involucrados en cualquier ciclo de producción de frío son el evaporador y el condensador. En ciclos más complejos, contruidos a partir del ciclo simple de compresión mecánica, se pueden encontrar otros intercambiadores con funciones secundarias, tales como intercambiadores intermedios o depósitos enfriadores con inyección total o parcial de refrigerante.

Los evaporadores son los equipos en los cuales se lleva a cabo directamente el objetivo final del ciclo: enfriar una corriente de fluido. A continuación describiremos brevemente los principales puntos de interés asociados a los evaporadores, tales como las diferentes tipologías de equipos, el proceso de evaporación del refrigerante o el análisis de la transferencia de calor.

II.5.1. Clasificación y tipologías

II.5.1.1. Enfriadoras de aire

También conocidas como *baterías de frío*, son los evaporadores más comunes en refrigeración industrial. Suelen ser intercambiadores de flujo cruzado aire-refrigerante (con éste último circulando por el interior de los tubos), con colectores de refrigerante a la entrada y a la salida. Los conductos van aleteados, y todo el conjunto se encuentra introducido en una carcasa, con los ventiladores empotrados en ella.

Las baterías se construyen con tubos de cobre, aluminio o acero inoxidable. Las aletas suelen ser de cobre o aluminio. El acero inoxidable es utilizado:

- En evaporadores con amoníaco, NH_3 , como fluido refrigerante.
- En la industria alimentaria, cuando el evaporador se encuentra en contacto directo con los alimentos.

Un elemento a destacar es la bandeja de recogida de condensado, donde se acumula el agua procedente del aire impulsado, que condensa debido a la baja temperatura. Consideremos la temperatura superficial de los conductos, T_S , y la temperatura de rocío del aire que entra en contacto con ellos, T_R . Si:

$$T_S > T_R$$

entonces el aire a la salida del evaporador presentará un estado termohigrométrico correspondiente a la mezcla entre el aire en contacto con los conductos (de igual humedad que el aire a la entrada, pero menor temperatura) y el aire a la entrada; sin embargo, si:

$$T_S < T_R$$

entonces el vapor de agua disuelto en el aire comenzará a condensar; esta pérdida de humedad del aire es la que motiva la existencia en las enfriadoras de aire de la bandeja de recogida de condensado.

II.5.1.2. Enfriadoras de líquido

Son intercambiadores líquido-refrigerante. El líquido a enfriar suele ser agua, como en el caso de sistemas de aire acondicionado centralizados, o glicoles y salmueras (en los casos en los que se trabaja a presión o en los que se requieren temperaturas inferiores a 0 °C).

Las dos configuraciones más utilizadas son:

- Carcasa y tubo: el refrigerante puede tanto circular por el interior de los conductos, como inundar la carcasa.
- Intercambiador de placas: consisten en una serie de placas corrugadas, colocadas unas sobre otras, y a través de las cuales circula el refrigerante.

II.5.2. Evaporación del refrigerante

En la mayoría de equipos, el fluido refrigerante circula por el interior de los conductos. A la entrada del evaporador, el refrigerante se encuentra cerca de la línea de líquido saturado: hay mucho líquido y algunas burbujas de vapor. En esta situación, la evaporación comienza a producirse cerca de la pared (que es la zona caliente). Las burbujas formadas se incorporan al fluido, aumentando la turbulencia del flujo y, por tanto, el coeficiente de película.

Cuando se tiene una cantidad de vapor apreciable, el flujo pasa a ser anular: el vapor se mueve por el centro del conducto, a velocidad elevada, y el líquido se mantiene en la pared, continuando su evaporación. En esta fase el coeficiente de película también aumenta.

Finalmente, toda la corriente es vapor, excepto una delgada película de líquido sobre la pared; esta película termina desprendiéndose y mezclándose con la corriente de vapor. Por esto, el coeficiente de película disminuye, debido a la pérdida de contacto entre las gotas de líquido y la pared.

II.5.3. Alimentación de refrigerante

II.5.3.1. Expansión directa de refrigerante

La entrada de refrigerante es regulada por una *válvula de expansión termostática*, de forma que el refrigerante a la salida se encuentre totalmente evaporado y, usualmente, con un pequeño grado de sobrecalentamiento constante.

Un sensor a la salida del evaporador comprueba el recalentamiento del vapor, y si éste es tal que el punto de salida se acerca a la curva de saturación, se envía una señal a la válvula para que introduzca menos refrigerante líquido; si el caudal de refrigerante es menor, nos aseguramos que se evaporará al completo y que, incluso, se sobrecalentará.

Son sistemas de bajo coste y fáciles de instalar, aunque el sobrecalentamiento produce siempre un aumento de la temperatura a la salida del compresor y de la potencia de compresión.

II.5.3.2. Evaporador inundado

Utilizado en refrigeración industrial. Consta de un tanque, en la parte superior del evaporador, que envía el refrigerante líquido procedente del condensador hacia el evaporador, hasta inundarlo completamente.

Por efecto de termosifón, el vapor generado es circulado de nuevo hacia el depósito, de donde es sangrado hacia el compresor. Por esta razón, el refrigerante es comprimido desde un estado de vapor saturado, lo que significa que la potencia de compresión no será elevada. No obstante, son sistemas más caros que los de expansión directa.

Una variante son los *sistemas de recirculación de líquido*: el funcionamiento es el mismo que el de los evaporadores inundados, aunque poseen un único depósito para la instalación, con una bomba encargada de desplazar el refrigerante hacia todos los evaporadores (el movimiento del flujo deja de ser por efecto termosifón).

II.5.4. Transferencia de calor

II.5.4.1. Ecuaciones de balance

En el evaporador tiene lugar el proceso 4-1 del ciclo de frío: el fluido refrigerante, a baja presión (p_{evap}), cambia de estado líquido a estado vapor, para lo cual absorbe la energía Q_F (véase *Figura 2.12*), cedida en el equipo por el aire a tratar.

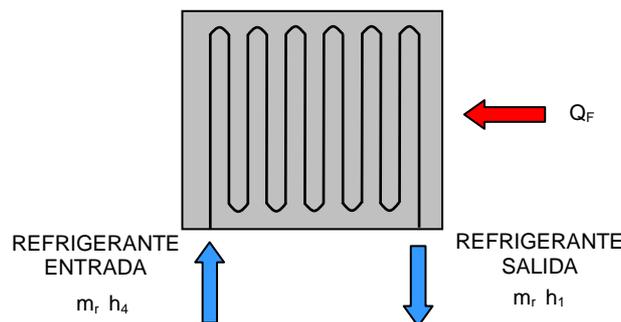


Figura 2.12. Corrientes de entrada y salida en el evaporador

La ecuación de balance en el evaporador será, entonces:

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

Esta energía es, al mismo tiempo, la cedida por el aire (o, en general, por el fluido correspondiente con quien se esté intercambiando), cuantificada al plantear el balance de entalpía sobre la batería, pero esta vez del lado del aire (véase *Figura 2.13*):

$$Q_F = m_a (h_{ae} - h_{as}) = m_a c_{pa} (T_{ae} - T_{as})$$

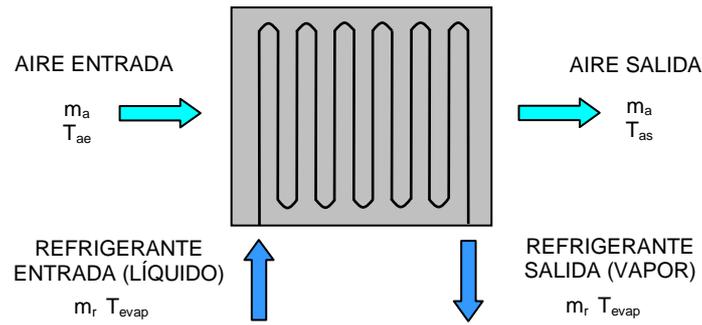


Figura 2.13. Transferencia de calor en el evaporador

II.5.4.2. Ecuaciones de transferencia

Así, y tal y como se indica en la Figura 2.14 (contracorriente equivalente asociado a un equipo de intercambio con evaporación de uno de los fluidos), la transferencia de calor en el evaporador es planteada como el intercambio en un equipo con cambio de fase entre:

- El *fluido caliente* (el aire a enfriar en el equipo), definido por un caudal m_a que entra a temperatura T_{ae} y sale a temperatura $T_{as} < T_{ae}$.
- El *fluido frío* (el refrigerante), definido por un caudal m_r que se evapora a una temperatura T_{evap} constante gracias al calor transferido por el aire (fluido caliente).

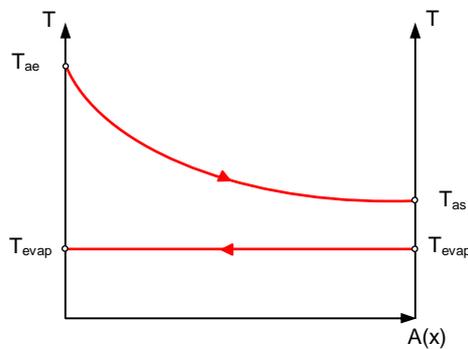


Figura 2.14. Contracorriente equivalente del evaporador

La ecuación de transferencia vendrá dada por:

$$Q_F = UA\Delta T_{lm}$$

donde:

- U (kW/m^2K) es el *coeficiente global de transferencia*, definido a partir de las resistencias térmicas correspondientes.
- A (m^2) es el *área total de transferencia* del equipo (tubos y superficie aleteada).
- ΔT_{lm} ($^{\circ}C$) es la *diferencia de temperaturas logarítmica media*, definida a partir de los saltos de temperatura a la entrada y a la salida del equipo de intercambio como:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{ae} - T_{evap}) - (T_{as} - T_{evap})}{\ln\left(\frac{T_{ae} - T_{evap}}{T_{as} - T_{evap}}\right)}$$

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 intercambiado en el evaporador se calcularía a partir del calor máximo que es posible intercambiar o, equivalentemente, del salto de temperaturas máximo que podría existir en el intercambiador:

$$Q_F = \varepsilon m_a c_{pa} \Delta T_{\max} = \varepsilon m_a c_{pa} (T_{ae} - T_{evap})$$

donde se han introducido:

- La *eficiencia del intercambiador*, ε , definida como la relación entre el calor transferido y el máximo que se podría transferir:

$$\varepsilon = \frac{Q_F}{Q_{F,\max}} = \frac{T_{ae} - T_{as}}{T_{ae} - T_{evap}}$$

- El *número de unidades de transferencia*, NTU :

$$NTU = \frac{U A}{m_a c_{pa}}$$

siendo sabido, además, que para equipos de intercambio con cambio de fase:

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

Tomando esta expresión junto con la definición de la eficiencia, la potencia frigorífica del evaporador queda definida como:

$$Q_F = \varepsilon Q_{F,\max} = m_a c_{pa} \left[1 - \exp\left(\frac{U A}{m_a c_{pa}}\right) \right] \Delta T_{\max}$$

donde ΔT_{\max} es el salto máximo de temperaturas en el intercambiador, que se produce a la entrada (véase *Figura 3.13*):

$$\Delta T_{\max} = T_{ae} - T_{evap}$$

De este modo, queda patente la estrecha relación existente entre el salto de temperaturas máximo (es decir: a la entrada del equipo) y la potencia frigorífica del evaporador:

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

Así, para un equipo dado (UA constante) en el que se enfría un caudal dado de un fluido dado ($m_a c_{pa}$ constante), la potencia frigorífica siempre aumentará conforme mayor sea el salto a la entrada. Esto permite elevar el valor de Q_F manteniendo valores moderados de UA : en efecto, bajos valores de T_{evap} dan lugar a un aumento del salto máximo y, por tanto, de Q_F , lo cual nos permite valores de UA moderados; sin embargo, al mismo tiempo la potencia de compresión aumenta conforme T_{evap} disminuye. Por esto, las soluciones adoptadas en los diseños de los equipos representan siempre un compromiso entre el tamaño del evaporador y los costes de compresión

II.5.4.3. Hipótesis

En todo lo anteriormente expuesto se ha hecho uso de dos hipótesis que implican simplificaciones importantes:

1. En los enfriadores de aire, también llamados *baterías húmedas*, el aire tratado pierde humedad, produciéndose condensación de vapor de agua. La transferencia de masa existente en el lado del aire no ha sido tenida en cuenta; de no ser así, las ecuaciones de transferencia tendrían que haber sido planteadas en términos de la entalpía (en lugar de la temperatura) y no respecto al aire, sino respecto a la película de condensado depositada sobre la pared exterior de los tubos.

Gracias a esta hipótesis, además, nos es posible utilizar la relación ε - NTU en la forma ya conocida, para intercambiadores en los que uno de los fluidos cambia de fase.

2. Se ha despreciado igualmente el recalentamiento al que el refrigerante se ve sometido en las últimas fracciones del área de transferencia; de esta manera, consideramos que, del lado del refrigerante, existe cambio de fase a lo largo de toda la superficie de intercambio.

II.6. Condensadores

Los condensadores son los equipos encargados de evacuar al exterior el calor extraído del foco frío por el evaporador. Recordamos, no obstante, que:

$$Q_C = Q_F + W$$

por lo que, en realidad, el flujo de calor evacuado por el condensador incluye, además, la potencia consumida en el proceso de compresión.

Por quedar fuera del alcance de este estudio, la transferencia de calor en el condensador no es considerada en este apartado, reduciéndose éste a aspectos puramente descriptivos, tales las diferentes tipologías de equipos de condensación o el proceso de condensación del refrigerante.

II.6.1. Clasificación y tipologías

II.6.1.1. Condensadores de aire

Consisten en intercambiadores de flujo cruzado aire-refrigerante (baterías de tubos aleteados), con ventiladores axiales para aumentar el coeficiente de película en el lado del aire (exterior de los tubos).

Son equipos caracterizados por bajos costes inicial y de mantenimiento, aunque no sucede lo mismo al considerar el coste asociado a la compresión: la temperatura de condensación siempre debe ser superior a la del aire a la entrada:

$$T_{cond} > T_{ae}$$

para, precisamente, hacer posible la transferencia de calor y la evacuación de Q_C desde el refrigerante hacia el aire. Por esto, para valores elevados de la temperatura del aire (como sucede en ciertas localidades en verano) se hace necesaria una temperatura de condensación aún mayor, lo que se traduce en un aumento de la potencia de compresión.

II.6.1.2. Condensadores de agua

Suelen ser bien intercambiadores de placas, o bien de carcasa y tubo. En éstos últimos, el refrigerante suele condensar en la carcasa (exterior de los tubos), mientras que el agua que circula por el interior de los tubos se calienta.

El agua empleada procede de ríos, manantiales, pozos o depósitos, encontrándose generalmente a una temperatura inferior a la del aire (unos 25 °C en condiciones extremas). De este modo deja de ser necesario operar con temperaturas de condensación elevadas, lo que implica potencias de compresión pequeñas.

Si no se dispone de fuentes de agua fría, el condensador de agua es conectado a una torre de refrigeración: en este equipo es donde el agua transfiere al aire el calor evacuado por el condensador.

II.6.1.3. Condensadores evaporativos

Son los equipos que consiguen menores temperaturas de condensación: el refrigerante circula por el interior de los tubos, y cede el calor al aire que circula por el exterior. Además, sobre el haz de tubos existen unos pulverizadores que duchan al aire de forma permanente.

Cuando el aire entra en contacto con una de las gotas de agua, tiende a saturarse, debido al gradiente de humedades; la evaporación de esas gotas, necesaria para su incorporación a la corriente de aire en forma de vapor, se lleva a cabo mediante el calor proporcionado al aire por el refrigerante presente en el interior de los tubos.

II.6.2. Condensación del refrigerante

En los condensadores de aire y evaporativos, el refrigerante suele condensar en el interior de los tubos, de modo que el proceso de condensación se extiende durante todo el trayecto del refrigerante a lo largo de los conductos.

En la fase inicial, denominada *de spray*, la práctica totalidad del refrigerante permanece aún en estado gaseoso; sin embargo, en la zona de la pared comienzan a aparecer gotas, que se ven arrastradas por el núcleo del gas en movimiento. Cuando la cantidad de gotas condensadas en el perímetro de la pared es importante, entramos en la *fase anular*, que podría describirse como un anillo de líquido fluyendo en contacto con la pared del tubo, manteniéndose una columna de gas en el medio.

Finalmente, es tanta la cantidad de líquido formado en la pared que termina cayendo por su propio peso; de este modo, el conducto se va llenando de líquido hasta llegar a la fase final del proceso, llamada *fase de burbuja*, en la cual la práctica totalidad del refrigerante se encuentra en estado líquido, excepto una cantidad muy pequeña de burbujas de vapor.

