

Título:

## Ciclos termodinámicos. Diagrama Presión-entalpía.

- Índice:*
- INTRODUCCIÓN
  - 1. CONCEPTO DE ENTALPÍA
  - 2. DIAGRAMA PRESIÓN-ENTALPÍA
  - 3. CURVAS DE VALOR CONSTANTE
  - 4. IDENTIFICACIÓN DE LOS PUNTOS EN EL DIAGRAMA p-h
  - 5. TRAZADO DEL CICLO DE FUNCIONAMIENTO DE UNA MÁQUINA FRIGORÍFICA. RÉGIMEN SECO.
  - 6. MEJORAS EN EL CICLO DE FUNCIONAMIENTO
  - 7. CICLO REAL
  - 8. MODELO DE CÁLCULO DEL CICLO TEÓRICO

*Fuentes:*

- Conocimientos fundamentales sobre climatización  
Ramón Blesa  
Ed. CEAC

Anotaciones:

## INTRODUCCIÓN

A la hora de realizar un estudio pormenorizado del proceso y ciclo de funcionamiento de una máquina frigorífica, resulta imprescindible apoyarse, en el diagrama presión-entalpía, entender los conceptos que en él se expresan, así como las áreas zonas y curvas que aparecen.

Es posible que le resulte un poco complicado, pero solo es cuestión de intentar simplificar su estudio y por supuesto no se trata de memorizar el diagrama presión-entalpía de los líquidos refrigerantes.

Estas curvas son fundamentalmente las siguientes:

- ❑ Isoentálpicas (igual entalpía)
- ❑ Isóbaras (igual presión)
- ❑ Isotermas (igual temperatura)
- ❑ Isócoras (igual volumen)
- ❑ Adiabáticas o isoentrópicas (igual calor y entropía)

Una vez que, estos conceptos hayan sido clasificados, se procederá a estudiar el ciclo de funcionamiento de una máquina frigorífica tipo, con el fin de poder apreciar la importancia y manejabilidad de este tipo de diagramas.

## 1. CONCEPTO DE ENTALPÍA

La entalpía es un concepto termodinámico propio de los fluidos (líquidos o gases) en cuya definición intervienen la energía del propio fluido y el producto de la presión por el volumen de la masa de la materia que se analice.

Se entiende por energía interna de un fluido la suma de su energía calorífica (la que sería capaz de aportar en un proceso determinado) y el trabajo mecánico.

Es como una energía acumulada «en reserva» que en un momento dado puede manifestarse.

Por ejemplo, si se dispone de una bola de acero, a modo de símil mecánico, situada a una cierta altura y en un instante dado se la deja caer, su energía interna se manifestará al llegar al suelo, produciendo una deformación sobre el material que golpea (energía mecánica) desprendiendo una cierta cantidad de calor.

El producto de la presión por el volumen, que es el otro sumando que forma parte de la entalpía, viene a representar los trabajos mecánicos correspondientes a las fuerzas de presión.

Así pues, la entalpía de un fluido puede representarse por la expresión:

$$h = U + p \cdot V$$

Siendo:

$h$  la entalpía

$U$  la energía interna del fluido

$p$  la presión

$V$  el volumen de la masa de que se trate

La entalpía de una masa fluida (líquido o gas) varía principalmente con la temperatura, siendo mayor cuando esta crece y disminuyendo hasta el valor nulo en el cero absoluto.

No obstante, en los procesos termodinámicos utilizados en el ciclo frigorífico, lo único que nos interesa son las variaciones entálpicas producidas entre dos puntos o estados diferentes del mismo fluido frigorífico.

Es frecuente fijar de una manera arbitraria el valor de 100 para la entalpía correspondiente a la temperatura de 0 °C en los fluidos frigorígenos, a fin de no manejar cifras excesivamente grandes.

Una de las transformaciones básicas realizadas en los ciclos reales de una máquina frigorífica, es de tipo isoentálpico (igual entalpía), llevada a cabo mediante un dispositivo expansionador o válvula. Esto supone que durante el tramo de expansión, la entalpía o energía total del fluido no se altera, es decir, permanece constante. La evaporación parcial del líquido debida a una expansión brusca por aumento rápido de volumen compensa el trabajo mecánico de la misma pero la energía total no varía.

## 2. DIAGRAMA PRESIÓN-ENTALPÍA (p-h)

Estos diagramas representan los diferentes estados de un fluido, en función de las dos magnitudes cuantificadas, en los ejes de coordenadas cartesianas.

En el eje de abscisas (el horizontal) se representa la entalpía ( $h$ ) medida en diversas unidades de energía por unidad de masa, siendo las más frecuentes kJ/kg o kcal/kg. En el eje de ordenadas (el vertical) se establecen los valores de presión absoluta ( $p$ ) medidos generalmente en bar o atmósferas.

En ciertas condiciones se puede establecer inicialmente dos tipos elementales de transformaciones, consistentes en mantener constante cualquiera de estas dos magnitudes: la *entalpía* (transformación

isoentálpica) cuya, evolución será una recta vertical perpendicular al eje de abscisas, y la isóbara (transformación a presión constante) que se representará por una recta horizontal paralela al eje de abscisas, tal como puede observarse en la figura 5.1.

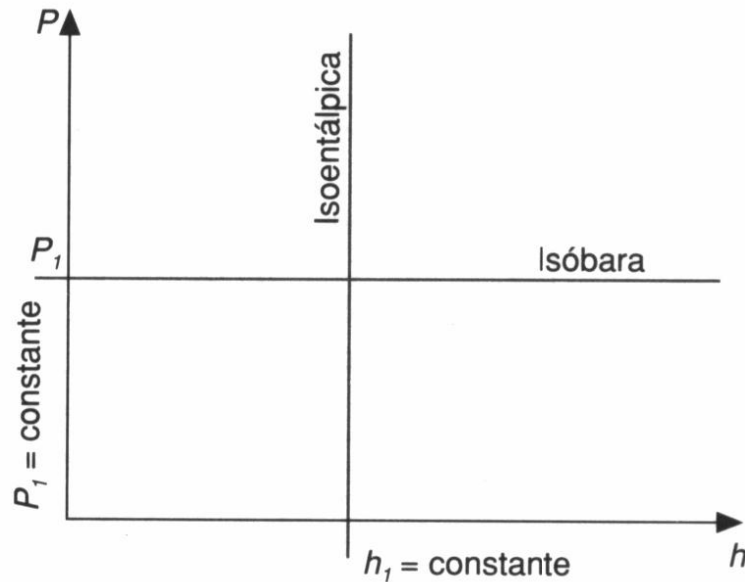


Fig. 5.1.

En la transformación  $P_1 = \text{constante}$ , la presión en cualquiera de sus puntos no varía por lo que puede escribirse  $\Delta p = 0$ .

Igualmente en la transformación  $h_1 = \text{constante}$  no existirá variación de la entalpía del fluido, por lo que tendremos  $\Delta h = 0$ .

En el diagrama p-h existe una curva característica para cada fluido frigorígeno, denominada curva de Andrews, que se encarga de separar las zonas en que el fluido mantiene propiedades homogéneas correspondientes a zonas del exterior de la curva (todo líquido o todo vapor) o de su interior, donde es heterogéneo (líquido en equilibrio con el vapor).

Así pues, en la figura 5.2. puede observarse dicha curva, en la que podemos distinguir a su vez dos ramas, la AB del líquido frontera con la parte mezcla, denominada curva límite. El título o relación entre la masa de vapor y la masa total, es decir:

$$X = \frac{PA}{AC}$$

indica la proporción o porcentaje de vapor referido a un punto cualquiera P. Sobre la línea AB, como PA = 0, X = 0. Es decir, en la línea AB, el líquido está saturado y no hay vapor.

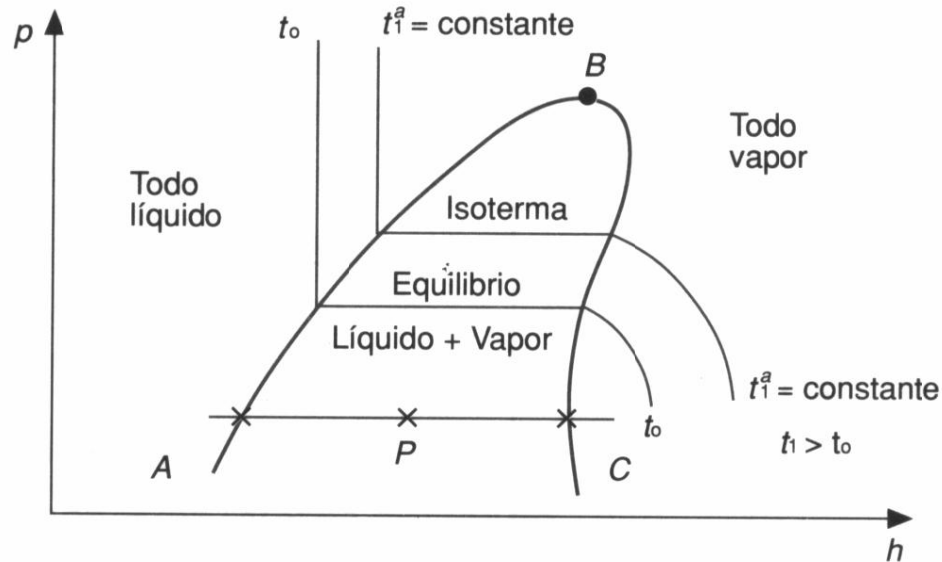


Fig. 5.2.

En la línea BC, el vapor está saturado y por razones iguales PA = PC y X = 1, todo vapor. El punto B se denomina *punto crítico*, el cual define los valores de temperatura, volumen y presión críticos, correspondientes al punto de inflexión o de cambio de estado de unas condiciones de una zona a otra.

O sea, a la izquierda de la línea AB tenemos líquido; sobre la línea AB tenemos líquido saturado; sobre la línea BC tenemos vapor saturado; a la derecha de la línea BC tenemos vapor; y en el interior de la campana que forman las líneas AB y BC tenemos líquido y vapor.

### 3. CURVAS DE VALOR CONSTANTE

Además de las rectas isóbaras e isoentálpicas hay en el diagrama p-h otras curvas que proporcionan las diferentes características del fluido y se utilizan para los cálculos.

#### Isotermas

Corresponden a puntos de igual temperatura. Pueden distinguirse tres zonas: la de líquido, donde las isotermas son prácticamente verticales; la de mezcla líquido + vapor, es decir, entre títulos X = 0 y X = 1, que son horizontales y se confunden con las isóbaras (presión constante), correspondiendo a cada temperatura una determinada presión equivalente, y la zona de, vapor, más allá de la curva X = 1 donde se curvan hacia abajo sufriendo pues al atravesar la línea BC una especie de refracción o

desviación. Estas tres formas pueden observarse en la figura 5.2. y se suelen, expresar en °C.

### Isócoras

Corresponden a puntos de igual volumen. Como sea que, los datos suelen referirse, a la misma unidad de masa (1 kg) proporcionan el valor del volumen específico en cada punto del diagrama, en función de la presión y la temperatura, en cada uno de los estados en que se encuentre.

Se identifican por tener una inclinación o pendiente, positiva, por lo que al atravesar la zona BC de  $X = 1$ , sufren una desviación más o menos acusada. Suelen expresarse en  $m^3/kg$ , o en  $dm^3/kg$ . (Véase figura 5.3.)

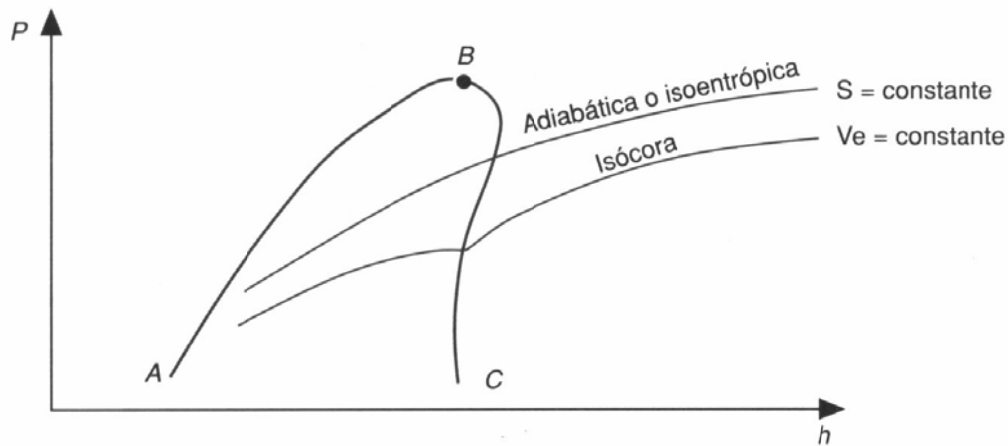


Fig. 5.3.

### Adiabáticas

Una transformación (paso de un punto a otro del plano del diagrama) es adiabática o isoentrópica, cuando en el transcurso de la misma ni el sistema ni el medio exterior en el cual se encuentra cambian de calor, es decir, cuando se supone que el calor permanece constante.

Si se dispusiera de sistemas totalmente herméticos y aislados esta consideración tendría validez, pero como resulta que en la realidad esto es prácticamente imposible, este tipo de transformaciones son ideales o ficticias.

No obstante, en la consideración ideal de las transformaciones de los ciclos frigoríficos se considera que en una de sus fases, en la compresión del fluido. la variación del calor no existe y entonces se representa dicha transformación encima de una línea adiabática o isoentrópica y es por ello que debemos saber identificarlas en cada punto del diagrama.

Aunque su inclinación es semejante, se distinguen de las isócoras en que al atravesar la curva BC de  $X = 1$  no sufren ninguna desviación, al contrario de aquéllas. (Véase figura 5.3.)

#### 4. IDENTIFICACIÓN DE LOS PUNTOS EN EL DIAGRAMA p-h

En ciertas ocasiones podemos encontrarnos diagramas de fluidos frigorígenos que no dibujan en su totalidad la *curva de Andrews*, es decir, eliminan la parte superior de la misma, ya que las temperaturas pueden resultar excesivamente elevadas permitiendo un mejor uso de la parte realmente útil. Y en otras ocasiones se podrá observar también que, para mayor simplicidad, puede eliminarse la parte central de los valores entre  $X = 0$  y  $X = 1$ , acercándolas por parte de las curvas límite.

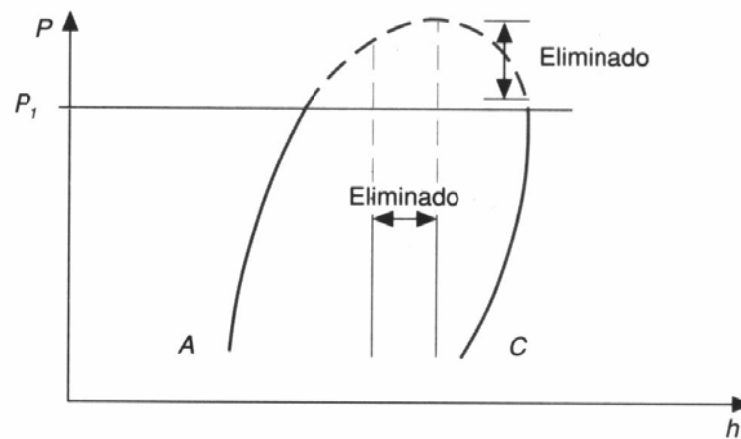


Fig. 5.4.

En la zona de fluido homogéneo, en particular todo vapor, puede situarse, cualquier punto, simplemente conociendo dos de sus características, generalmente los valores de presión correspondientes a la temperatura de evaporación y a la temperatura de recalentamiento.

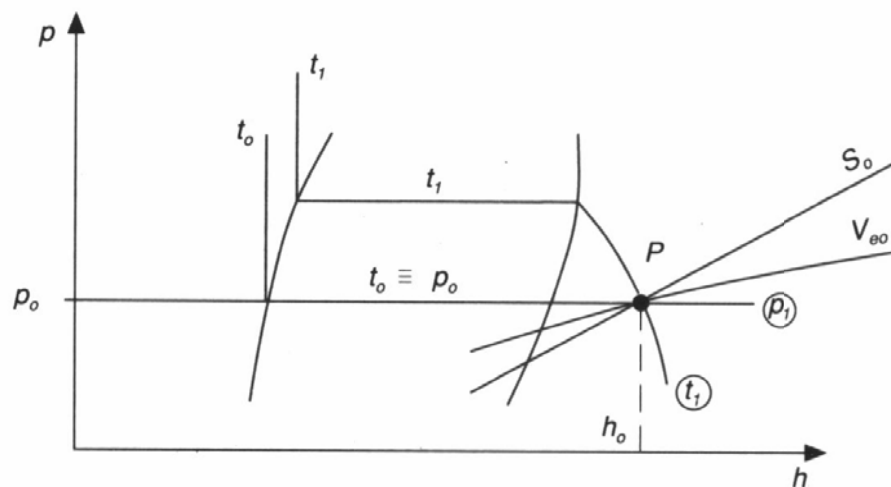


Fig. 5.5.

En la figura 5.5 puede observarse que, conociendo la presión  $p_0$ , y la temperatura  $t_1$ , en el punto P de su intersección, pueden leerse el volumen específico  $V_{e0}$ , la línea isoentrópica  $S_0$ , y su entalpía  $h_0$ , que son las principales características o datos necesarios en el cálculo y representación del ciclo frigorífico.

En la zona heterogénea, es decir, entre  $X = 0$  y  $X = 1$ , como sea que las líneas de presión y temperatura coinciden, hará falta además otro dato que puede ser la entalpía, o el título (relación) correspondiente, o la línea isoentrópica, o el volumen específico (generalmente menos utilizados estos últimos para su identificación).

## 5. TRAZADO DEL CICLO DE FUNCIONAMIENTO DE UNA MAQUINA FRIGORIFICA. REGIMEN SECO.

De modo simplificado puede establecerse el denominado ciclo teórico simple mediante las siguientes hipótesis o simplificaciones:

- ❑ La vaporización y condensación se realizan a presión constante.
- ❑ La aspiración toma vapores apenas saturados ( $X \approx 1$ ).
- ❑ No consideramos por tanto las pérdidas de carga o presión en tuberías ni accesorios.
- ❑ El líquido no experimentará enfriamiento y se expansionará justo en la intersección con la curva de Andrews ( $X=0$ ). (Figura 5.6.)

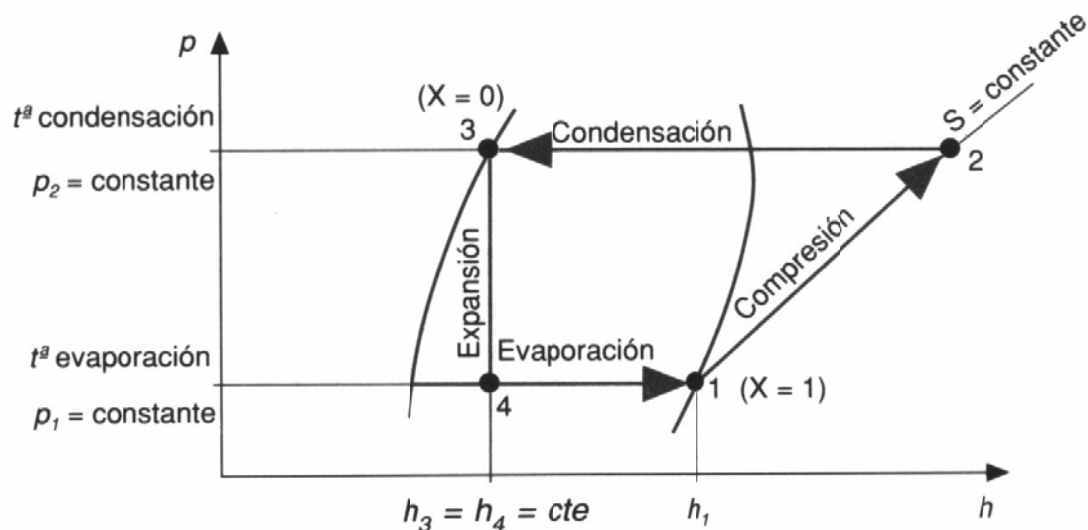


Fig. 5.6.

En estas condiciones, las cuatro transformaciones que experimentará el fluido pueden resumirse según se detalla a continuación:



1. Compresión. Puntos 1 → 2 transformación isoentrópica. A partir del punto 1 en ( $X = 1$ ) se sigue la línea de entropía ( $S = \text{constante}$ ) que pasa por el hasta alcanzar el punto 2 correspondiente a la temperatura de condensación.

2. Condensación. Puntos 2 → 3 transformación isobárica. Desde el punto 2, suponiendo que no existen pérdidas de carga o presión, hasta llegar al punto 3, donde todo el vapor se ha transformado en líquido ( $X = 0$ ) debido a la cesión de calor al medio o agente condensante (aire o agua) utilizado.

3.- Expansión. Puntos 3 → 4 transformación isoentálpica. Es decir, de  $h = \text{constante}$ . No existe variación de entalpía. El líquido se expande bruscamente en el dispositivo o válvula de expansión, disminuyendo la presión hasta la correspondiente a la temperatura de evaporación.  $p_2 \rightarrow p_1$

4.- Evaporación. Puntos 4 → 1 transformación isobárica, permaneciendo la presión constante, a la correspondiente a esta temperatura y evaporándose el líquido+vapor hasta alcanzar el estado total de vapor por absorción de calor del recinto a refrigerar ( $X = 1$ ).

Según el punto de partida para la transformación isoentrópica de la compresión, el régimen de funcionamiento recibe varios nombres. En el caso estudiado, cuando el punto 1 está situado en la curva límite y tiene un título  $X = 1$ , se denomina funcionamiento en régimen seco.

Esto es así ya que la aspiración del compresor se lleva a cabo únicamente con vapor, sin la presencia de partículas de líquido, tal como sería si, por cualquier circunstancia, el punto 1 se desplazara ligeramente hacia la izquierda. Este hecho no es deseable, ya que influiría en el funcionamiento del compresor.

## 6. MEJORAS EN EL CICLO DE FUNCIONAMIENTO

Para mayor seguridad se suele proceder a un cierto recalentamiento a la salida del evaporador a fin de trasladar el punto 1 hacia la derecha, es decir, hacia la zona de vapor recalentado, por diversos procedimientos (punto 1' de la figura 5.7.). Este hecho se traduce en un aumento del trabajo de compresión necesario para situar el fluido en la zona de condensación y en un aumento de la temperatura final de condensación, pero se asegura que todo el fluido comprimido se halla en forma de vapor.

El sistema de funcionamiento sigue siendo en régimen seco pero con recalentamiento y el ciclo puede dibujarse como el de la figura 5.7.

En la citada figura puede observarse que en estas condiciones la isoterma que pasa por el punto 2' (temperatura final de recalentamiento) tiene un valor superior a la del punto 2.

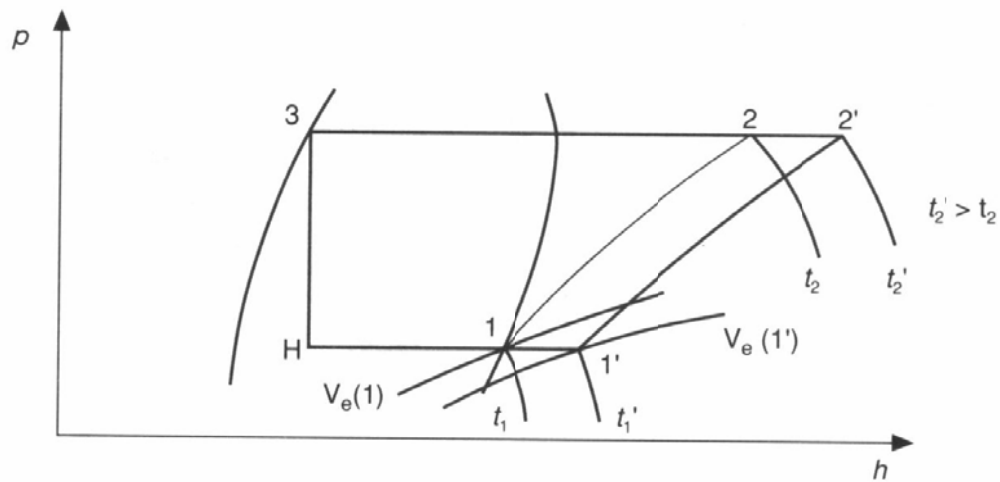


Fig. 5.7.

Por otra parte, al ser mayor el volumen específico correspondiente al punto 1' que el correspondiente al punto 1, es decir, el volumen por unidad de masa que será necesario mover por el compresor, en igualdad de circunstancias, el trabajo de compresión aumentará ligeramente.

La situación del punto 1' depende del grado de recalentamiento para el que se diseñe el ciclo y puede determinarse por intersección de la línea isobárica con la isoterma correspondiente, ya que  $t_1' > t_1$ .

Si, además se diseñan las tuberías de aspiración para que se admita una pérdida de presión controlada y fija, debería rebajarse la presión hasta la pérdida de temperatura equivalente, y de este modo quedaría modificada la posición del punto 1' por esta razón. Normalmente son valores máximos admisibles, tabulados para todos los refrigerantes.

Un atento estudio del ciclo de funcionamiento teórico de un equipo frigorífico pone de manifiesto que, a igualdad de condiciones (temperatura o presión equivalentes) de condensación y evaporación, el frío producido por unidad de masa de fluido equivale a la diferencia entálpica entre los puntos 1 y 4 de, la figura 5.6.

El hecho de producir un desplazamiento del punto 1 hacia la derecha del diagrama (1' en figura 5.7.) produce los efectos deseados del recalentamiento pero no incrementa la diferencia del frío en la cámara, por producirse generalmente en la tubería de aspiración.

Por tanto, cabe preguntarse si es posible desplazar hacia la izquierda el punto 4 para obtener mayor producción frigorífica. Desplazar el punto 4 es equivalente, a desplazar el punto 3 hacia valores de temperatura inferiores, es decir, provocar un subenfriamiento. El punto 3 tiene un título  $X=0$  sobre la línea de presión de condensación  $p_2$  que, a medida que lo desplazamos, el líquido se irá enfriando por debajo de su temperatura de condensación.

El punto 4 de la figura 5.8. estará pues más frío que el punto 3 y su entalpía variará con lo que la diferencia  $h_1 - h_5$  será mayor.

Este subenfriamiento puede conseguirse sobredimensionando el condensador o sea aumentando la superficie total necesaria para la condensación, mediante un subenfriador adicional, o mediante un intercambiador de calor.

Del punto 3 al punto 4 se pasa sobre la misma línea isóbara de condensación, situando el segundo en función de su temperatura  $t_4 < t_3$  valor del subenfriamiento. Esto supone que la evaporación, en lugar de iniciarse en el mismo punto 3 como antes, se iniciará en el punto T por defecto de la expansión.

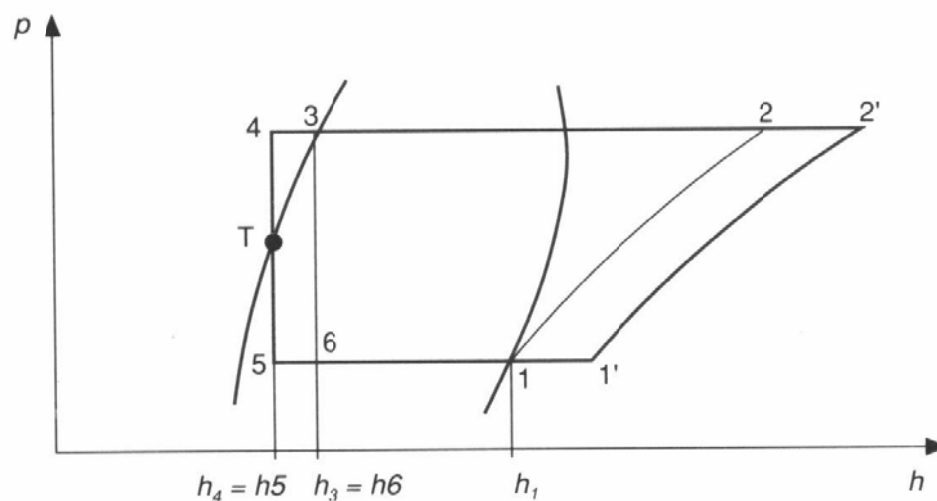


Fig. 5.8.

## 7. CICLO REAL

Realmente el ciclo descrito es un ciclo teórico. En la práctica, la localización de los puntos 1', 2', y 4' (fig. 5.8) no corresponde a presiones constantes por existir pérdidas de carga en las tuberías, elementos del circuito y accesorios. La compresión no es exactamente adiabática o isoentrópica, ya que habrá de considerarse que el compresor no es una máquina perfecta y tendrá un rendimiento volumétrico, mecánico, etc., menor que la unidad, lo que se traduce en un mayor desplazamiento del punto 2' hacia la derecha y hacia arriba.

El punto 1' se desplaza hacia abajo por efecto de la pérdida de presión y el punto 4 también, por análogas causas.

## 8. MODELO DE CÁLCULO DEL CICLO TEÓRICO

Conocidas las temperaturas de evaporación y de condensación o sus presiones equivalentes, el dibujar el ciclo teórico sobre un diagrama p-h del refrigerante es un trabajo muy simple. Una vez dibujado, podremos usarlo para realizar sobre él las distintas lecturas necesarias para poder aplicar el modelo de cálculo que se detalla a continuación.

Junto con el dibujo del ciclo, también necesitaremos el valor de la potencia frigorífica necesaria en el evaporador, o lo que es lo mismo el calor que por unidad de tiempo tendremos que extraer de la cámara o del recinto a refrigerar.

A la hora de aplicar el modelo de cálculo deberemos tener precaución a la hora de trabajar con las unidades adecuadas.

Producción frigorífica (calor absorbido en el evaporador por kg de fluido refrigerante que circula por él)

Unidad: Kcal/kg o KJ/kg

$$q_e = h_1 - h_4$$

Caudal másico de refrigerante (cantidad de refrigerante que circula por hora)

Unidad: Kg/h (Ojo: si Potencia frigorífica en Kcal/h, pasar los valores de entalpías leídos en el diagrama p-h en KJ/kg a Kcal/kg dividiendo por 4,187)

$$m = \text{Pot. Frigorífica} / q_e$$

Producción frigorífica volumétrica (cantidad de calor por metro cúbico de refrigerante a la salida del evaporador)

Unidad: Kcal/m<sup>3</sup>

$$q_v = q_e / v_e$$

Caudal volumétrico (volumen de refrigerante que circula por hora)

Unidad: m<sup>3</sup>/h

$$v = \text{Pot. Frigorífica} / q_v$$

Trabajo específico de compresión (cantidad de energía necesaria para comprimir cada kilogramo de refrigerante)

Unidad: Kcal/kg

$$q_w = h_2 - h_1$$

Potencia del compresor

Unidad: kcal/h

$$P_c = m \cdot q_w$$

Coeficiente de rendimiento COP (relación entre el calor absorbido en el recinto refrigerado y la energía térmica en el trabajo de compresión)

Unidad: adimensional

$$\text{COP} = q_e / q_w$$

Potencia frigorífica específica (cantidad de calor por hora y por Kw)

Unidad: Kcal/(h·Kw)

$$K_f = 860 \cdot \text{COP}$$

Potencia indicada (potencia del compresor)

Unidad: Kw

$$N_i = \text{Pot. Frigorífica} / K_f$$

Potencia del condensador (cantidad de calor disipada en el condensador por hora)

Unidad: Kcal/h

$$Q_c = m \cdot (h_2 - h_3)$$

Para agilizar los cálculos podemos usar la hoja de Excel: MODELO DE CÁLCULO CICLO IDEAL.xls