



**Santa Fe**

PROVINCIA

Secretaría de Energía de Santa Fe

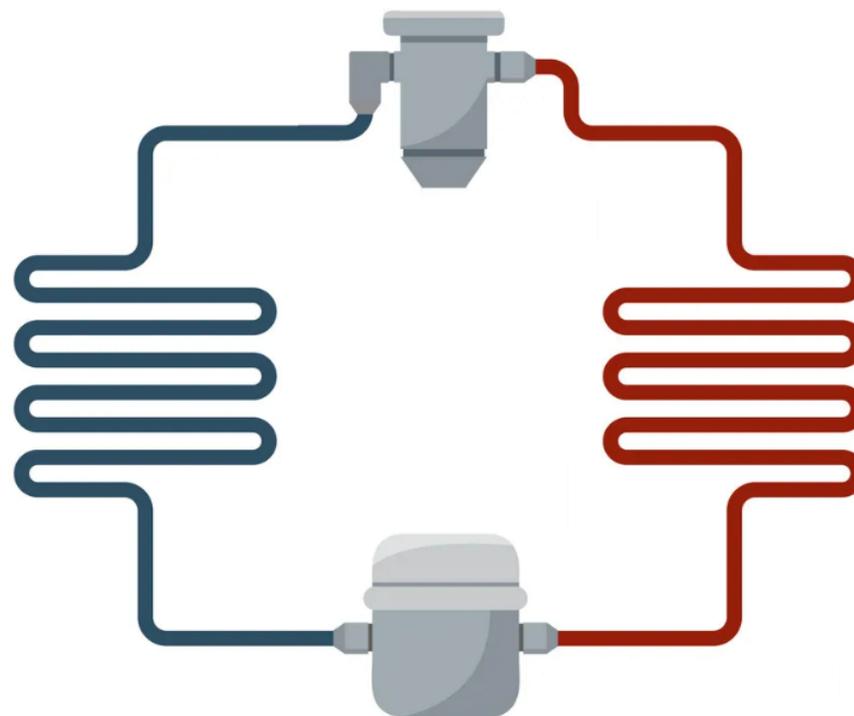
Módulo E

# Sistemas de Refrigeración Industrial

Subsecretaría de Energías Renovables y Eficiencia Energética

Dirección Provincial de Eficiencia Energética

Formación y Actualización de «Gestores Energéticos para la Industria», edición 2024



# CONTENIDO

## E.1. DEFINICIONES

Introducción. Ciclo Invertido de Carnot. Ciclo por compresión de vapor ideal. Ciclo por compresión de vapor real.

## E.2. SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE Y SU IMPACTO

Introducción. Características de los refrigerantes.

## E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Funciones de un sistema de refrigeración industrial. Mejoras al ciclo por compresión: cascada y multietapa regenerativo. Ciclo por absorción y su relación con la trigeneración. Esquemas de simple vs doble etapa.

## E.4. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN

Compresores. Enfriadores. Separadores. Condensadores: evaporativos, de casco y tubo. Torres de enfriamiento. Recibidor de líquido. Evaporadores.

## E.5. OPORTUNIDADES DE MEJORA

Buenas prácticas de uso. Comparativa modo binario vs VSD.

## E.6 ANEXO

Características y detalles constructivos de equipos chillers.

# E.1. DEFINICIONES

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.1. Introducción

Una de las principales áreas de aplicación de la termodinámica es la **refrigeración**, que es la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una temperatura superior. Los ciclos en los que operan se denominan **ciclos de refrigeración**. El ciclo de refrigeración que se utiliza con más frecuencia es por **compresión de vapor**, donde el refrigerante se evapora y se condensa alternadamente, para luego comprimirse en la fase de vapor.

La transferencia de calor de una región de temperatura baja a otra de alta temperatura requiere dispositivos especiales llamados **refrigeradores**.

Los fluidos de trabajo utilizados en los ciclos de refrigeración se llaman **refrigerantes**.

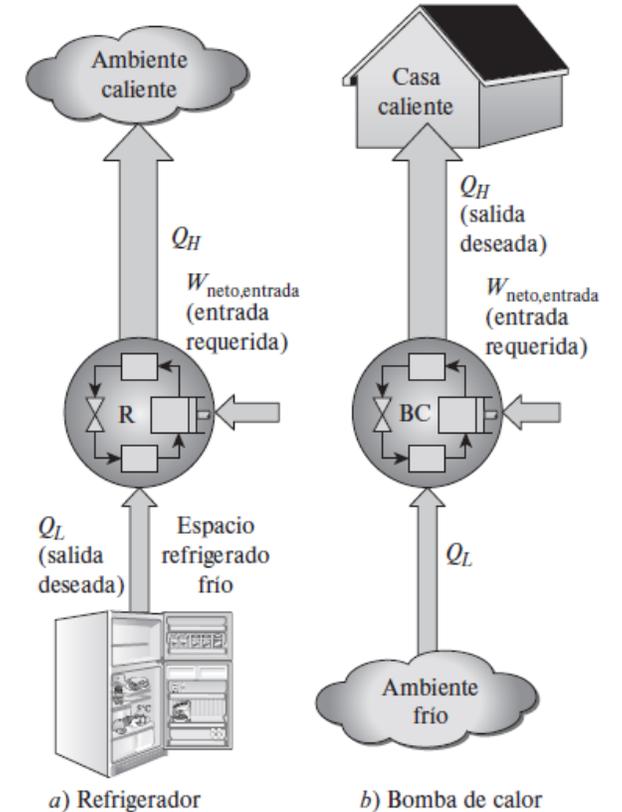
## E.1. DEFINICIONES

### E.1.1. Introducción

En la figura a se muestra esquemáticamente un refrigerador.

- ✓  $Q_L$  es la magnitud del **calor extraído** del espacio refrigerado a la temperatura  $T_L$
- ✓  $Q_H$  es la magnitud del **calor rechazado** al espacio caliente a temperatura  $T_H$
- ✓  $W$  neto entrada, es la **entrada neta de trabajo** al refrigerador.

$Q_L$  y  $Q_H$  representan magnitudes y por ello son cantidades positivas.



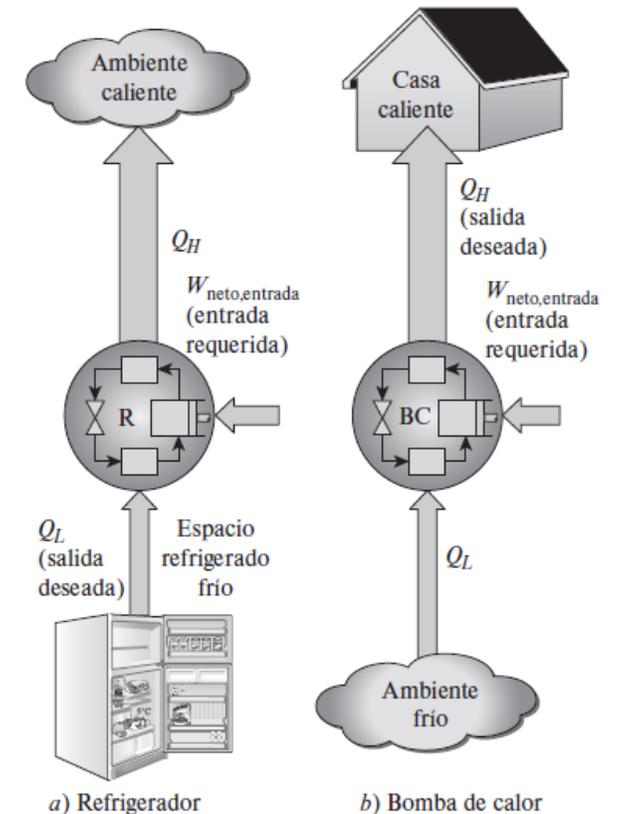
Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.1. Introducción

Otro dispositivo que transfiere calor de un medio de *baja temperatura a uno de alta temperatura* es la **bomba de calor**. Los refrigeradores y las bombas de calor son esencialmente **lo mismo**.

El objetivo de un refrigerador es *enfriar un espacio u objeto extrayendo el calor de él*. Transferir el calor a un medio de temperatura alta es una parte necesaria de la operación. El objetivo de la bomba de calor es *calentar un espacio elevando su temperatura* (figura b).



Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

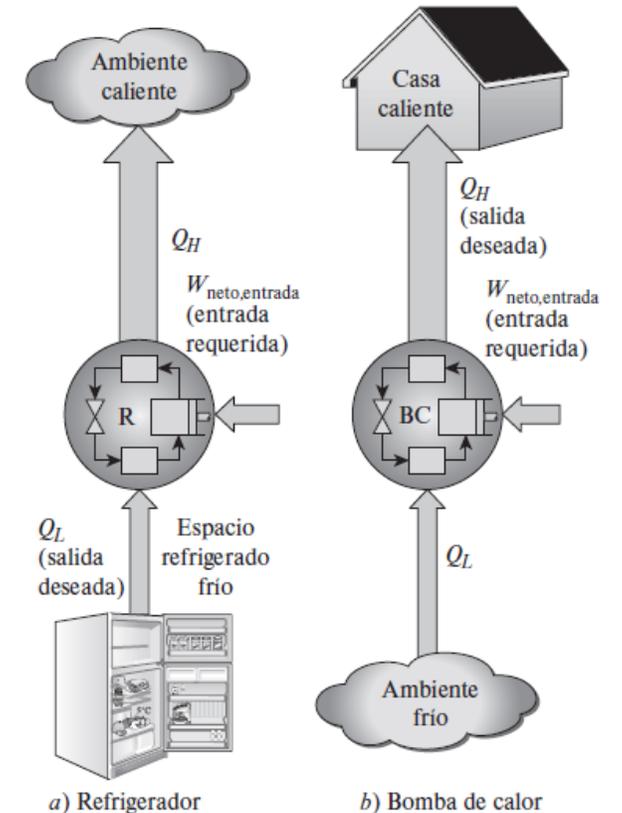
### E.1.1. Introducción

La performance de los refrigeradores y de las bombas de calor se expresa con el **Coeficiente de Performance (COP)**, por sus siglas en inglés, definido como:

$$(1) \quad COP_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de enfriamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto,entrada}}}$$

$$(2) \quad COP_{BC} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de calentamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto,entrada}}}$$

Tanto  $COP_R$  como  $COP_{BC}$  pueden ser mayores que 1.



Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.1. Introducción

Expresado como tasa, sustituyendo  $Q_L$ ,  $Q_H$  y  $W_{\text{neto}}$ , entrada por  $Q_L(t)$ ,  $Q_H(t)$ , y  $W_{\text{neto}}(t)$  (con respecto al tiempo) y comparando las ecuaciones, vemos que  $\text{COP}_{\text{BC}} = \text{COP}_{\text{R}} + 1$  para valores fijos de  $Q_L$  y  $Q_H$ . Esto implica que  $\text{COP}_{\text{BC}} > 1$  puesto que  $\text{COP}_{\text{R}}$  es una cantidad positiva.

En el peor de los casos, una bomba de calor funciona, como un calentador de resistencia, que suministra a la casa la misma cantidad de energía que consume. En la realidad, sin embargo, parte de  $Q_H$  se disipa en el aire exterior por las tuberías y otros dispositivos, y  $\text{COP}_{\text{BC}}$  puede caer por debajo de 1 cuando la temperatura del aire exterior es muy baja. Cuando esto pasa, el sistema normalmente se cambia a un modo de quema de combustible (gas natural, propano, petróleo) o de calentamiento por resistencia.

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.1. Introducción

Se denomina «**carga de un sistema de refrigeración**» a la capacidad de enfriamiento del mismo, y *es la cantidad de calor extraído del espacio refrigerado*, se expresa en términos de **Toneladas de Refrigeración (TRF)**. Se define como:

«La capacidad de un sistema de refrigeración que puede transformar 2000 lb (907.2) kg de agua líquida a 0 °C (32 °F) a hielo a 0 °C en 24 h será de 1 TRF».

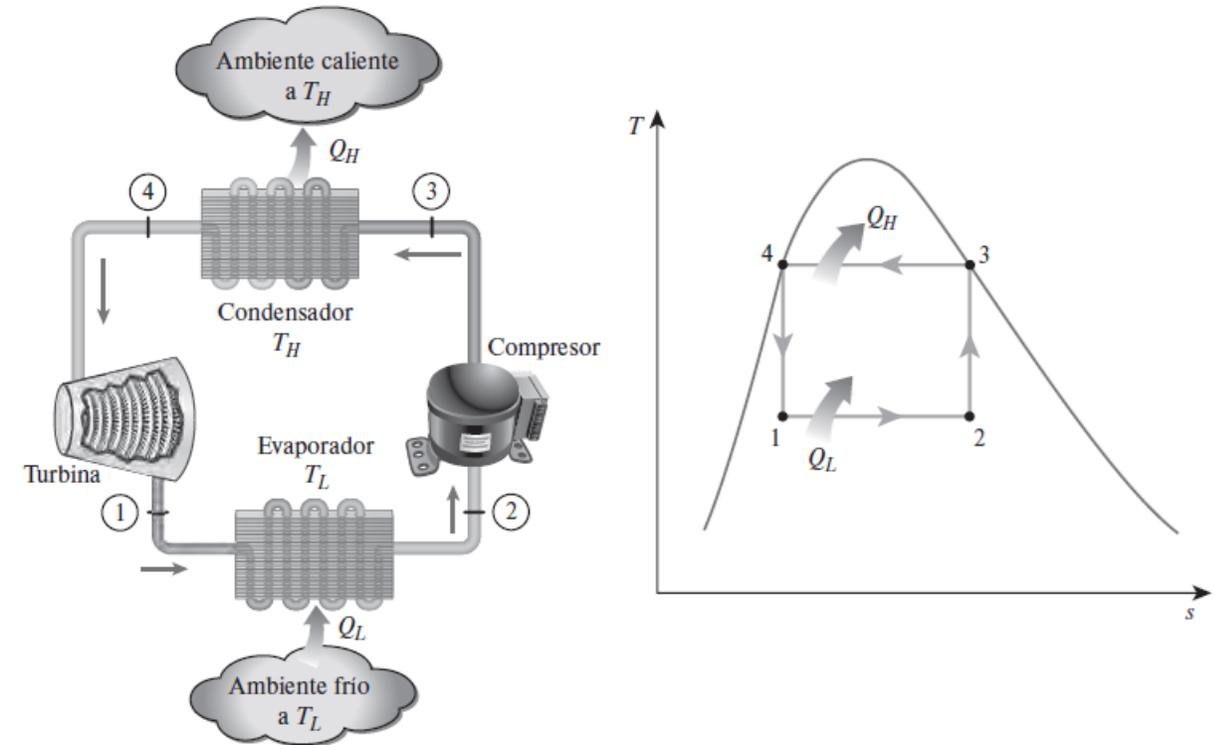
Una tonelada de refrigeración es equivalente a  $211 \text{ kJ/min} = 3.52 \text{ kW}$ .

La carga de una vivienda de 200 m<sup>2</sup> es alrededor de 3 TRF (10 kW).

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.2. Ciclo Invertido de Carnot

El ciclo de Carnot es un ciclo **totalmente reversible** compuesto de dos procesos **isotérmicos** y de dos procesos **isoentrópicos reversibles**. Tiene la **máxima eficiencia térmica** (para determinados límites de temperatura) siendo el estándar con el que se comparan los ciclos de refrigeración reales (también los de producción de potencia).



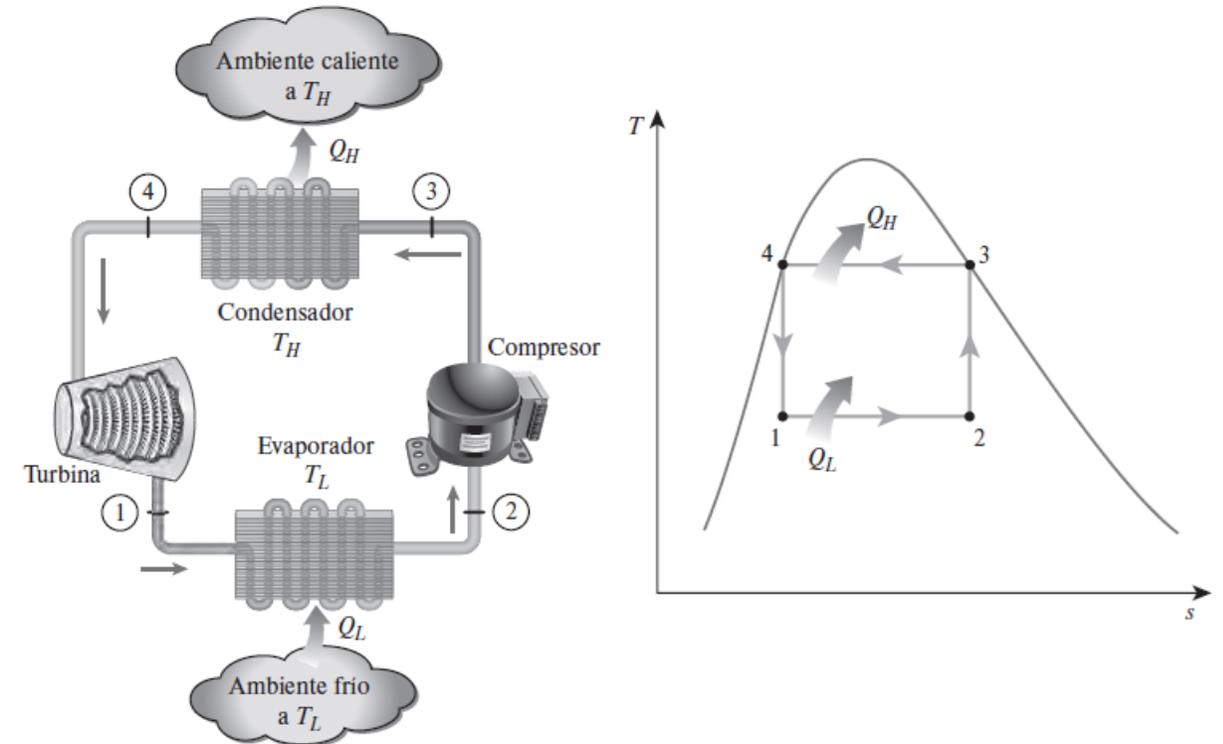
Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.2. Ciclo Invertido de Carnot

Al ser un ciclo reversible, **los cuatro procesos intervinientes pueden invertirse.**

Con ello, también se invertirán las direcciones de cualquier interacción de **calor y de trabajo.** Esto resulta en un ciclo que opera en dirección contraria a las agujas del reloj en el diagrama T-s, el cual se llama **Ciclo invertido de Carnot.**



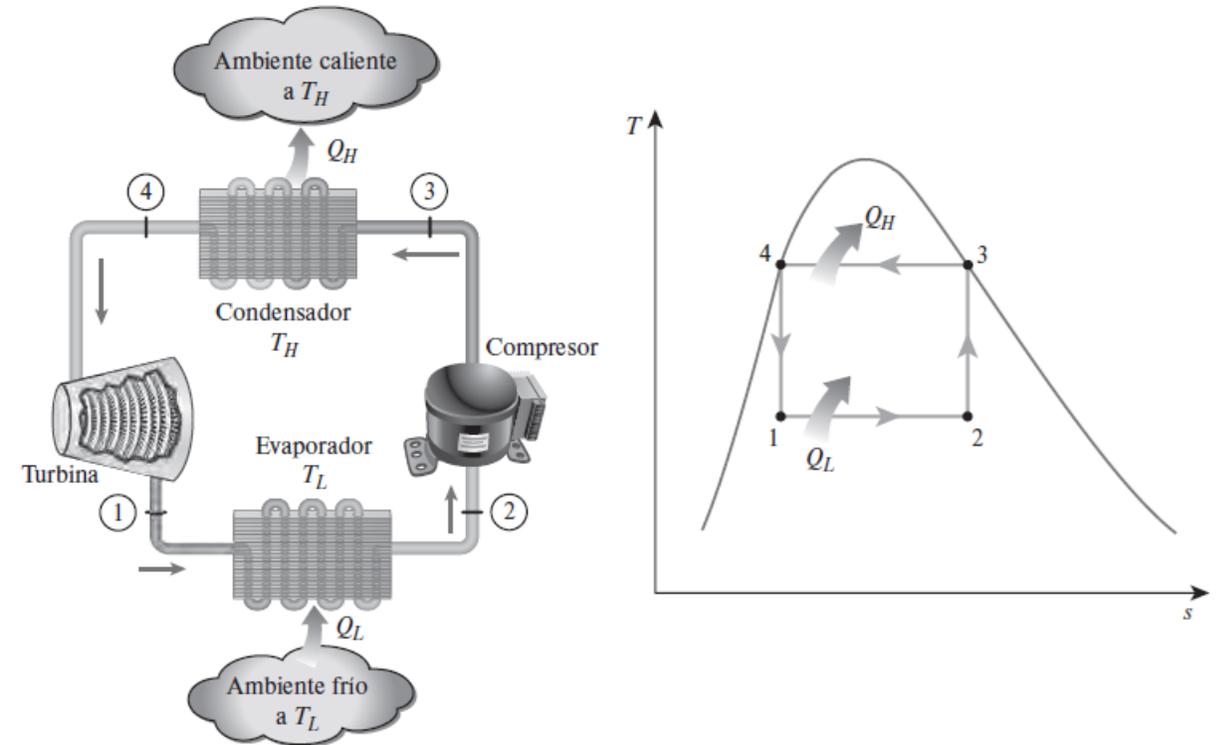
Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.2. Ciclo Invertido de Carnot

Un **refrigerador o bomba de calor** operando en ciclo invertido de Carnot es definido como un refrigerador de Carnot o una bomba de calor de Carnot.

Ahora, consideremos un ciclo de Carnot ejecutado dentro de la campana de saturación, como se muestra en el diagrama T-s de la figura.

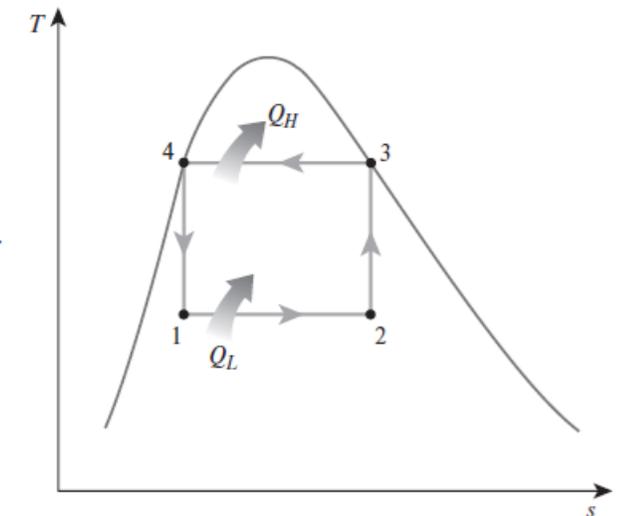
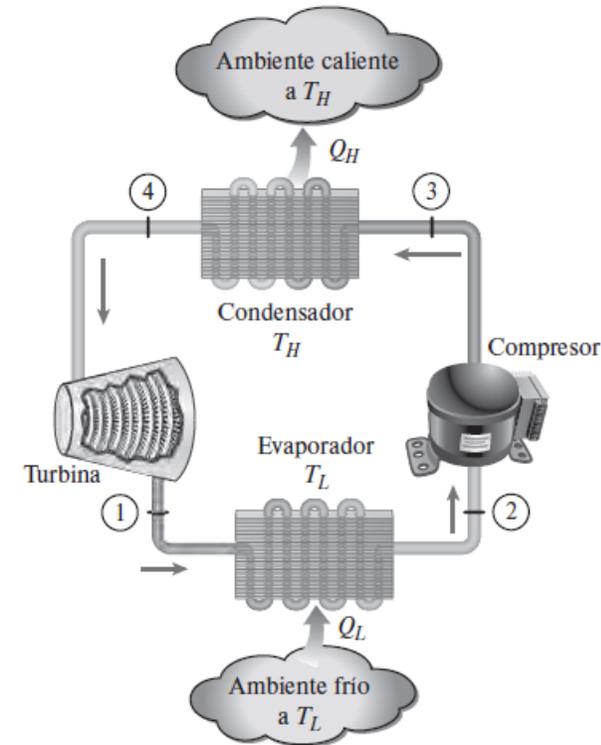


Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.2. Ciclo Invertido de Carnot

El refrigerante absorbe calor de manera isotérmica desde la fuente de baja temperatura a  $T_L$  en la cantidad de  $Q_L$  (proceso 1-2), se comprime isotrópicamente hasta el estado 3 (la temperatura se eleva hasta  $T_H$ ), rechaza calor isotérmicamente en un sumidero de alta temperatura a  $T_H$  en la cantidad de  $Q_H$  (proceso 3-4) y se expande isoentrópicamente hasta el estado 1 (la temperatura desciende hasta  $T_L$ ).

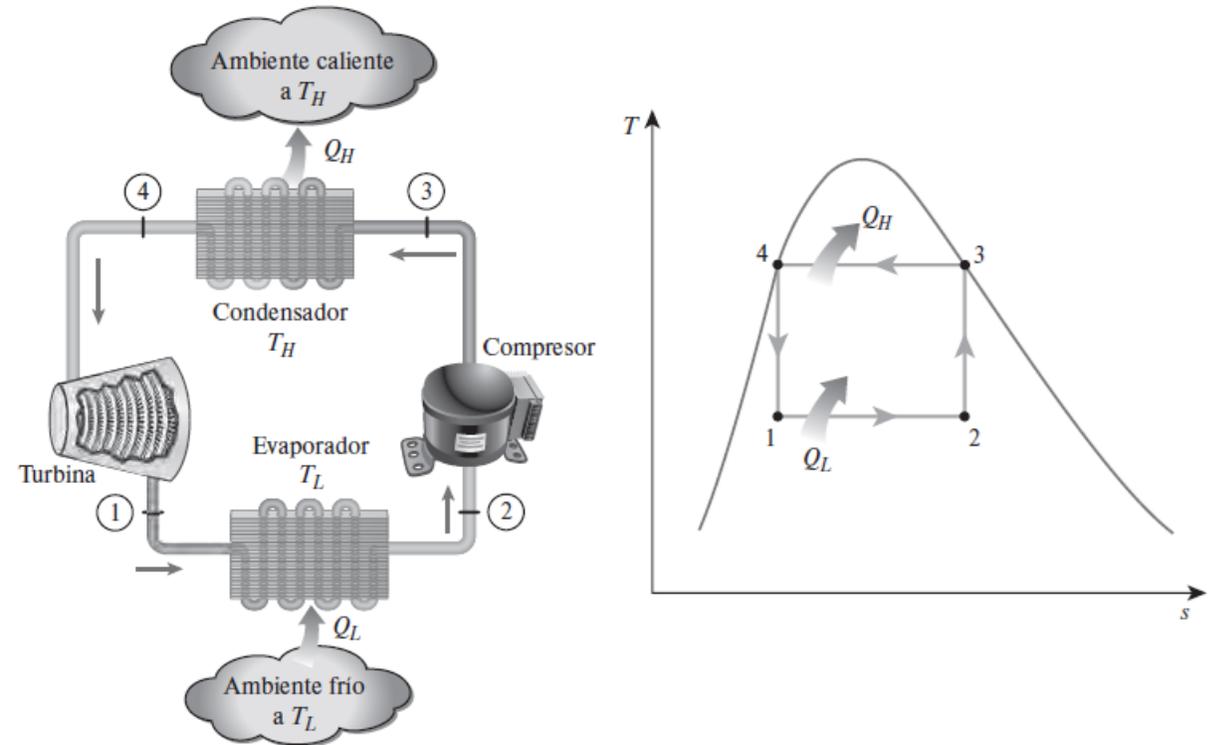


Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.2. Ciclo Invertido de Carnot

El refrigerante cambia de un estado de vapor saturado a un estado de líquido saturado en el condensador durante el proceso 3-4.



Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.2. Ciclo Invertido de Carnot

Los coeficientes de desempeño de los refrigeradores y bombas de calor de Carnot se expresan en términos de temperatura como:

$$COP_{R,Carnot} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - T_L} \qquad COP_{BC,Carnot} = \frac{1}{1 - \frac{T_H}{T_L}}$$

Ambos COP aumentan cuando la diferencia entre ambas temperaturas decrece, esto es, cuando  $T_L$  se eleva o  $T_H$  baja. **El ciclo invertido de Carnot es el ciclo de refrigeración más eficiente que opera entre dos niveles específicos de temperatura.** Por lo tanto, es natural considerarlo en primer lugar como un ciclo ideal esperado para los refrigeradores y las bombas de calor. Si pudiéramos, ciertamente podríamos adaptarlo como el **ciclo ideal**.

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.2. Ciclo Invertido de Carnot

Los dos procesos isotérmicos de transferencia de calor no son difíciles de alcanzar en la práctica dado que al mantener una presión constante automáticamente se fija la temperatura de una mezcla de dos fases en el valor de saturación.

Por consiguiente, los procesos 1-2 y 3-4 pueden ser aproximados en los evaporadores y condensadores reales. Sin embargo, los procesos 2-3 y 4-1 no pueden aproximarse lo suficiente en la práctica. Esto se debe a que el proceso 2-3 incluye la compresión de un vapor húmedo que requiere un compresor que maneje dos fases, y el proceso 4-1 implica la expansión de un refrigerante con alto contenido de humedad en una turbina.

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.2. Ciclo Invertido de Carnot

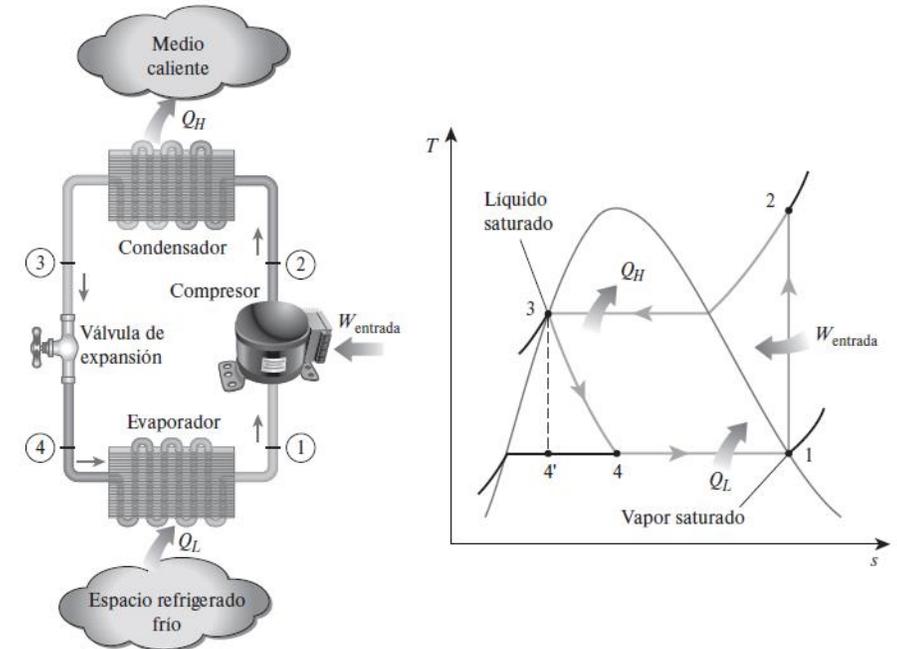
En apariencia, estos problemas podrían eliminarse si se ejecuta el ciclo invertido de Carnot fuera de la región de saturación. Pero en este caso tenemos dificultades para mantener las condiciones isotérmicas durante los procesos de absorción y rechazo de calor. **Por ello, se concluye en que el ciclo invertido de Carnot no puede aproximarse en los dispositivos reales y por tanto no es un modelo realista para los ciclos de refrigeración.**

A pesar de lo anterior, el ciclo invertido de Carnot sirve como un estándar contra el cual se comparan los ciclos reales de refrigeración.

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.3. Ciclo por compresión de vapor ideal

Muchos aspectos imprácticos asociados al ciclo invertido de Carnot se eliminan al evaporar el refrigerante por completo antes de comprimirlo, y sustituyendo la turbina con un dispositivo de estrangulamiento, como una válvula de expansión o un tubo capilar. El ciclo que resulta se denomina **ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor**, el que se muestra esquemáticamente y en un diagrama T-s en la figura. Este ciclo es el más utilizado en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor.



Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

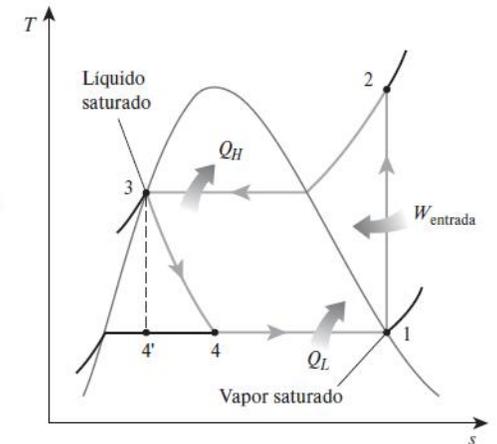
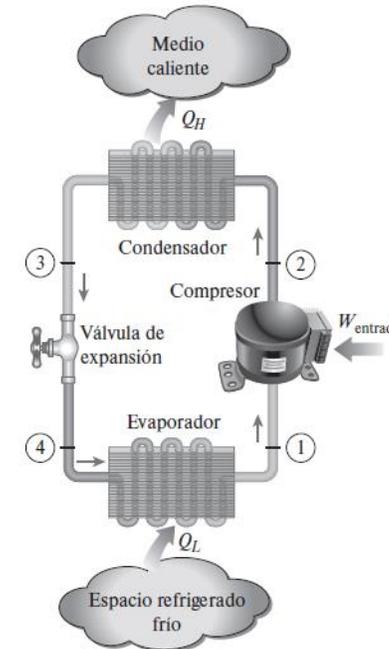
## E.1. DEFINICIONES

### E.1.3. Ciclo por compresión de vapor ideal

Se compone de cuatro procesos:

- 1-2 Compresión isoentrópica en un compresor.
- 2-3 Cesión de calor a  $p = \text{cte}$  en un condensador.
- 3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión.
- 4-1 Absorción de calor a  $p = \text{cte}$  en un evaporador.

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isotrópicamente hasta la presión del condensador.

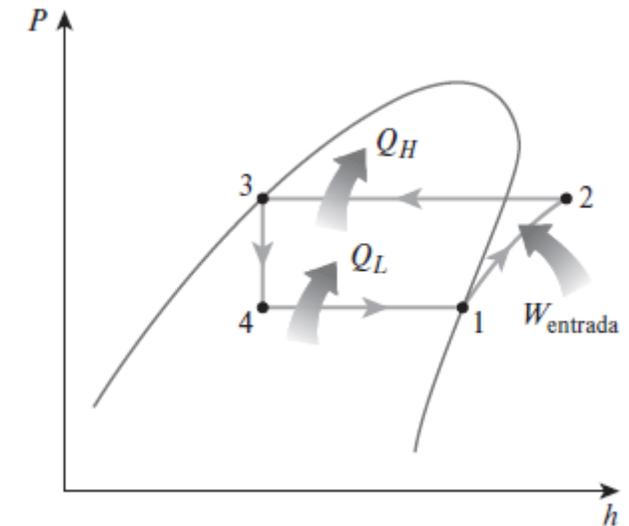


Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.3. Ciclo por compresión de vapor ideal

Otro diagrama muy utilizado es el diagrama p-h (ver figura). En este diagrama, **tres de los cuatro procesos aparecen como líneas rectas**, y la transferencia de calor en el condensador y el evaporador es proporcional a la longitud de la curva del proceso correspondiente. Se observa que, a diferencia de los ciclos ideales analizados antes, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor no es un ciclo internamente reversible puesto que **incluye un proceso irreversible (estrangulamiento)**. Este proceso se mantiene en el ciclo para hacerlo un modelo más realista para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.

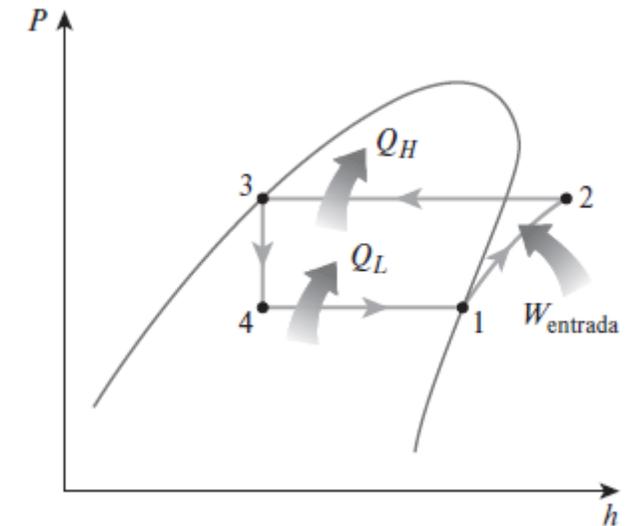


Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.3. Ciclo por compresión de vapor ideal

Si el dispositivo de estrangulamiento se sustituye por una turbina isoentrópica, el refrigerante entraría en el evaporador en el estado 4' y no en el estado 4. En consecuencia, la capacidad de refrigeración aumentaría (por el área bajo la curva del proceso 4'-4) y la entrada neta de trabajo disminuiría (por la cantidad de salida de trabajo de la turbina). El reemplazo de la válvula de expansión por la turbina no es práctico, ya que no se justifica el costo y la complejidad que se generan.



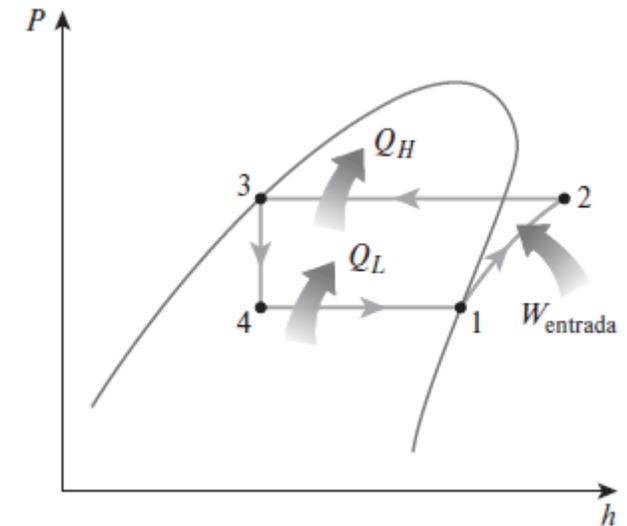
Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.3. Ciclo por compresión de vapor ideal

Los cuatro componentes asociados con el ciclo de refrigeración por compresión de vapor son dispositivos de flujo estacionario, por lo que los cuatro procesos que integran el ciclo pueden analizarse como procesos de flujo estacionario. **Los cambios en la energía cinética y potencial del refrigerante suelen ser pequeños en relación con los términos de trabajo y transferencia de calor, y por lo tanto, pueden ignorarse.** Entonces la ecuación de energía de flujo estacionario por unidad de masa se reduce a:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = h_{salida} - h_{entrada}$$



Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

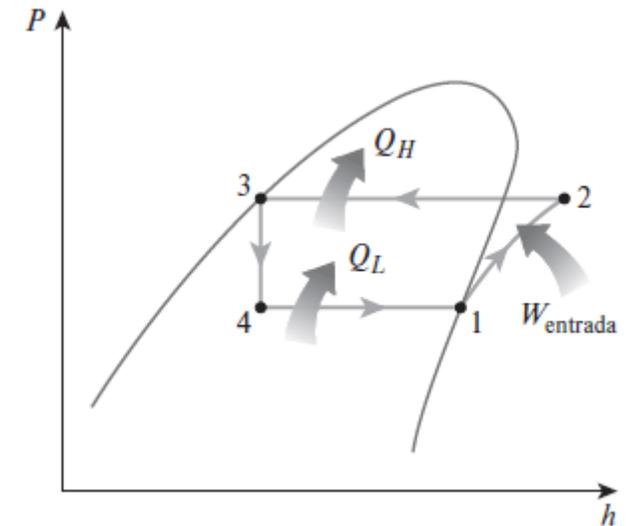
### E.1.3. Ciclo por compresión de vapor ideal

El condensador y el evaporador no implican ningún trabajo y el compresor puede calcularse como adiabático.

Entonces los COP de refrigeradores y bombas de calor que operan en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor pueden expresarse como:

$$COP_R = \frac{q_L}{w_{neto,entrada}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad COP_{BC} = \frac{q_H}{w_{neto,entrada}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

donde  $h_1 = h_2 @ p_1$  y  $h_3 = h_{condensación @ p_3}$  para el caso ideal.



Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

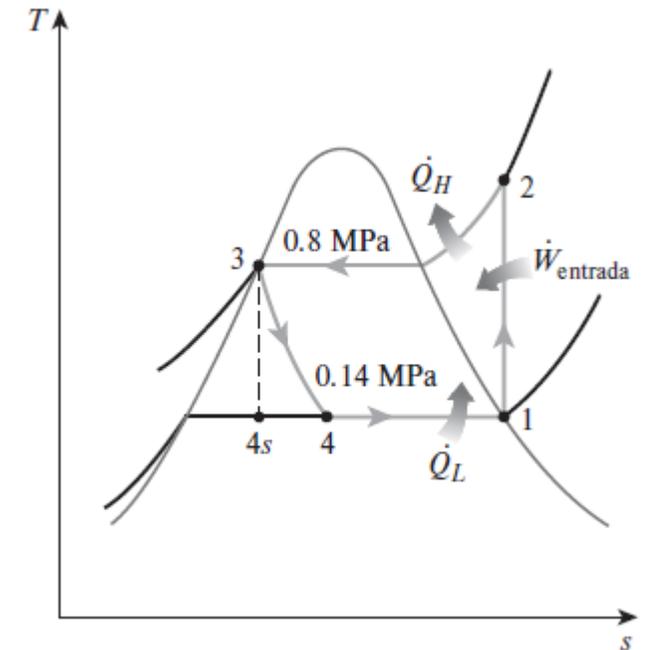
### E.1.3. Ciclo por compresión de vapor ideal

#### EJEMPLO:

En un refrigerador se utiliza R-134a como fluido de trabajo, y opera en un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor entre 0.14 y 0.8 MPa.

Si el flujo másico del refrigerante es de 0.05 kg/s, determinar:

- la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado [kcal/h];
- la entrada de potencia al compresor [kW];
- la tasa de rechazo de calor al ambiente [kcal/h];
- el COP del refrigerador [%].



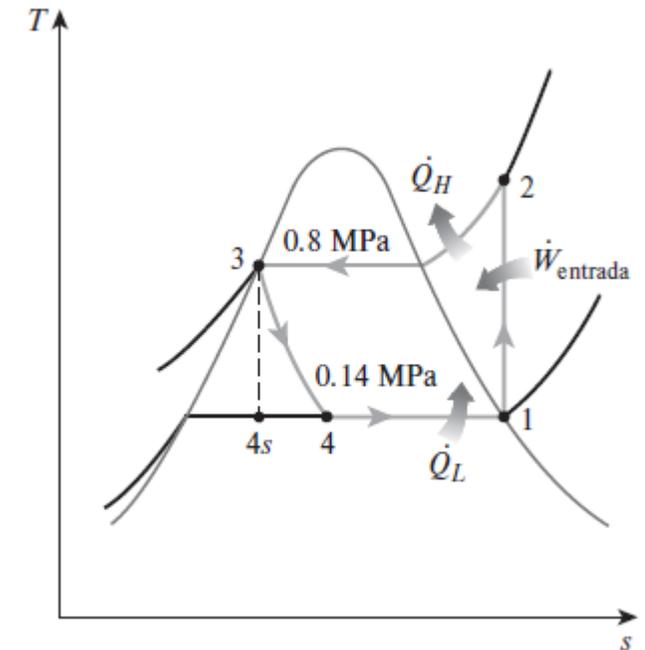
Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.3. Ciclo por compresión de vapor ideal

Como principales hipótesis, se consideran:

- No hay indicación que impida asumir que el ciclo es ideal, por lo que se lo considera como tal;
- No hay indicación que impida asumir que el régimen no es estacionario, por lo que se lo considera como tal;
- No hay indicación que impida asumir que las energías cinética y potencial son despreciables frente al calor transferido, por lo que se las considera como tal.



Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.3. Ciclo por compresión de vapor ideal

El ciclo de refrigeración, que se representa en la figura, es uno ideal por compresión de vapor. El compresor es isentrópico mientras que el refrigerante deja al condensador como un líquido saturado y entra al compresor como vapor saturado. A partir de las tablas de R-134a, las entalpías respectivas son:

$$p_1 = 0.14 \text{ MPa} \rightarrow h_1 = h_{\text{vapor sat @ } 0.14 \text{ MPa}} = 239.16 \text{ kJ/kg}$$

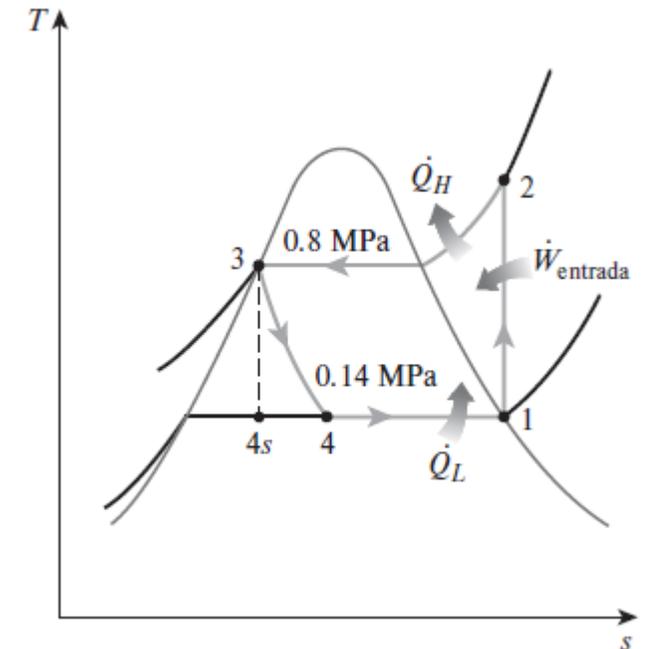
$$s_1 = s_{\text{vapor sat @ } 0.14 \text{ MPa}} = 0.94 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$p_2 = 0.80 \text{ MPa} \rightarrow h_2 = 275.39 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = s_2$$

$$p_3 = 0.80 \text{ MPa} \rightarrow h_3 = h_{\text{condensado @ } 0.80 \text{ MPa}} = 95.47 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = h_3 \text{ (estrangulamiento)} \rightarrow h_4 = 95.47 \text{ kJ/kg}$$



Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.3. Ciclo por compresión de vapor ideal

Solución:

a) Tasa de remoción de calor [kcal/h]:

$$\dot{Q}_L = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) = 0.05 \text{ kg/s} \cdot (239.16 - 95.47) \text{ kJ/kg} = 7.18 \text{ kW}$$

b) Potencia del compresor [kW]:

$$\dot{W}_{\text{entrada}} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = 0.05 \cdot (275.39 - 239.16) = 1.81 \text{ kW}$$

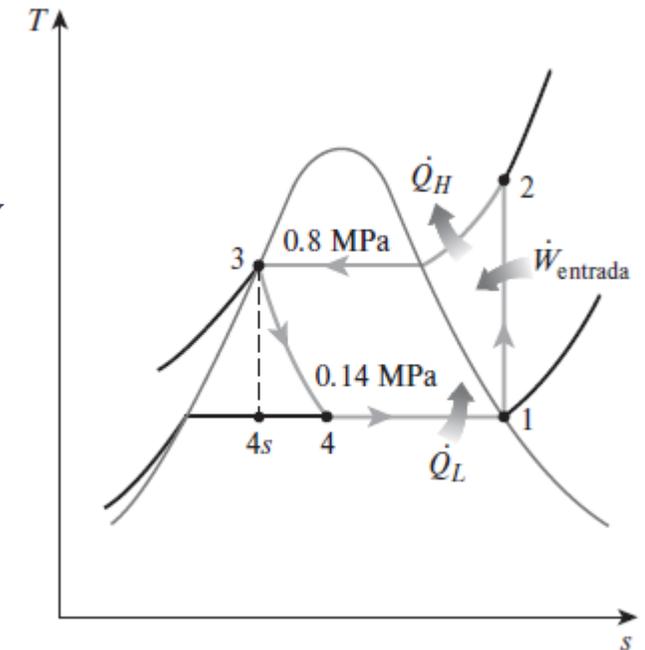
c) Tasa de rechazo de calor [kcal/h]:

$$\dot{Q}_h = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) = 0.05 \text{ kg/s} \cdot (275.39 - 95.47) \text{ kJ/kg} = 9.0 \text{ kW}$$

(véase que  $Q_L + W_{\text{entrada}} = Q_H$  por 1er Principio)

a) COP como refrigerador [%]:

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{entrada}}} = \frac{7.18 \text{ kW}}{1.81 \text{ kW}} = 397 \%$$



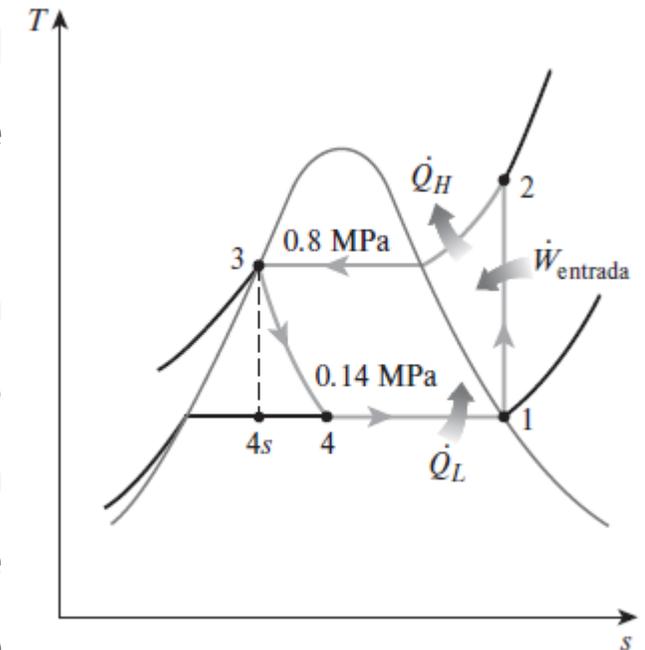
Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.3. Ciclo por compresión de vapor ideal

Es decir, este refrigerador retira 4 unidades de energía térmica del espacio refrigerado por cada unidad de energía eléctrica que consume.

Como comentario adicional, si la válvula fuese sustituida por una turbina, la entalpía en el estado 4s (con  $p_{4s} = p_1$  y  $s_{4s} = s_3$ ) es 88.95 kJ/kg y se generaría 0.33 kW. Así, la turbina permitiría reducir la entrada de potencia en el refrigerador de 1.81 a 1.848 kW, lo que aumentaría la tasa de remoción hasta 7.51 kW y el COP sería de 507 % (un 28 % adicional).

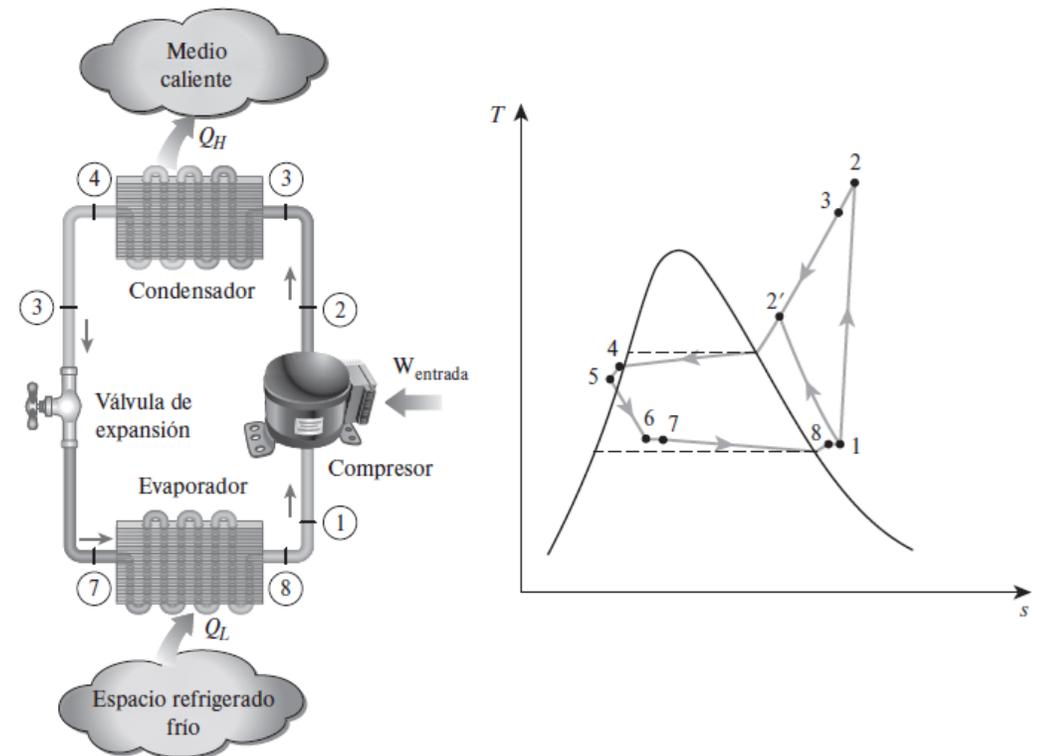


Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.4. Ciclo por compresión de vapor real

El ciclo real difiere de su versión ideal por las **irreversibilidades** en varios componentes a saber: i) la **fricción del fluido** (causa caídas de presión por las *pérdidas de carga*), ii) la transferencia de calor hacia o desde los alrededores o con otras porciones del fluido (generalmente se enfría el compresor con el líquido recién condensado). El diagrama T-s de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor se muestra en la figura.



Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.4. Ciclo por compresión de vapor real

En el ideal, el refrigerante sale del evaporador y entra al compresor como vapor saturado pero, en la práctica, **no es posible controlar el estado del refrigerante** con tanta precisión. En lugar de eso, es fácil diseñar el sistema de modo que el refrigerante **se sobrecaliente ligeramente** en la entrada del compresor. Este ligero sobrecalentamiento asegura que el refrigerante se evapore por completo cuando entra al compresor («compresión seca»). También, la línea que conecta al evaporador con el compresor suele ser muy larga; por lo tanto, la caída de presión por la fricción del fluido y la transferencia de calor de los alrededores al refrigerante pueden ser muy significativas.

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.4. Ciclo por compresión de vapor real

El resultado del sobrecalentamiento, de la ganancia de calor en la línea de conexión y las caídas de presión en el evaporador y la línea de conexión, consiste en un incremento en el volumen específico y, por consiguiente, en un incremento en los requerimientos de entrada de potencia al compresor puesto que el trabajo de flujo estacionario es proporcional al volumen específico.

El proceso de compresión en el ciclo ideal es **internamente reversible y adiabático** y, por ende, isoentrópico. Sin embargo, el proceso de compresión real incluirá efectos de fricción, los cuales incrementan la entropía y la transferencia de calor, lo que puede aumentar o disminuir la entropía, dependiendo de la dirección.

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.4. Ciclo por compresión de vapor real

Por consiguiente, la entropía del refrigerante puede incrementarse (*proceso 1-2*) o disminuir (*proceso 1-2*) durante un proceso de compresión real, dependiendo del predominio de los efectos. El proceso de compresión 1-2 puede ser incluso más deseable que el proceso de compresión isentrópico debido a que el volumen específico del refrigerante y, por consiguiente, el requerimiento de entrada de trabajo son más pequeños en este caso. **De ese modo, el refrigerante debe enfriarse durante el proceso de compresión siempre que sea práctico y económico hacerlo.**

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.4. Ciclo por compresión de vapor real

En el caso ideal, se supone que el refrigerante sale del condensador como líquido saturado a la presión de salida del compresor. En realidad, es inevitable tener cierta caída de presión en el condensador, así como en las líneas que lo conectan con el compresor y la válvula de estrangulamiento. Además, no es fácil ejecutar el proceso de condensación con tal precisión como para que el refrigerante sea un líquido saturado al final, y es indeseable enviar el refrigerante a la válvula de estrangulamiento antes de que se condense por completo.

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.4. Ciclo por compresión de vapor real

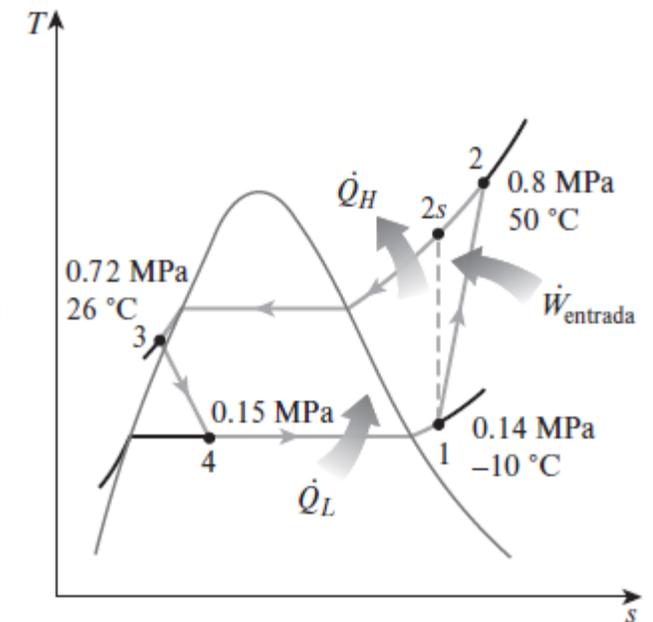
En consecuencia, el refrigerante se subenfía un poco antes de que entre a la válvula de estrangulamiento. A pesar de todo esto, se debe tener en mente dado que el refrigerante entra al evaporador con una entalpía inferior y por ello puede absorber más calor del espacio refrigerado. La válvula de estrangulamiento y el evaporador se localizan muy cerca el uno del otro, de modo que la caída de presión en la línea de conexión es pequeña.

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.4. Ciclo por compresión de vapor real

EJEMPLO: Al compresor de un refrigerador entra R-134a como vapor sobrecalentado a 0.14 MPa y  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  a una tasa de 0.05 kg/s, y sale a 0.8 MPa y  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . El refrigerante se enfría en el condensador a  $26\text{ }^{\circ}\text{C}$  y 0.72 MPa, y se estrangula a 0.15 MPa. Descartando toda transferencia de calor y caída de presión en las líneas de conexión entre los componentes, determinar:

- la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado [kcal/h];
- la entrada de potencia al compresor [kW];
- el rendimiento isoentrópico del compresor [%];
- el COP del refrigerador [%].



Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

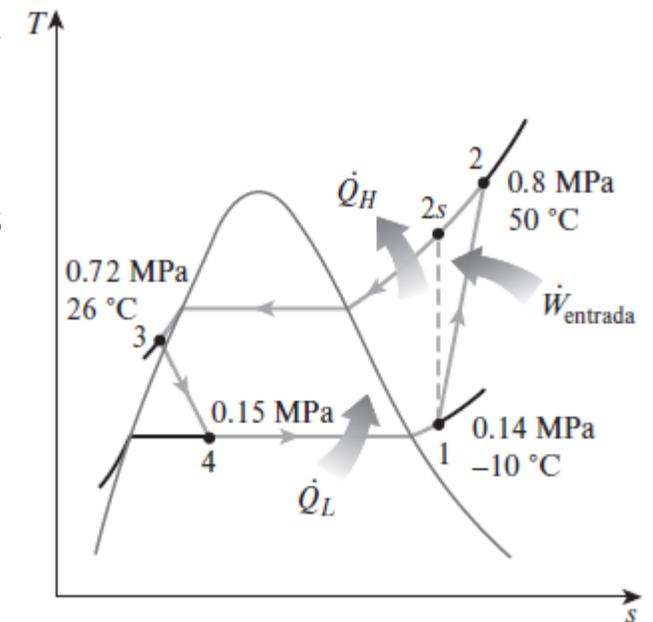
### E.1.4. Ciclo por compresión de vapor real

El ciclo de refrigeración se muestra en el diagrama T-s en la figura. El refrigerante sale del condensador como un líquido comprimido y entra al compresor como vapor sobrecalentado. Las entalpías del refrigerante en varios estados se determinan a partir de las tablas del refrigerante como:

$$h_1 = 246.37 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 286.71 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_4 = 87.83 \text{ kJ/kg}$$



Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.4. Ciclo por compresión de vapor real

Solución:

a) Tasa de remoción de calor [kW]:

$$\dot{Q}_L = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) = 0.05 \text{ kg/s} \cdot (246.36 - 87.83) \text{ kJ/kg} = 7.93 \text{ kW}$$

b) Potencia del compresor [kW]:

$$\dot{W}_{\text{entrada}} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = 0.05 \cdot (286.69 - 246.36) = 2.02 \text{ kW}$$

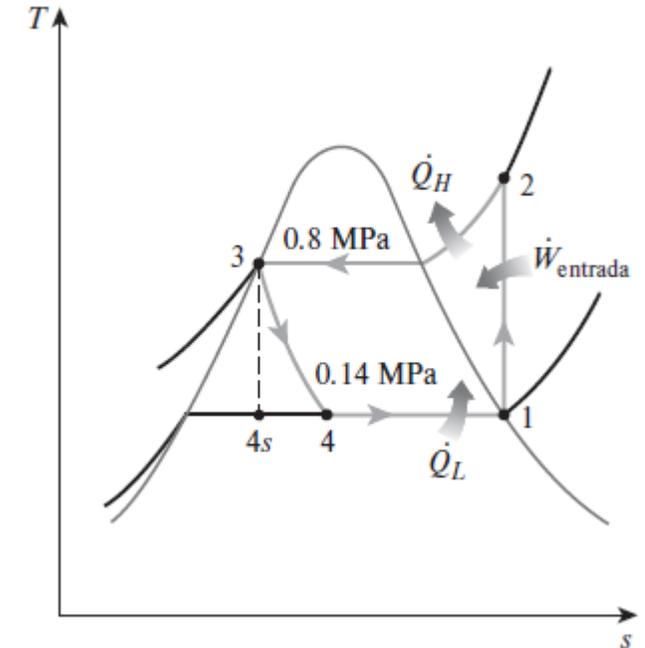
c) Rendimiento isoentrópico del compresor [%]:

$$h_{2s} = h_{@ p_{2s} = 0.8 \text{ MPa y } s_{2s} = s_{21}} = 284.21 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{s,c} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{284.21 - 246.36}{286.69 - 246.36} = 93.9 \%$$

d) COP como refrigerador [%]:

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{entrada}}} = \frac{7.93 \text{ kW}}{2.02 \text{ kW}} = 393 \%$$



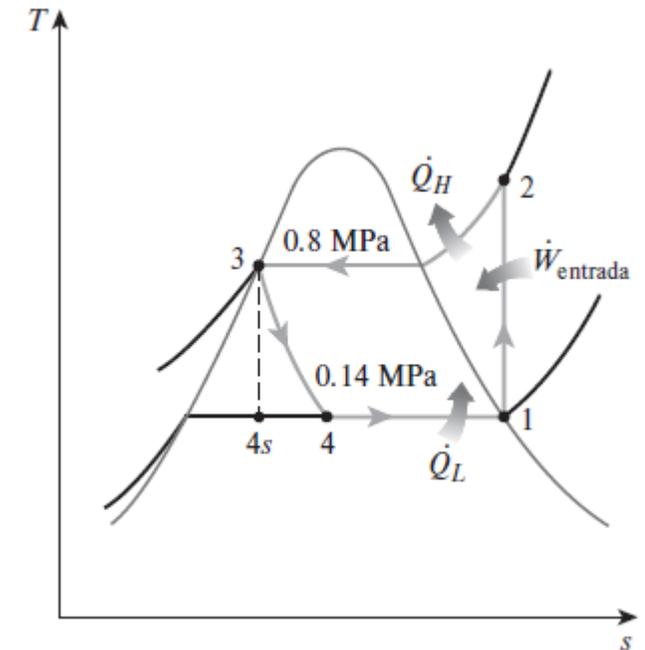
Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.1. DEFINICIONES

### E.1.4. Ciclo por compresión de vapor real

El refrigerante se sobrecalienta un poco a la entrada del compresor y se subenfía a la salida del condensador. Además, el compresor no es isentrópico.

Como resultado, la tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado aumenta (en 10.4 %), pero la entrada de potencia al compresor aumenta aún más (en 11.6 %). Por consiguiente, el COP del refrigerador disminuye de 3.97 a 3.93.



Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

# E.2. SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE Y SU IMPACTO

## E.2. SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE Y SU IMPACTO

### E.2.1. Introducción

Cuando se diseña un sistema de refrigeración, existen varios refrigerantes que pueden elegirse, como clorofluorocarbonos (CFC), amoníaco, hidrocarburos (propano, etano, etileno, dióxido de carbono, aire (en el acondicionamiento de aire de aviones) e incluso agua (en aplicaciones arriba del punto de congelación). Una adecuada elección del refrigerante depende de la situación específica. De éstos, los refrigerantes tales como R-11, R-12, R-22, R-134a, R-502 y R-717 abarcan 90 por ciento del mercado en Estados Unidos.

El éter etílico fue el primer refrigerante utilizado para el comercio de sistemas por compresión de vapor en 1850, y le siguieron otros como amoníaco, dióxido de carbono, cloruro metílico, dióxido de azufre, butano, etano, propano, gasolina, y los clorofluorocarbonos, entre otros.

## E.2. SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE Y SU IMPACTO

### E.2.1. Introducción

Los sectores industriales y del gran comercio estaban muy satisfechos con el amoníaco, y aún lo están, aunque este compuesto es tóxico. Las ventajas del amoníaco sobre otros refrigerantes son su bajo costo, altos COP (y en consecuencia, menores costos de energía), sus propiedades termodinámicas y de transporte más favorables y, por ello, coeficientes de transferencia de calor más altos (requiere intercambiadores de calor más pequeños y de menor costo), mayor detectabilidad en el caso de una fuga y ningún efecto en la capa de ozono.

## E.2. SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE Y SU IMPACTO

### E.2.1. Introducción

La *principal desventaja del amoníaco es su toxicidad*, que lo hace inadecuado para el uso doméstico. El amoníaco se usa predominantemente en las instalaciones de refrigeración de alimentos como la preservación de frutas frescas, vegetales, carnes y pescado; la refrigeración de bebidas y productos lácteos como la cerveza y el vino, la leche y el queso; el congelamiento de helados y otros alimentos; la producción de hielo, y la refrigeración a baja temperatura en las industrias farmacéutica y algunas otras.

Es notable que los primeros refrigerantes utilizados en los sectores doméstico y del pequeño comercio como el dióxido de azufre, el cloruro de etilo y de metilo, eran altamente tóxicos.

## E.2. SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE Y SU IMPACTO

### E.2.1. Introducción

La amplia difusión de unos cuantos casos de serias fugas que causaron lesionados y muertos en la década de 1920 produjo una petición pública para prohibir o limitar el uso de estos refrigerantes, creando la necesidad para el desarrollo de un refrigerante seguro de uso residencial. En 1928, en respuesta a una solicitud, Frigidaire Corporation, el laboratorio de investigación de la General Motors, desarrolló en tres días el R-21, el primer miembro de la familia de los refrigerantes de CFC. De varios CFC desarrollados, el equipo de investigación eligió al R-12 como el refrigerante más adecuado para uso comercial y le dio a la familia de CFC el nombre comercial «Freón». Los refrigerantes no completamente halogenados como el R-22 tienen cerca de 5 % de la capacidad destructiva del ozono que posee el R-12; así, este último viene siendo reemplazado desde 2010 por el R-134a, libre de

## E.2. SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE Y SU IMPACTO

### E.2.2. Características de los refrigerantes

Dos parámetros importantes que necesitan considerarse en la selección de un refrigerante son **las temperaturas de los dos medios (el espacio refrigerado y el ambiente)** con los cuales el refrigerante intercambia calor.

Para tener una transferencia de calor a una tasa razonable, debe mantenerse una diferencia de temperatura de 5 a 10 °C entre el refrigerante y el medio con que intercambia calor. Por ejemplo, si un espacio refrigerado va a mantenerse a -10 °C, la temperatura del refrigerante debe mantenerse cercana a -20 °C mientras absorbe calor en el evaporador.

## E.2. SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE Y SU IMPACTO

### E.2.2. Características de los refrigerantes

La presión más baja en un ciclo de refrigeración sucede en el evaporador, y esta presión debe ser superior a la atmosférica para evitar cualquier filtración de aire dentro del sistema de refrigeración.

Por lo tanto, un refrigerante debe tener una presión de saturación de 1 atm o mayor a  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  en este caso particular. El amoníaco y el R-134a son dos de esas sustancias.

## E.2. SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE Y SU IMPACTO

### E.2.2. Características de los refrigerantes

La temperatura (y por lo tanto, la presión) del refrigerante en el lado del condensador depende del medio hacia el cual se rechaza el calor. Es posible mantener temperaturas menores en el condensador (y por ello, COP más altos) si el refrigerante se enfría con agua líquida en lugar de aire. Sin embargo, el uso de agua de enfriamiento no tiene una justificación económica, salvo en los grandes sistemas de refrigeración industrial. La temperatura del refrigerante en el condensador no puede descender por debajo de la temperatura del medio de enfriamiento (alrededor de 20 °C en un refrigerador doméstico) y la presión de saturación del refrigerante a esta temperatura debe estar bastante debajo de su presión crítica si el proceso de rechazo de calor va a ser aproximadamente isotérmico.

## E.2. SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE Y SU IMPACTO

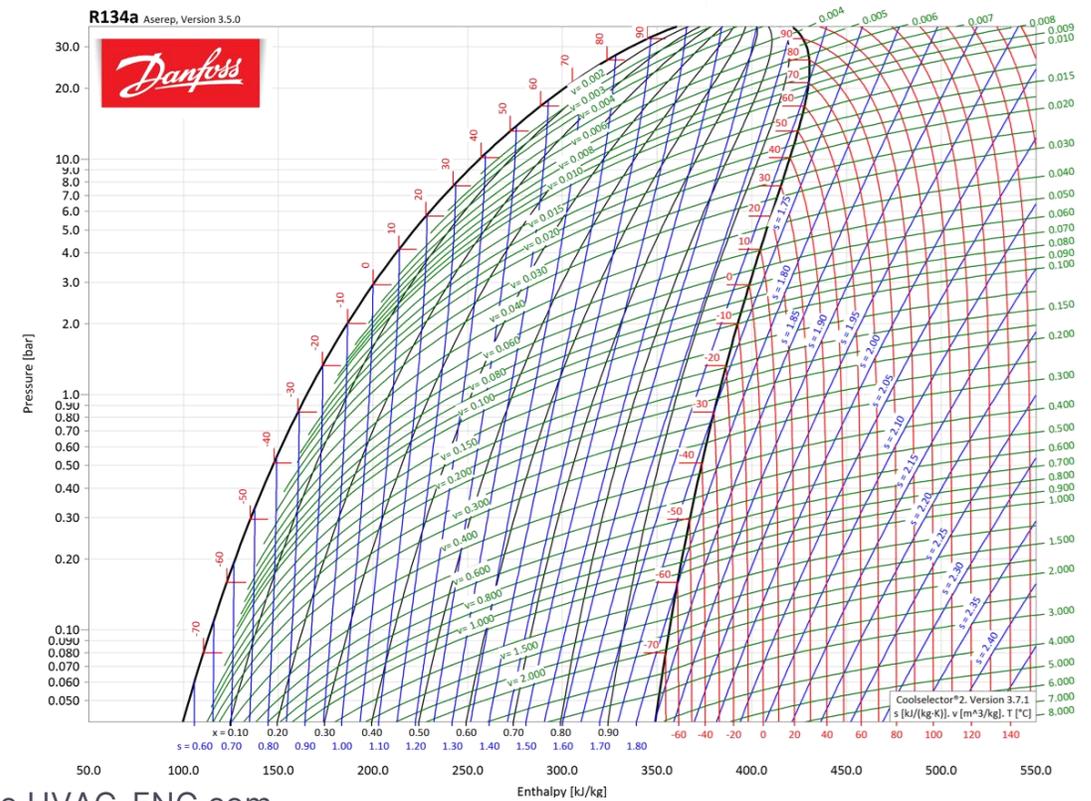
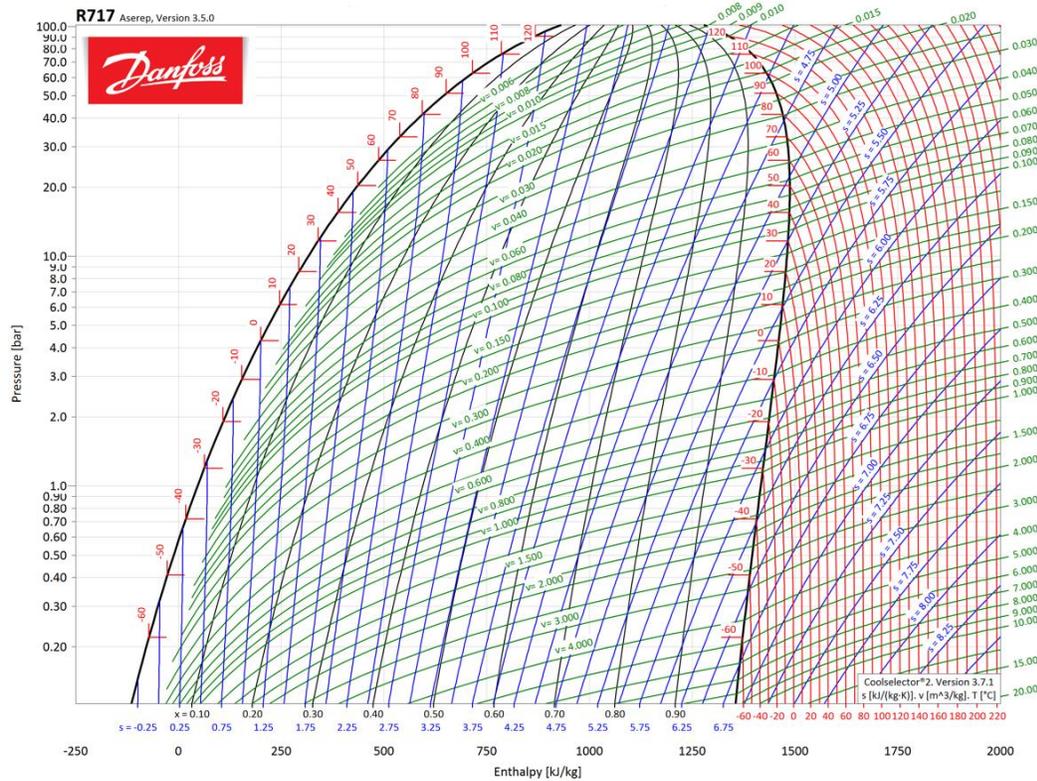
### E.2.2. Características de los refrigerantes

Otra característica deseable de un refrigerante es que no sea tóxico, corrosivo o inflamable, pero que sea estable químicamente; que tenga **alta entalpía de vaporización** (minimizando el flujo másico) y, por supuesto, que se obtenga a bajo costo.

# E.2. SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE Y SU IMPACTO

## E.2.2. Características de los refrigerantes

DIAGRAMA p-h DEL AMONÍACO (izq) Y R-134a (der):



Cortesía de HVAC-ENG.com

# E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

## E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

### E.3.1. Funciones de un sistema de refrigeración industrial

Existen cuatro aplicaciones bien diferenciadas referidas a refrigeración o enfriamiento:

- a) Frío de proceso;
- b) Refrigeración industrial;
- c) Almacenamiento térmico; y
- d) Climatización a grandes escalas

[\(ONU, 2021\)](#)

Veremos muy brevemente cada una.

## E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

### E.3.1. Funciones de un sistema de refrigeración industrial

Se denomina *frío de proceso* a la extracción de calor necesaria que requiere un proceso industrial como parte de la transformación de materias primas en bienes (no refiere a confort o enfriamiento de dispositivos para evitar que se deterioren). Se suelen emplear *chillers*, inclusive mediante refrigeración por absorción, para retirar el calor de los procesos de producción dado que son muy flexibles para trabajar con distintas temperaturas ambiente y cargas térmicas. Algunas industrias que requieren este tipo de aplicaciones son las de alimentos y bebidas, lácteos, farmacéuticas y químicas. Las torres de enfriamiento son muy usadas en esta aplicación.



Foto de chiller de tipo scroll enfriado por agua (Cortesía de EcoChillers)

## E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

### E.3.1. Funciones de un sistema de refrigeración industrial

Se refiere al uso de frío para mantener temperaturas bajas en la manufactura, transporte y almacenamiento de productos específicos. Ejemplos son cámaras frigoríficas, depósitos a temperatura controlada, conservación de alimentos bajo ciertas condiciones particulares, farmacéutica, entre otros. Las torres de enfriamiento también son muy usadas en esta aplicación. Según la carga térmica requerida de extraer, los sistemas son configurables de manera *ad hoc*. Para ello se diseña el sistema y se eligen los componentes, incluyendo la posibilidad de diseños constructivos específicos.



Ejemplo de Minicámara frigorífica

## E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

### E.3.1. Funciones de un sistema de refrigeración industrial

En tanques o depósitos aislados adecuadamente, es posible almacenar energía térmica mediante el fluido refrigerante, actuando como batería para las demandas de enfriamiento y acondicionamiento de aire. Según la tecnología, este almacenamiento permite *retener el frío* y usarlo cuando se lo requiera. En las horas no-pico de la demanda, glicol, salmuera o agua (incluso hielo) pueden ser enfriadas, permitiendo aliviar las cargas eléctricas y destinarlas a la demanda propiamente dicha.

## E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

### E.3.1. Funciones de un sistema de refrigeración industrial

Los sistemas de calefacción, ventilación, acondicionamiento de aire y refrigeración (*HVACR*, por sus siglas en inglés) proveen confort térmico y mantienen su operación en condiciones específicas. Además, la ventilación es usada también para purificar y acondicionar el aire y controlar su humedad relativa en varios tipos de instalaciones, como manufactura y ensamble, data centers, salas de quirófano, centros comerciales y edificios de oficinas.

## E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

### E.3.2. Mejoras al ciclo de compresión: cascada

Existen aplicaciones industriales que demandan temperaturas medianamente bajas, y el intervalo de temperaturas en el que deben operar es demasiado grande como para que un ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor resulte práctico (es decir, técnica y económicamente rentable). Debe recordarse que un intervalo muy grande significa también altos valores de presión en el ciclo y un bajo desempeño en un compresor recíprocante. Una forma de resolver esto es disponer de dos o más ciclos de refrigeración que trabajen en serie, esto es, construir un ciclo de refrigeración en cascada.

Considérese la siguiente imagen donde se muestra el esquema de una cascada de dos etapas:

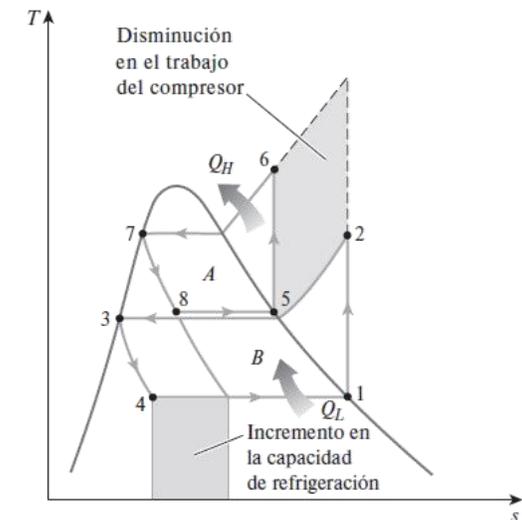
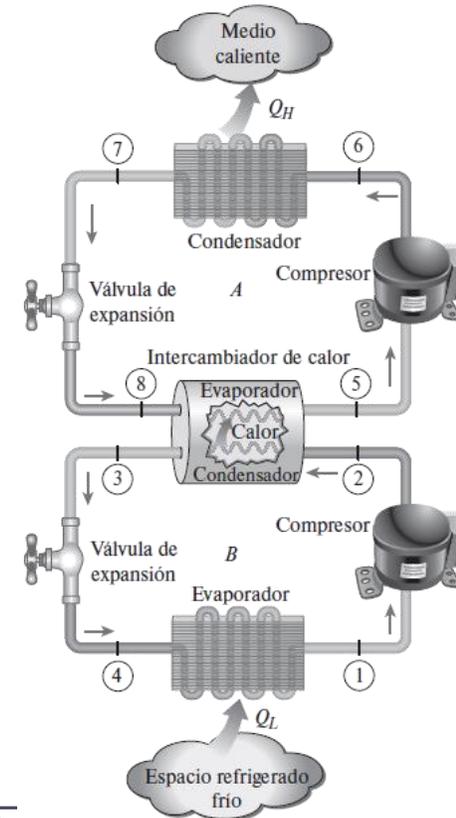
## E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

### E.3.2. Mejoras al ciclo de compresión: cascada

Como se puede ver, los dos ciclos se *conectan* por medio de un intercambiador de calor en el medio, el cual actúa como evaporador para el ciclo superior (ciclo A) y como condensador en el ciclo inferior (ciclo B). Con todas las hipótesis, resulta que:

$$\dot{m}_A \cdot (h_5 - h_8) = \dot{m}_B \cdot (h_2 - h_3) \rightarrow \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8}$$

$$COP_{R,cascada} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{entrada}} = \frac{\dot{m}_B \cdot (h_1 - h_4)}{\dot{m}_A \cdot (h_6 - h_5) + \dot{m}_B \cdot (h_2 - h_1)}$$



Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

### E.3.2. Mejoras al ciclo de compresión: cascada

Para el ejemplo se ha considerado que los refrigerantes son iguales. No obstante, esto no necesariamente debe ser así, ya que no se produce mezcla en el intercambiador, lo que permite que los mismos sean elegidos según las restantes propiedades para la función deseada (sean características termodinámicas o no). En tal caso, habría una curva de saturación independiente para cada fluido y los diagramas serían distintos para cada uno. Además, en los sistemas reales, *los dos ciclos se traslaparían un poco debido a que se requiere una diferencia de temperatura entre los dos fluidos para que suceda la transferencia de calor deseada.*

## E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

### E.3.3. Mejoras al ciclo de compresión: multietapa regenerativo

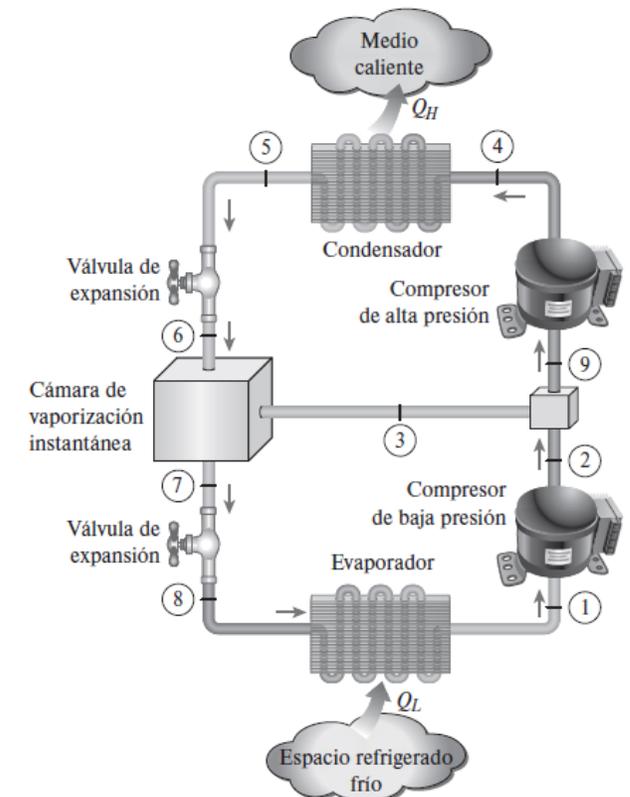
Cuando el fluido utilizado por todo el sistema de refrigeración en cascada es el mismo, el intercambiador de calor entre las etapas puede sustituirse por una cámara de mezclado (llamada cámara de vaporización instantánea), puesto que tiene mejores características de transferencia de calor.

A dichos sistemas se les denomina *sistemas de refrigeración por compresión de múltiples etapas*. Un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas se muestra en la figura siguiente.

## E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

### E.3.3. Mejoras al ciclo de compresión: multietapa regenerativo

En este sistema, el refrigerante líquido se expande en la primera válvula de expansión hasta la presión de la cámara de vaporización instantánea, que es la misma que la presión entre las etapas del compresor. Parte del líquido se evapora durante este proceso. Este vapor saturado (estado 3) se mezcla con el vapor sobrecalentado del compresor de baja presión (estado 2), y la mezcla entra al compresor de presión alta en el estado 9. Esto es, en esencia, un proceso de regeneración.



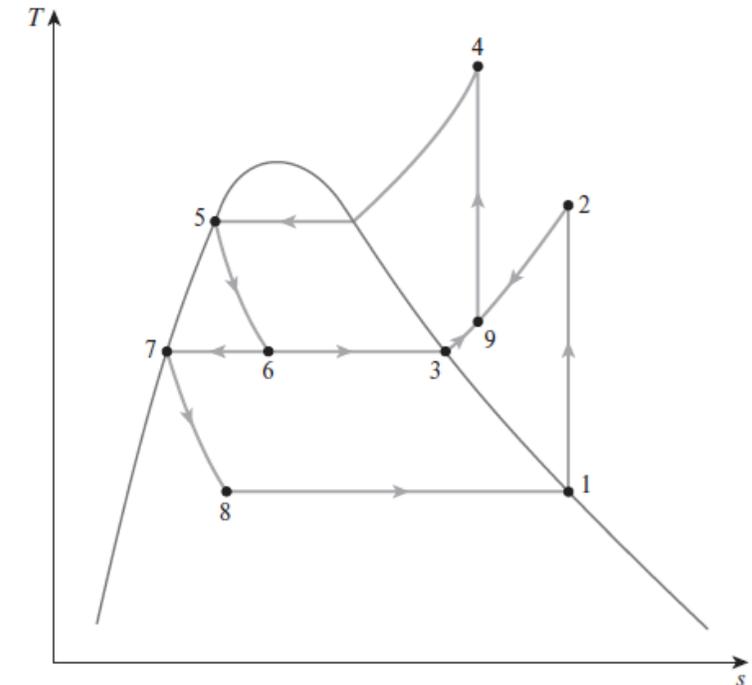
Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

### E.3.3. Mejoras al ciclo de compresión: multietapa regenerativo

El líquido saturado (estado 7) se expande a través de la segunda válvula de expansión hacia el evaporador, donde toma calor del espacio refrigerado.

*El proceso de compresión en este sistema es de dos etapas con enfriamiento intermedio, resultando en un descenso del trabajo del compresor. Debe tenerse cuidado en las interpretaciones de las áreas en el diagrama T-s en este caso, dado que los flujos máscicos son diferentes en las distintas fases del ciclo.*



Fuente: «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

### E.3.4. Ciclo por absorción y su relación con la trigeneración

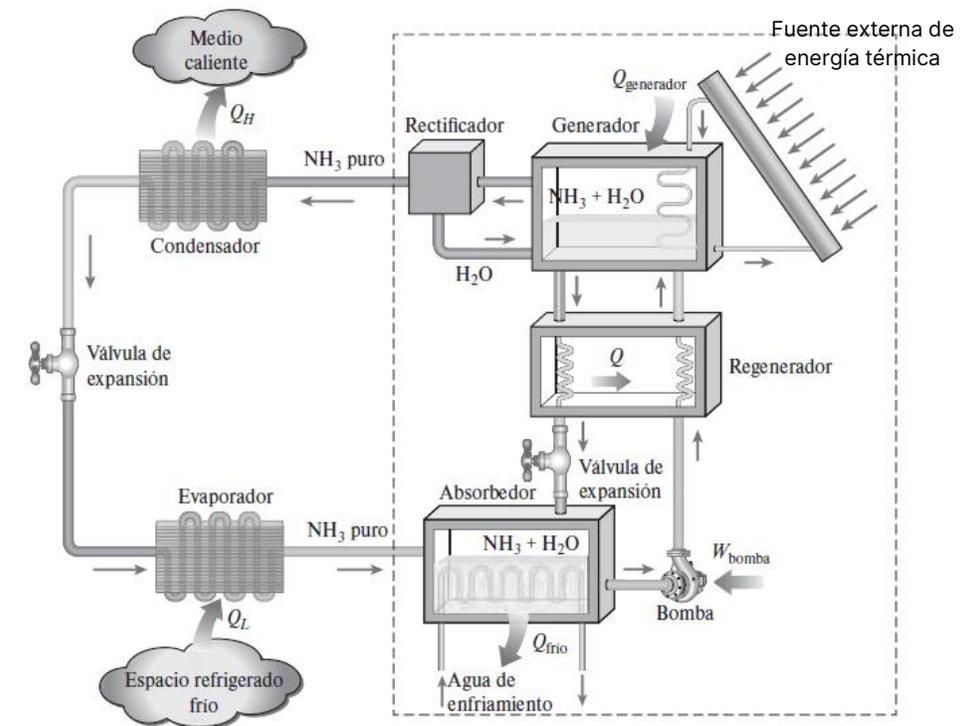
Estos sistemas implican la absorción de un refrigerante por un medio de transporte. Aquí, el modelo más utilizado es el que emplea amoníaco-agua, donde el  $\text{NH}_3$  sirve como refrigerante y el agua como medio de transporte (aunque existen otros binomios).

A partir de la instalación, la refrigeración por absorción es muy similar al sistema por compresión, excepto que el compresor es sustituido por un mecanismo sofisticado de absorción compuesto por: i) un absorbedor; ii) una bomba hidráulica; iii) un generador; iv) un regenerador; v) una válvula de expansión; vi) un rectificador (todo delimitado en línea de trazos discontinuos conforme la siguiente figura).

## E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

### E.3.4. Ciclo por absorción y su relación con la trigeneración

Una vez que el  $\text{NH}_3$  sale del *rectángulo de trazos discontinuos* con presión elevada, el mismo recorre el circuito convencional (condensador-válvula-evaporador). A diferencia del sistema por compresión de vapor, aquí se comprime *líquido*, por lo que el trabajo específico de la bomba es muy pequeño en relación al de un compresor entre los mismos focos.

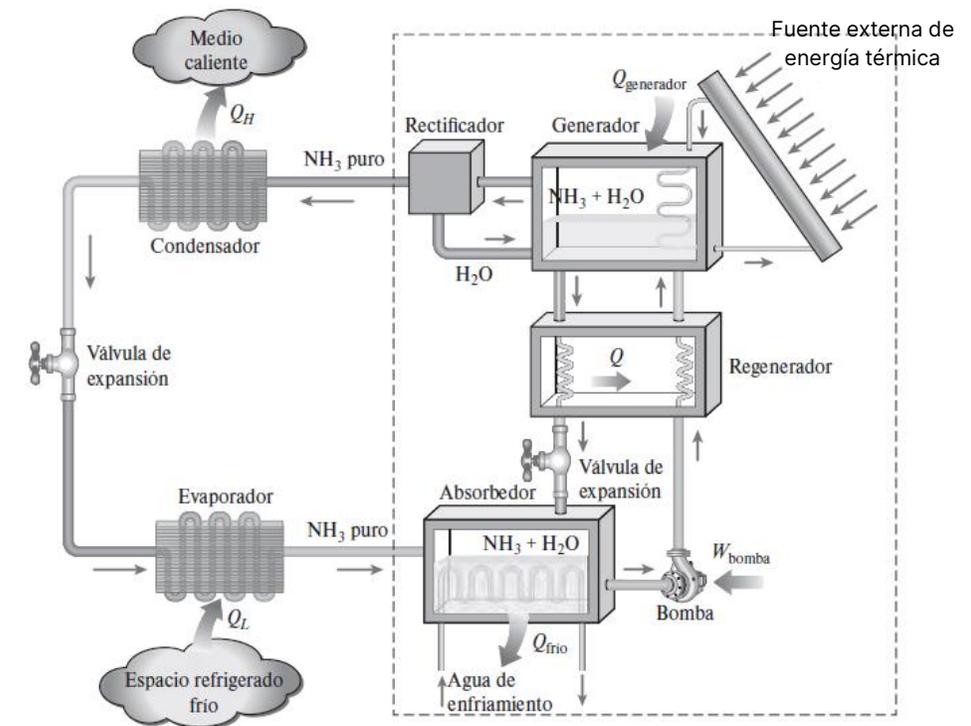


Fuente: adaptado de «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

### E.3.4. Ciclo por absorción y su relación con la trigeneración

El  $\text{NH}_3$  evaporado ingresa al *absorbedor*, donde se disuelve en el agua, formando  $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ . Esta reacción es exotérmica, por lo que se libera calor. Como la cantidad de  $\text{NH}_3$  que puede disolverse en agua es inversamente proporcional a la temperatura, es necesario enfriar el absorbedor y mantener su temperatura lo más baja posible para maximizar la cantidad de  $\text{NH}_3$  que se disuelve en agua.



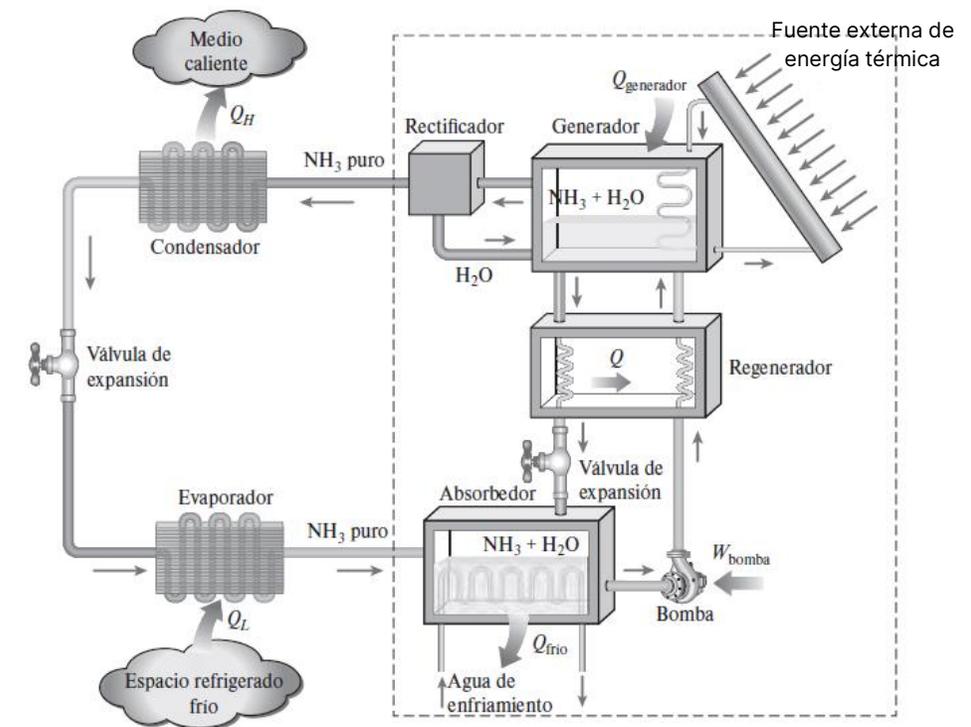
Fuente: adaptado de «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

### E.3.4. Ciclo por absorción y su relación con la trigeneración

Esta solución, rica en  $\text{NH}_3$ , se *bombea* al *generador*, en el cual el calor se transfiere a la solución desde la *fente externa de energía térmica* para evaporar una parte de la solución.

Este parte evaporada pasa por un *rectificador*, que separa el agua y la regresa al generador. Ahora, el vapor de  $\text{NH}_3$  puro de alta presión sigue luego con su trayecto por el resto del ciclo.

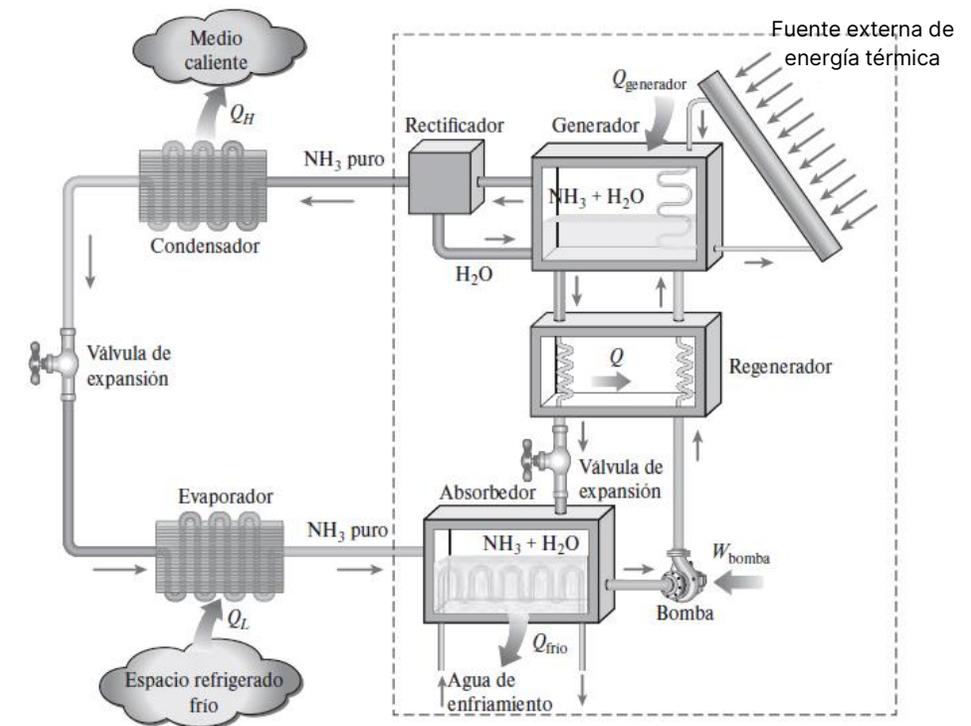


Fuente: adaptado de «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

### E.3.4. Ciclo por absorción y su relación con la trigeneración

La solución caliente de  $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ , ahora débil en  $\text{NH}_3$ , pasa después por un *regenerador*, donde transfiere una parte de su calor a la solución enriquecida que sale de la bomba. Este intercambiador sirve para enfriar la solución débil durante su retorno hacia el absorbedor, y para calentar la solución fuerte en su paso hacia el generador, y de este modo ahorra calor en el generador y reduce el calor rechazado o cedido en el absorbedor. Luego, se *estrangula* la solución hasta la presión del absorbedor.



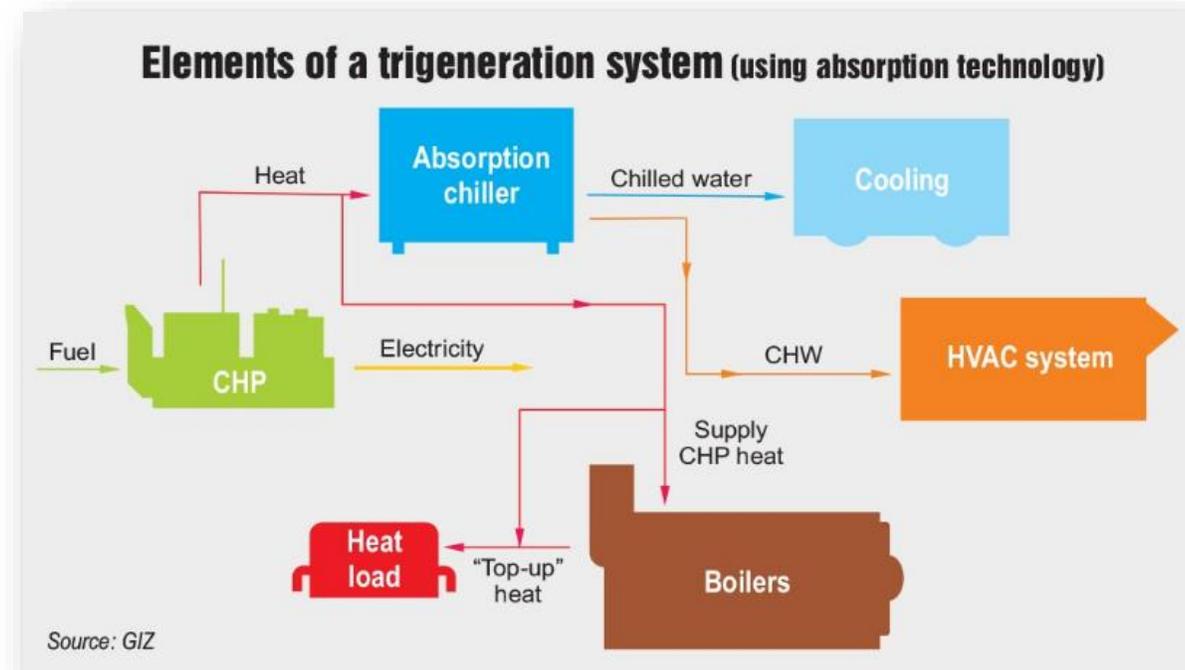
Fuente: adaptado de «Termodinámica», de Cengel et al, 9na edición, editorial McGraw-Hill

## E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

### E.3.4. Ciclo por absorción y su relación con la trigeneración

En caso de cogenerar, si la cantidad de calor luego de hacerlo es significativa aún, podría emplearse como *fuentes externa de energía térmica* en un ciclo por absorción.

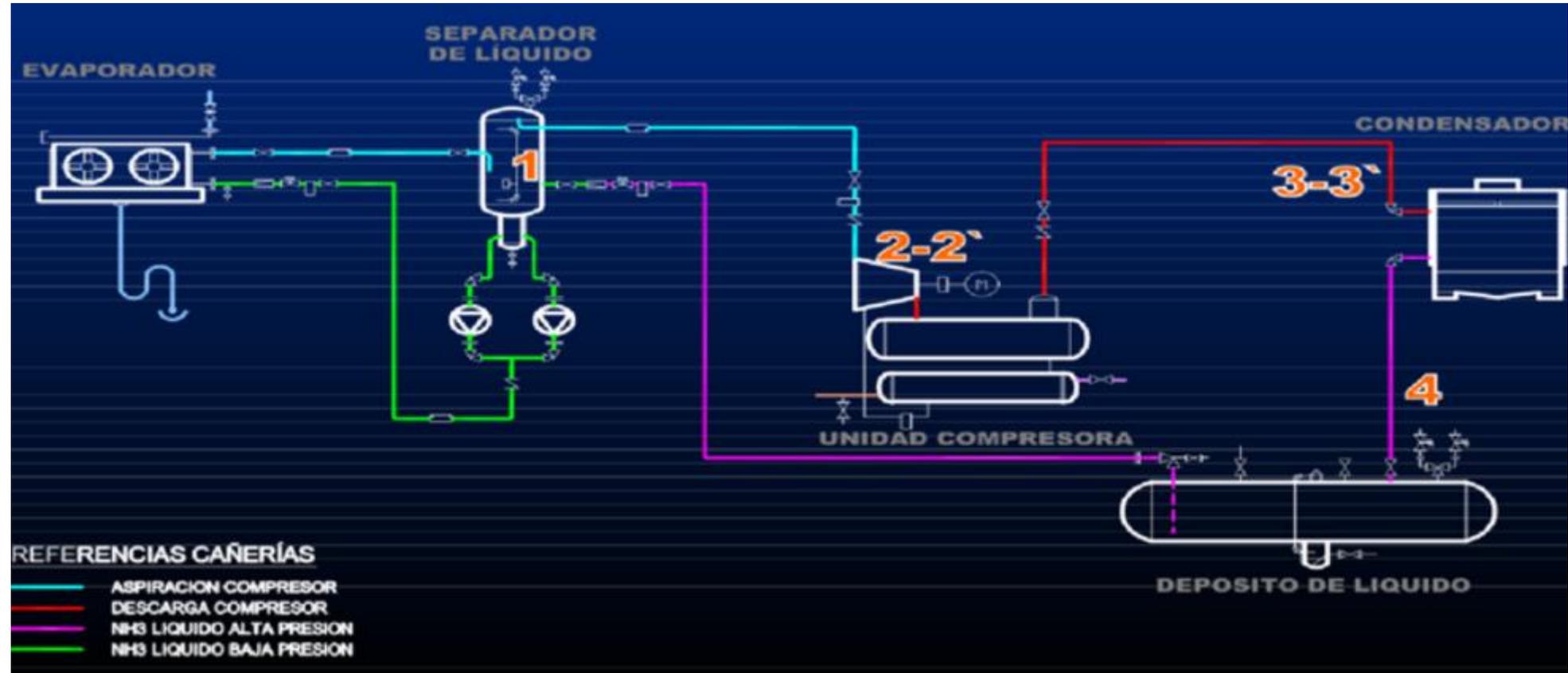
La imagen de la derecha ilustra un proceso genérico de trigeneración:



Cortesía de Powerline.net

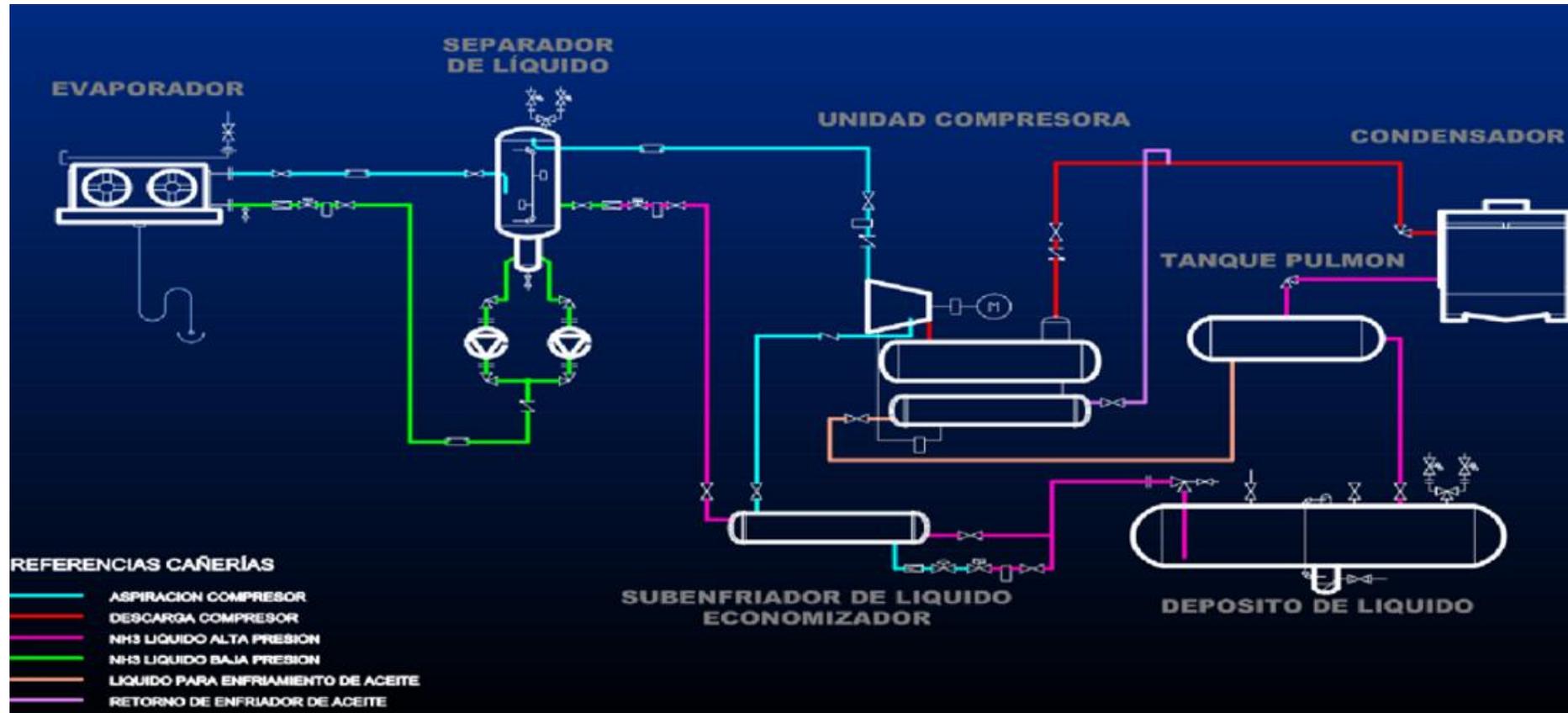
## E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

### E.3.5. Esquemas de simple vs doble etapa: simple



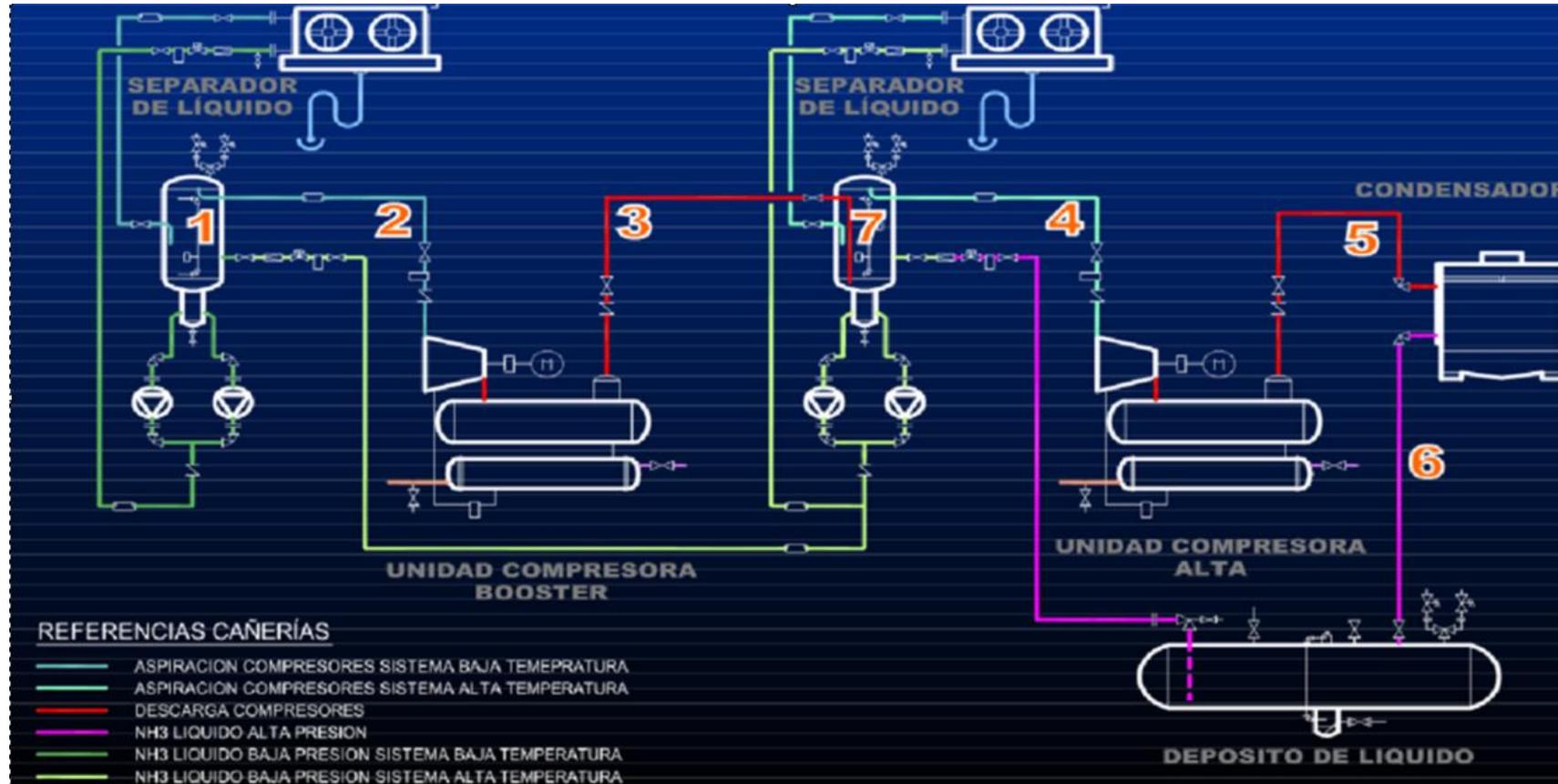
## E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

### E.3.5. Esquemas de simple vs doble etapa: simple etapa con subenfriamiento



## E.3. SISTEMAS INDUSTRIALES POR COMPRESIÓN DE VAPOR

### E.3.5. Esquemas de simple vs doble etapa: doble



# E.4. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN

## E.4. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN

### E.4.1. Compresores

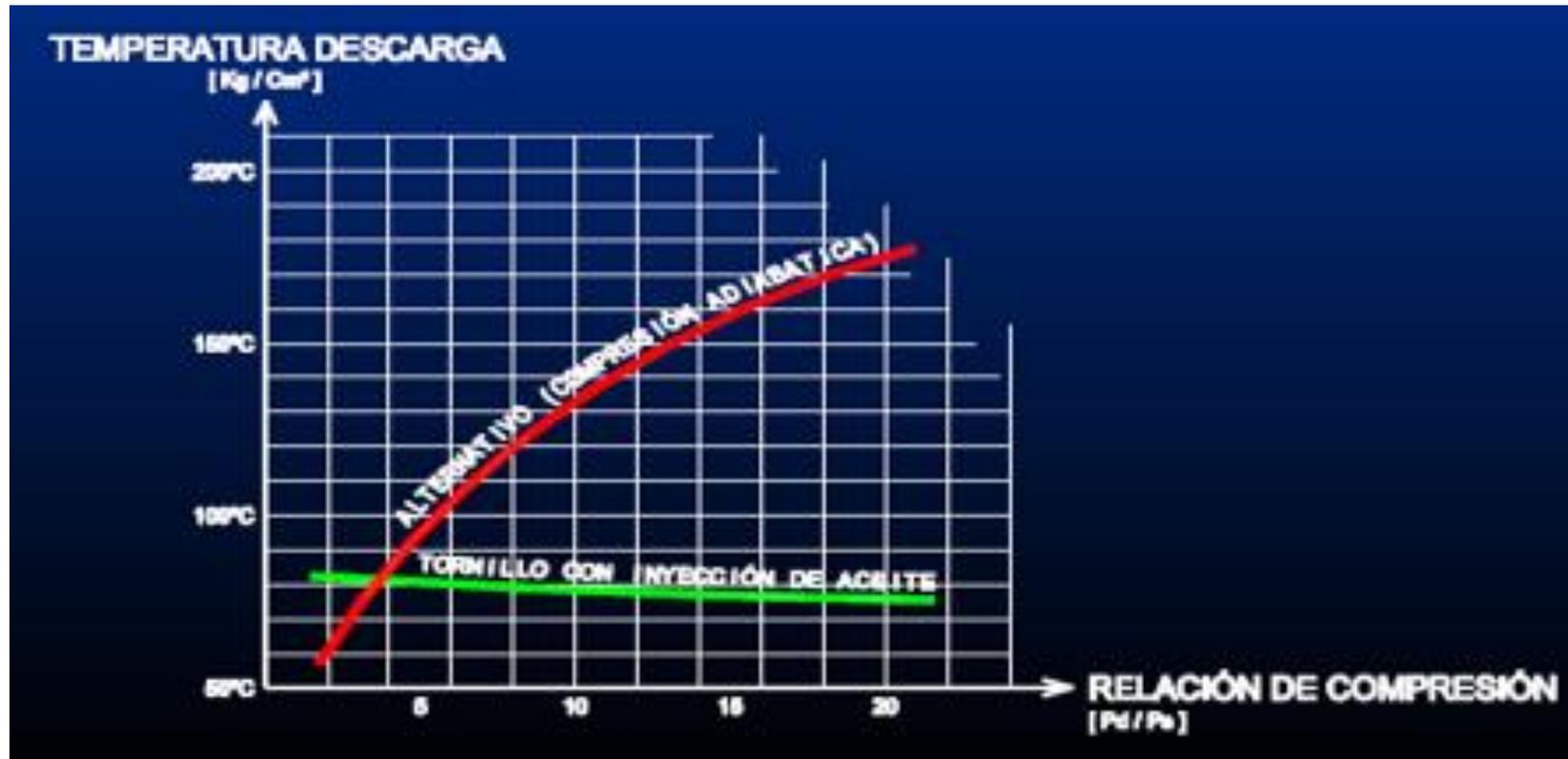
COMPRESOR A TORNILLO. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO:



## E.4. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN

### E.4.1. Compresores

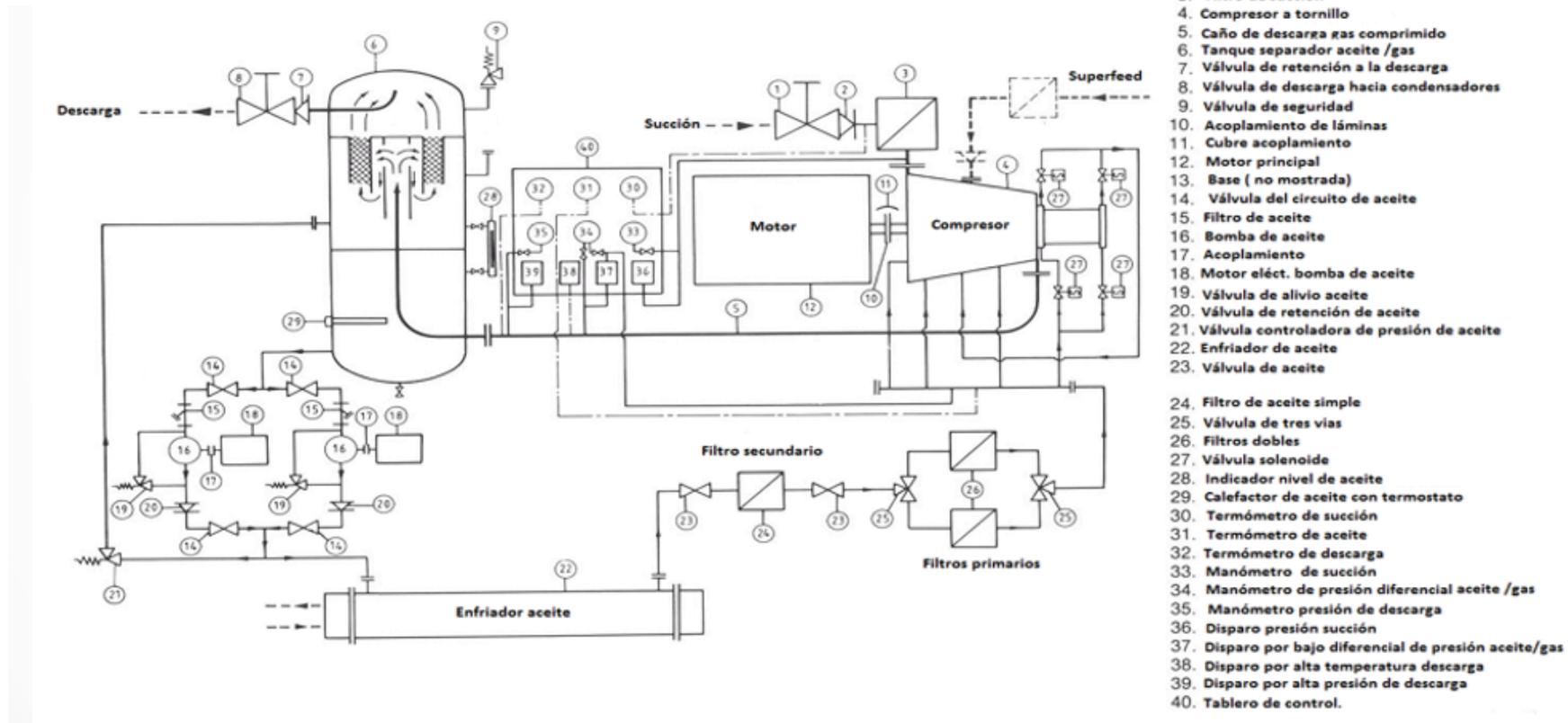
#### COMPRESOR A TORNILLO. COMPARATIVA CON MODELO A PISTÓN



## E.4. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN

### E.4.1. Compresores

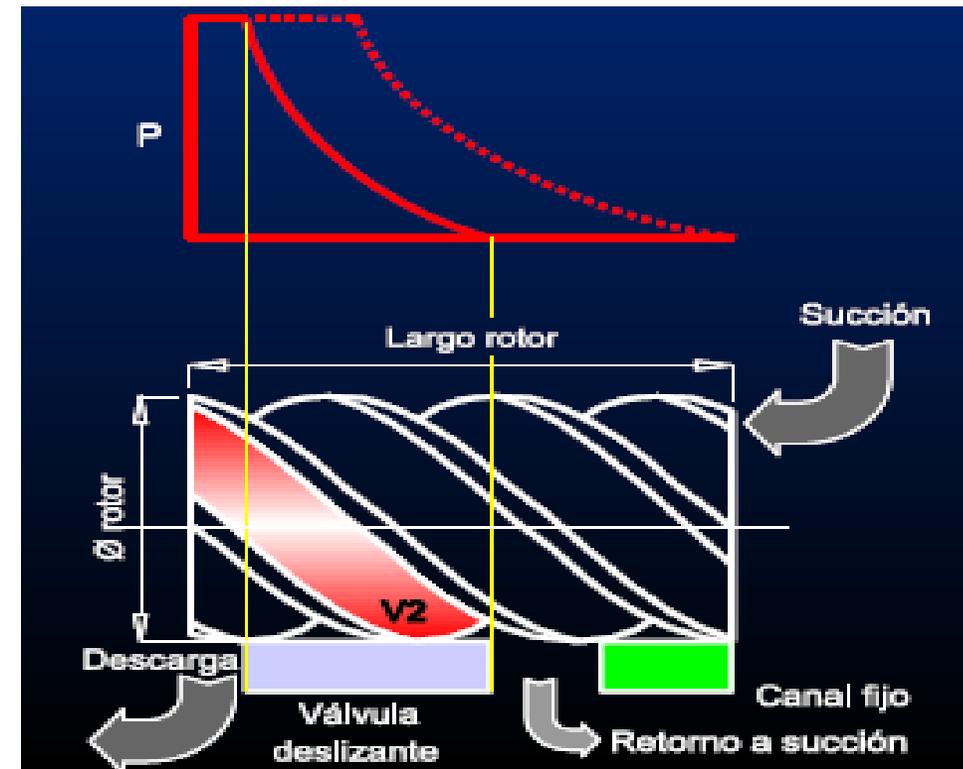
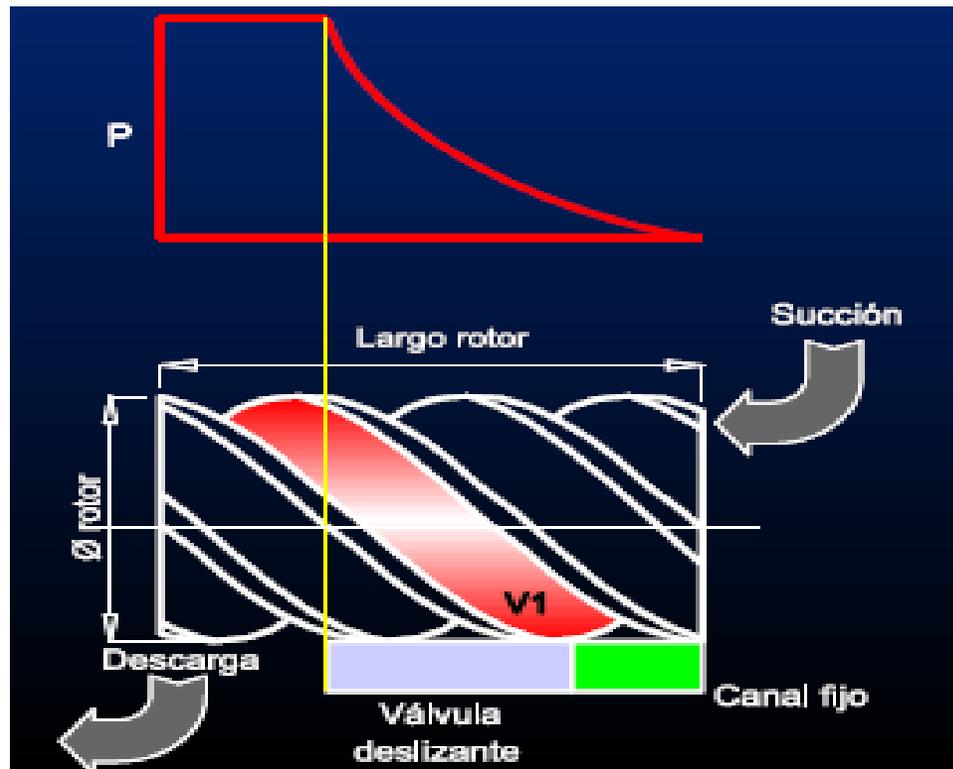
#### COMPRESOR A TORNILLO. CIRCUITO



## E.4. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN

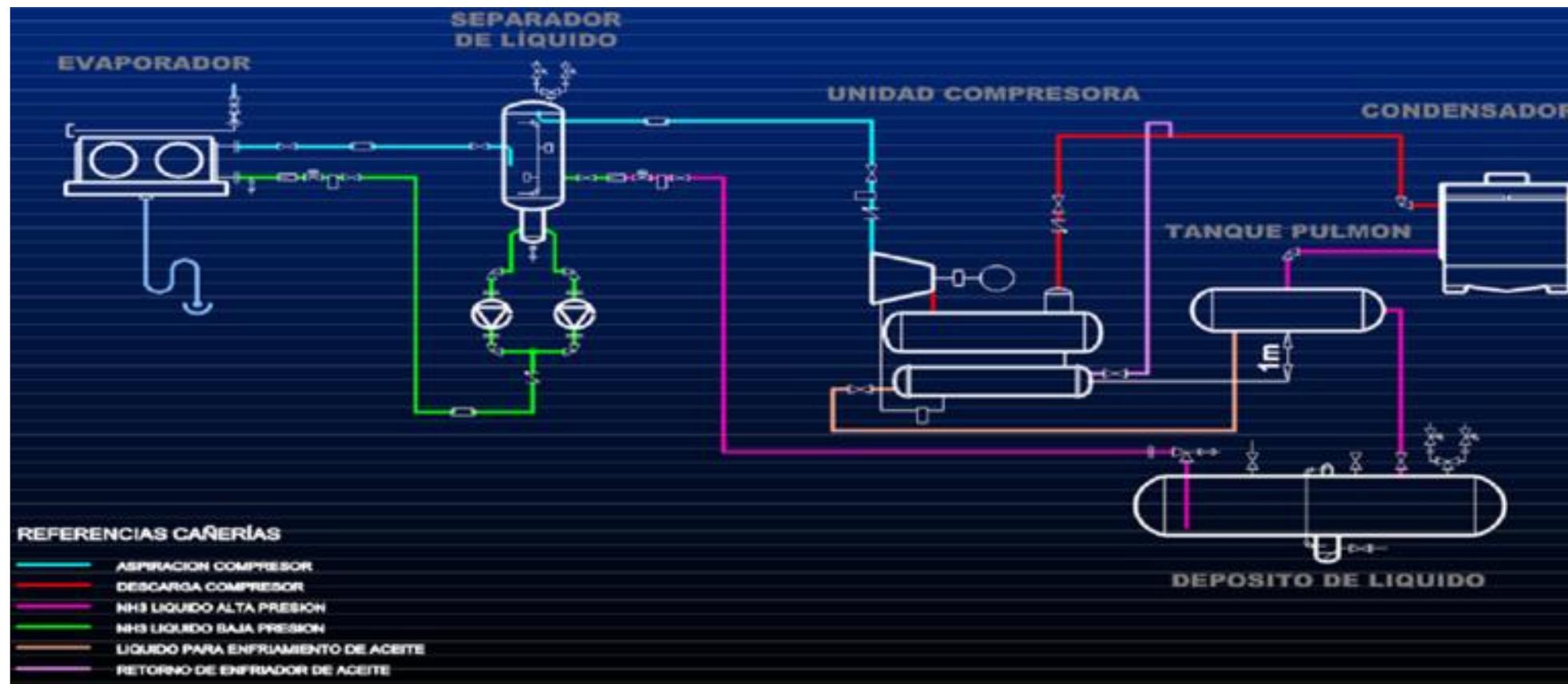
### E.4.1. Compresores

CONTROL DE CAPACIDAD. CARGA PLENA (izq) Y PARCIAL (der) CON VÁLVULA DESLIZANTE:



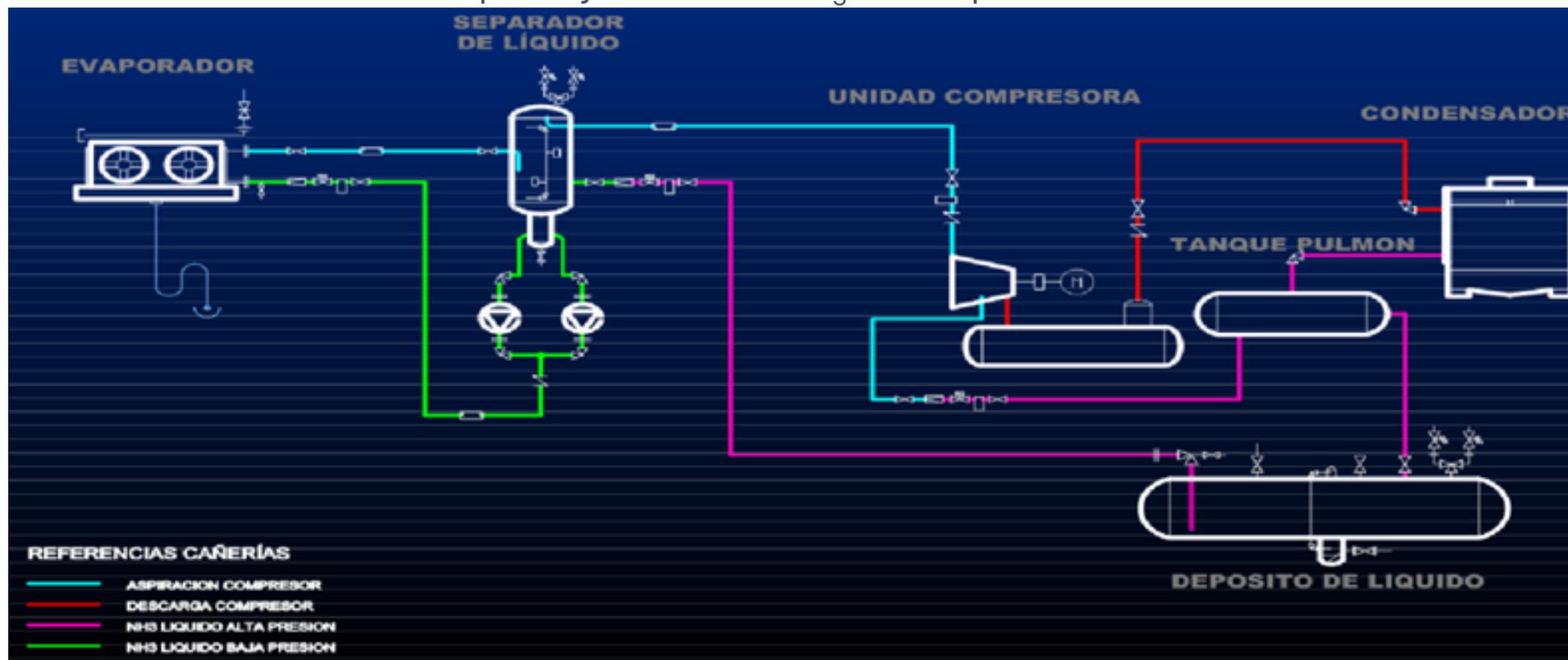
## E.4. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN

### E.4.2. Enfriadores: sistema mediante líquido de alta presión



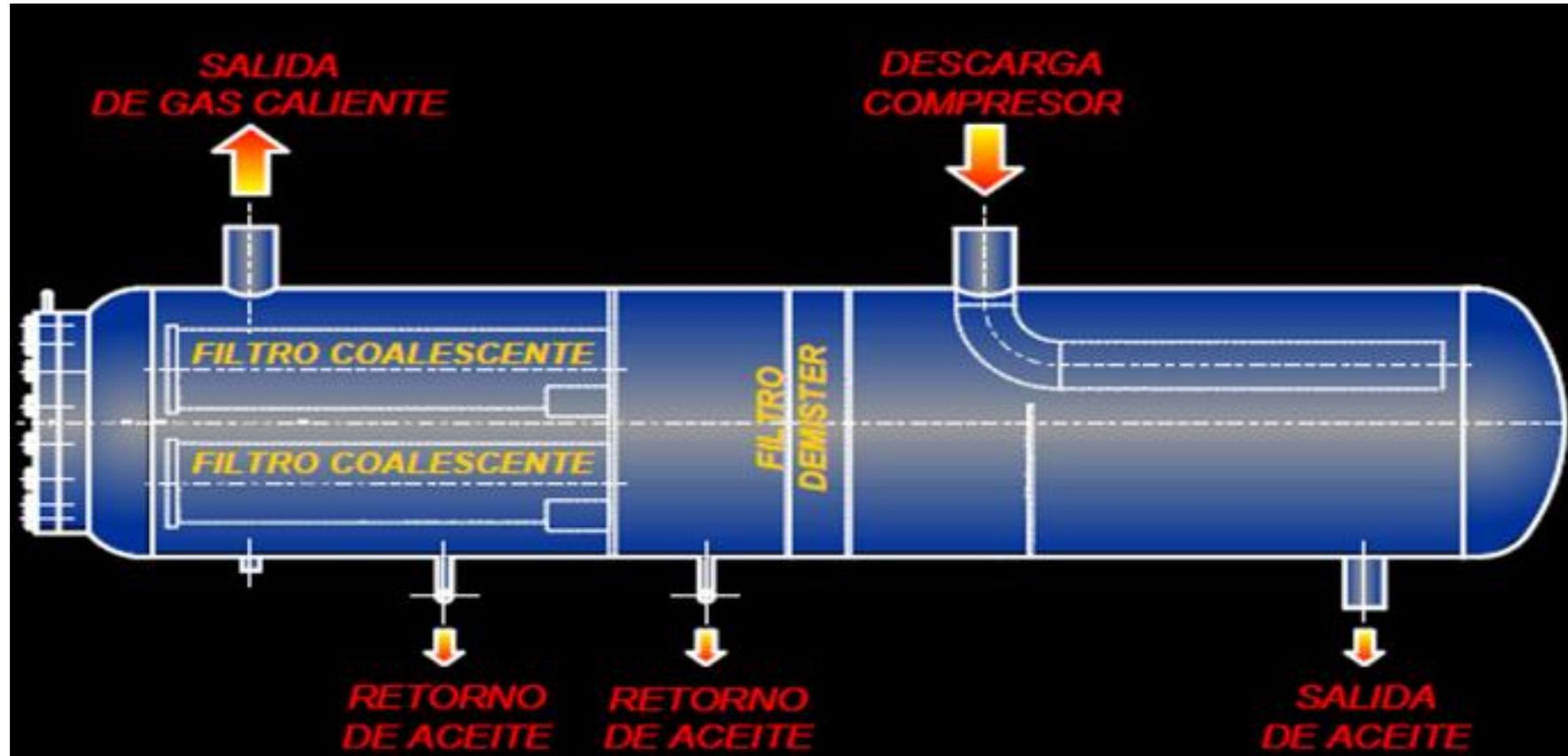
## E.4. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN

### E.4.2. Enfriadores: sistema por inyección de $\text{NH}_3$ al compresor



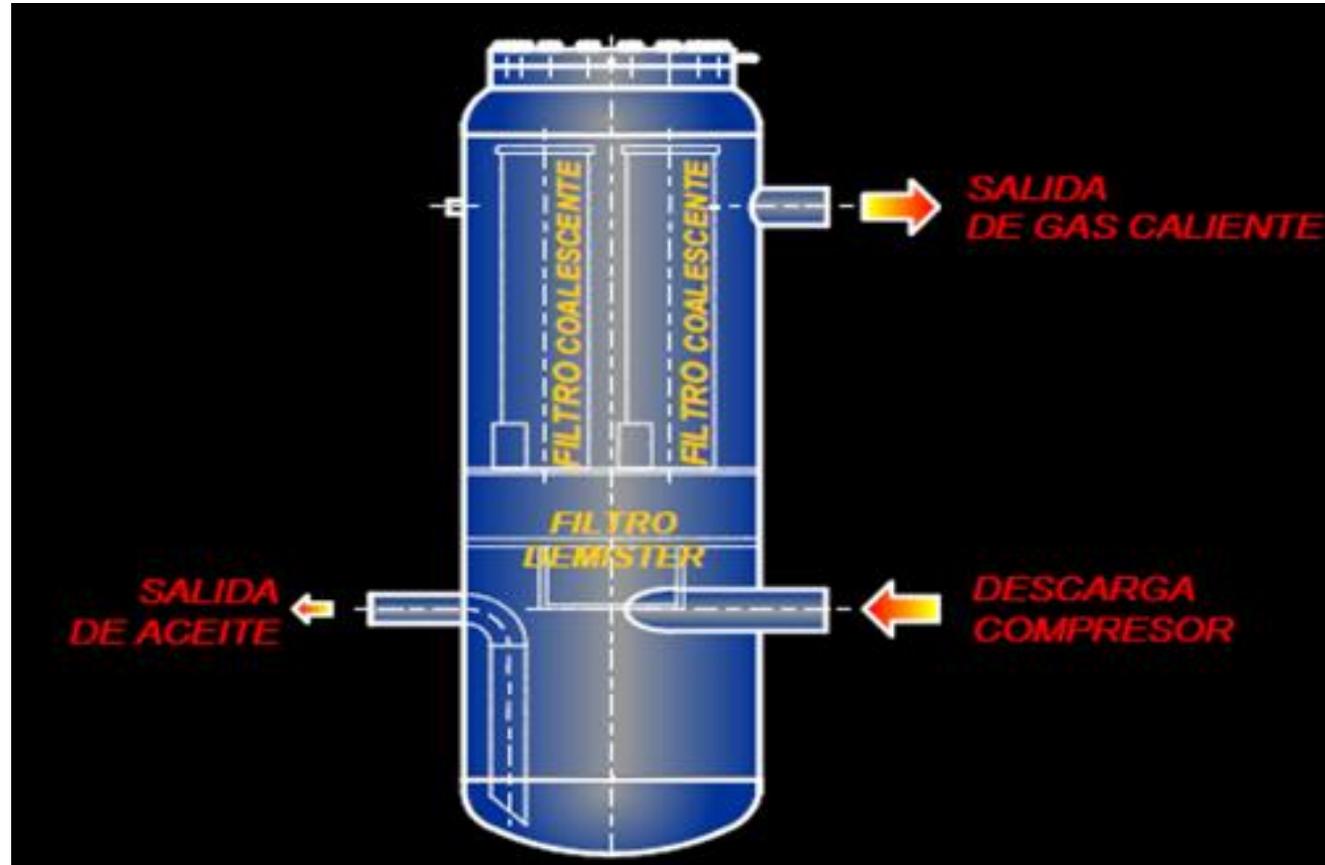
## E.4. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN

### E.4.3. Separadores de aceite: modelo horizontal



## E.4. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN

### E.4.3. Separadores de aceite: modelo vertical



## E.4. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN

### E.4.4. Condensadores

Es el intercambiador de calor en donde se produce la condensación del refrigerante, desde la salida del compresor hasta el ingreso a la válvula o capilar. En él se produce una disminución de la temperatura desde vapor sobrecalentado hasta saturado (calor sensible) y luego el cambio de fase, incluyendo subenfriamiento. Este cambio de fase es el resultado del intercambio de energía entre el refrigerante y el fluido del foco caliente (agua en circuito cerrado, el aire del ambiente, aceite). Los hay de múltiples tipos según distintos; una clasificación es estático (enfriamiento por cambio de densidad natural) o forzado (mediante ventiladores).

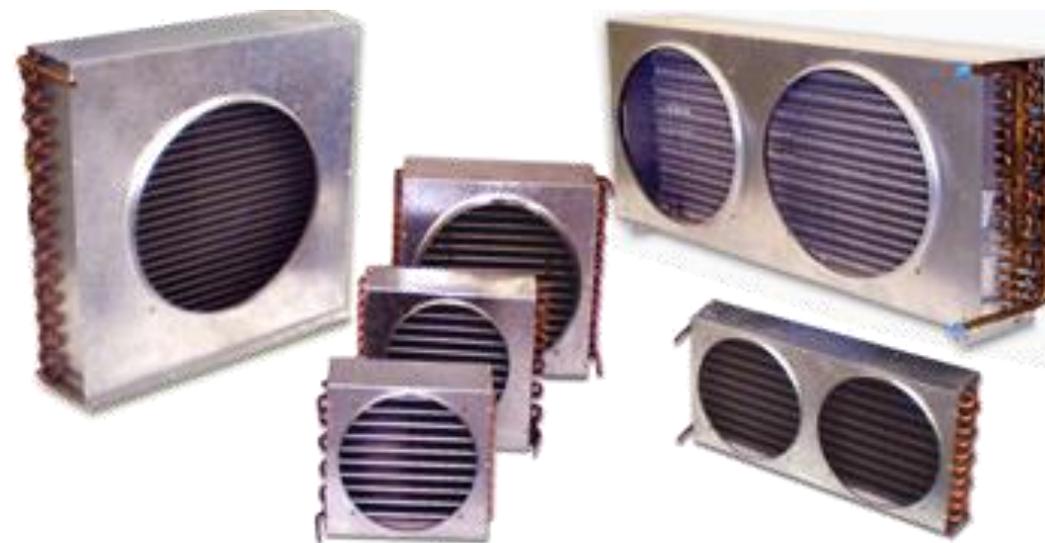
Por lo general, el diseño y selección se realiza considerando que la temperatura durante la condensación será 5°C mayor que la del fluido del foco caliente.

## E.4. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN

### E.4.4. Condensadores



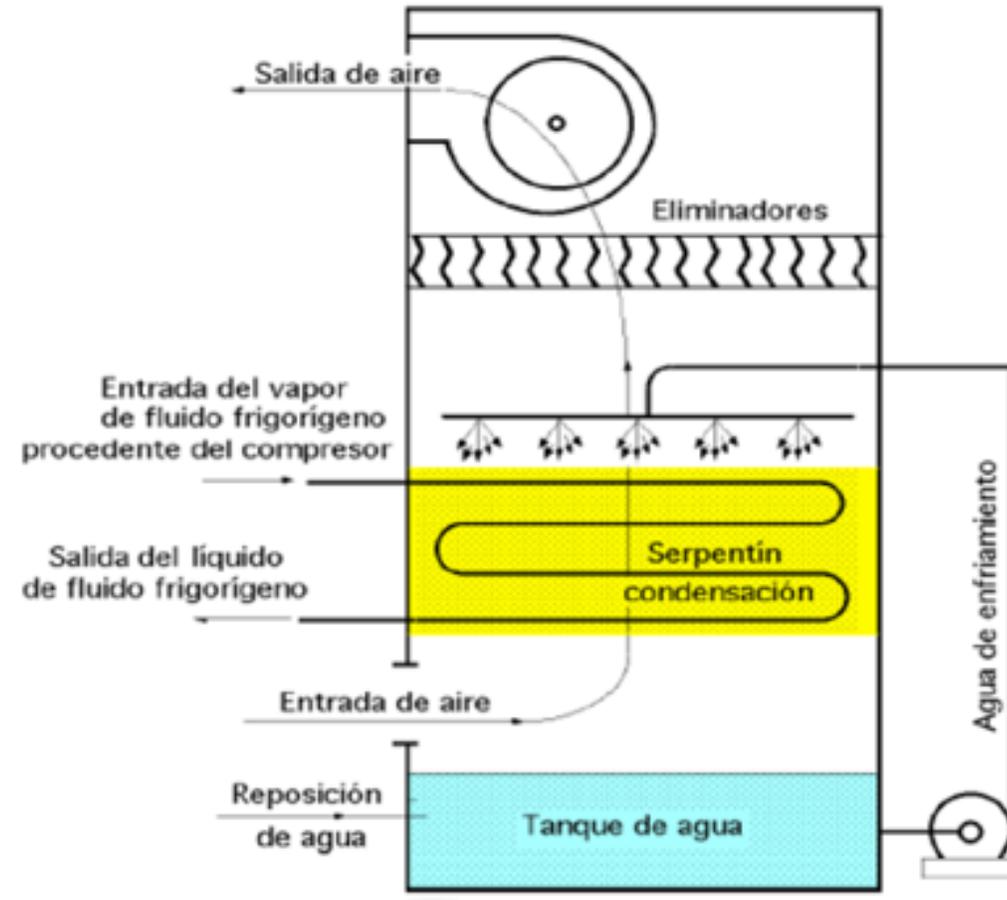
Condensador de 20 HP de calor con ventiladores de 500 mm para R404. Impulsa 9300 m<sup>3</sup>/h (Cortesía de Good Cold SA)



Familia de condensadores con bafles para ventiladores (Cortesía de Good Cold SA)

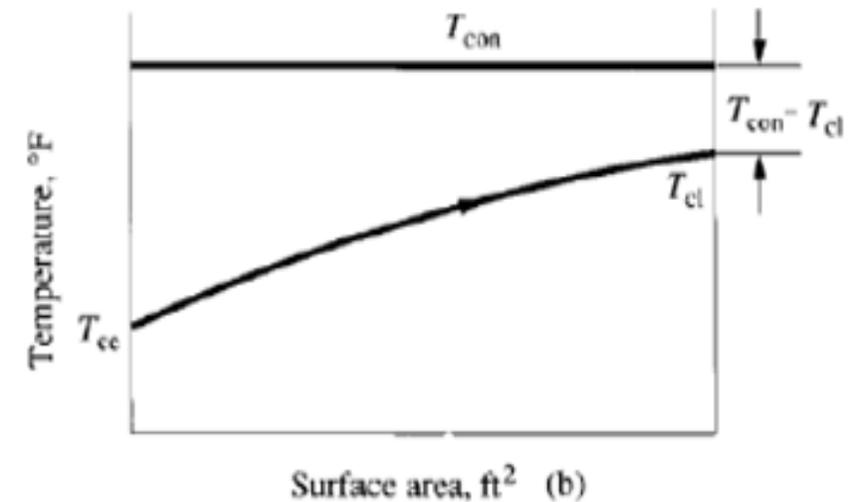
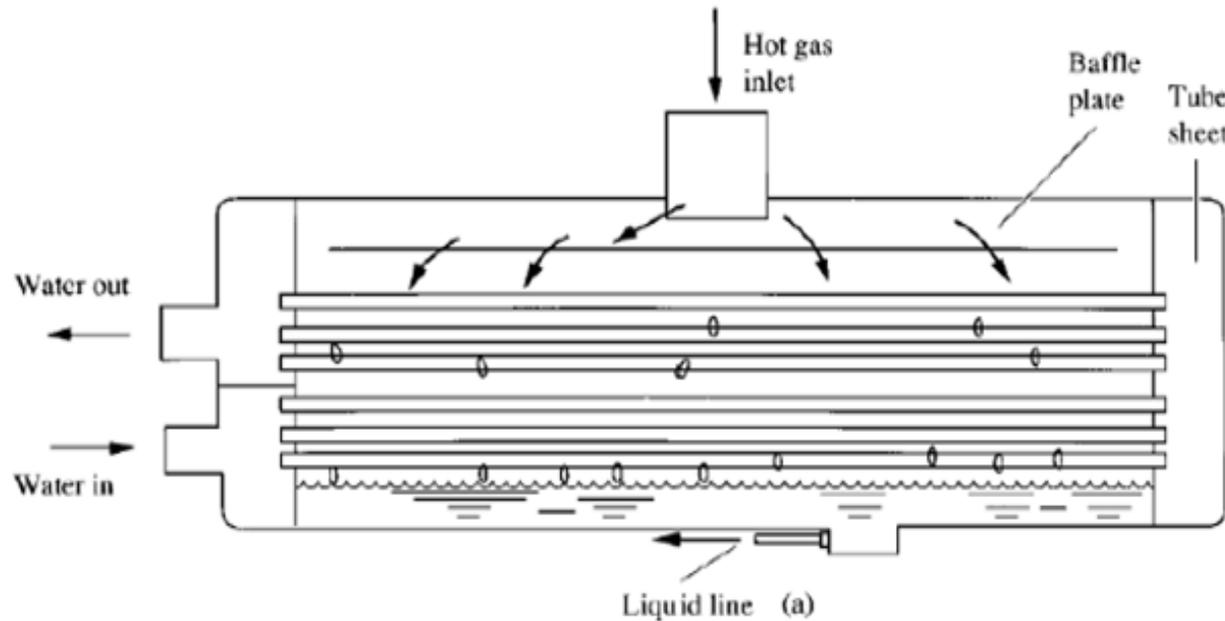
## E.4. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN

### E.4.4. Condensador evaporativo



## E.4. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN

### E.4.4. Condensador: del tipo casco y tubo



Condensador de casco y tubo con arreglo de doble paso de agua: a) esquema b) diagrama de temp vs longitud

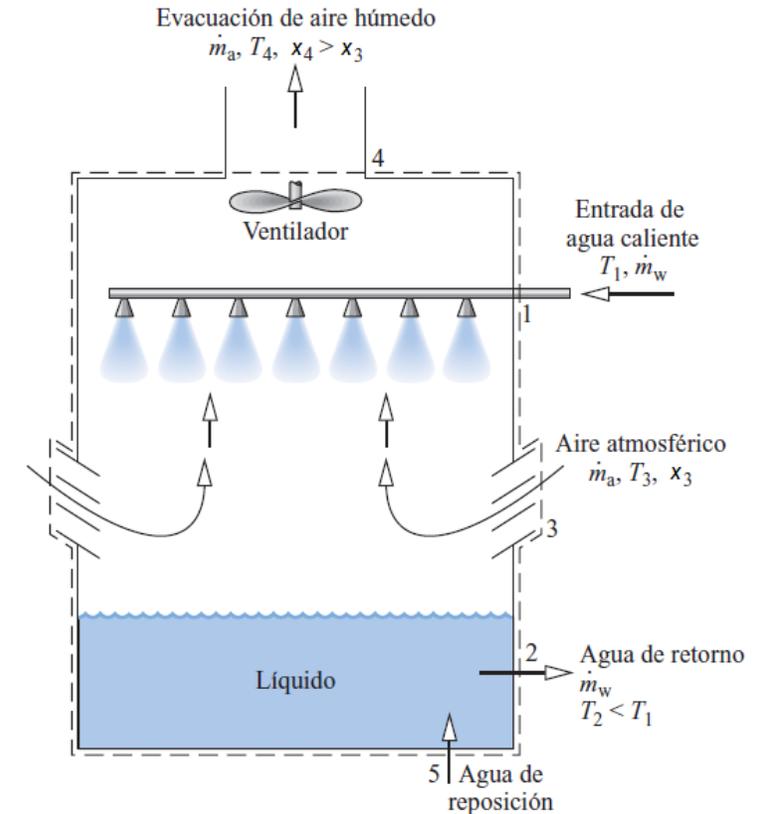


## E.4. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN

### E.4.5. Torre de enfriamiento. Definición

*(sigue)*

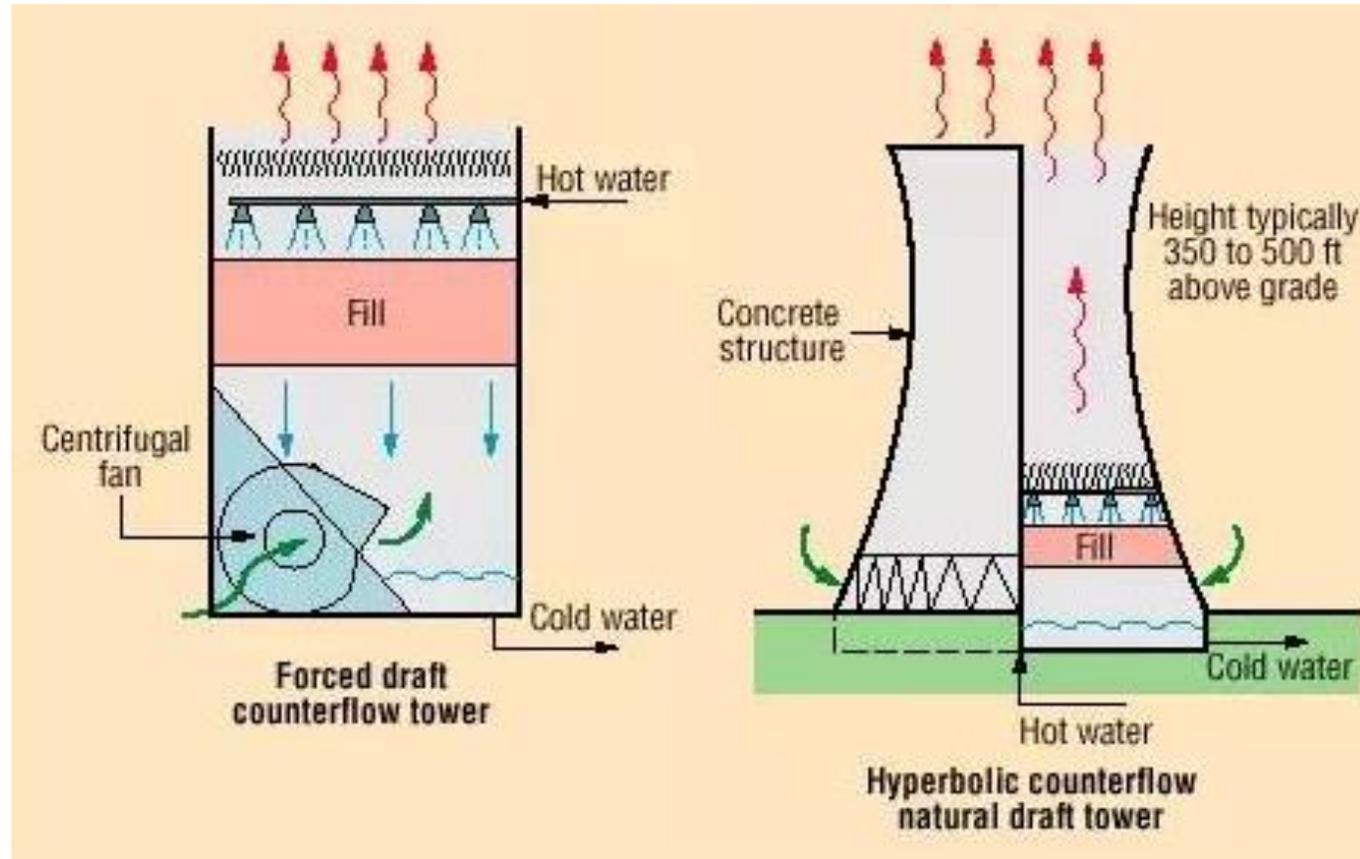
Cuando las gotas caen, una pequeña porción del agua se evapora y enfría el agua restante (lo que se evapora absorbe calor del aire y del agua que la rodea para lograr el cambio de fase); durante el proceso, el aire aumenta su humedad específica y temperatura. El agua enfriada se acumula en el fondo y es dirigida al condensador. Dado que se evapora una porción, se añade un poco (llamada agua de reposición) para compensar.



Fuente: «Fundamentos de Termodinámica Técnicas» de Moran & Shapiro, 2004

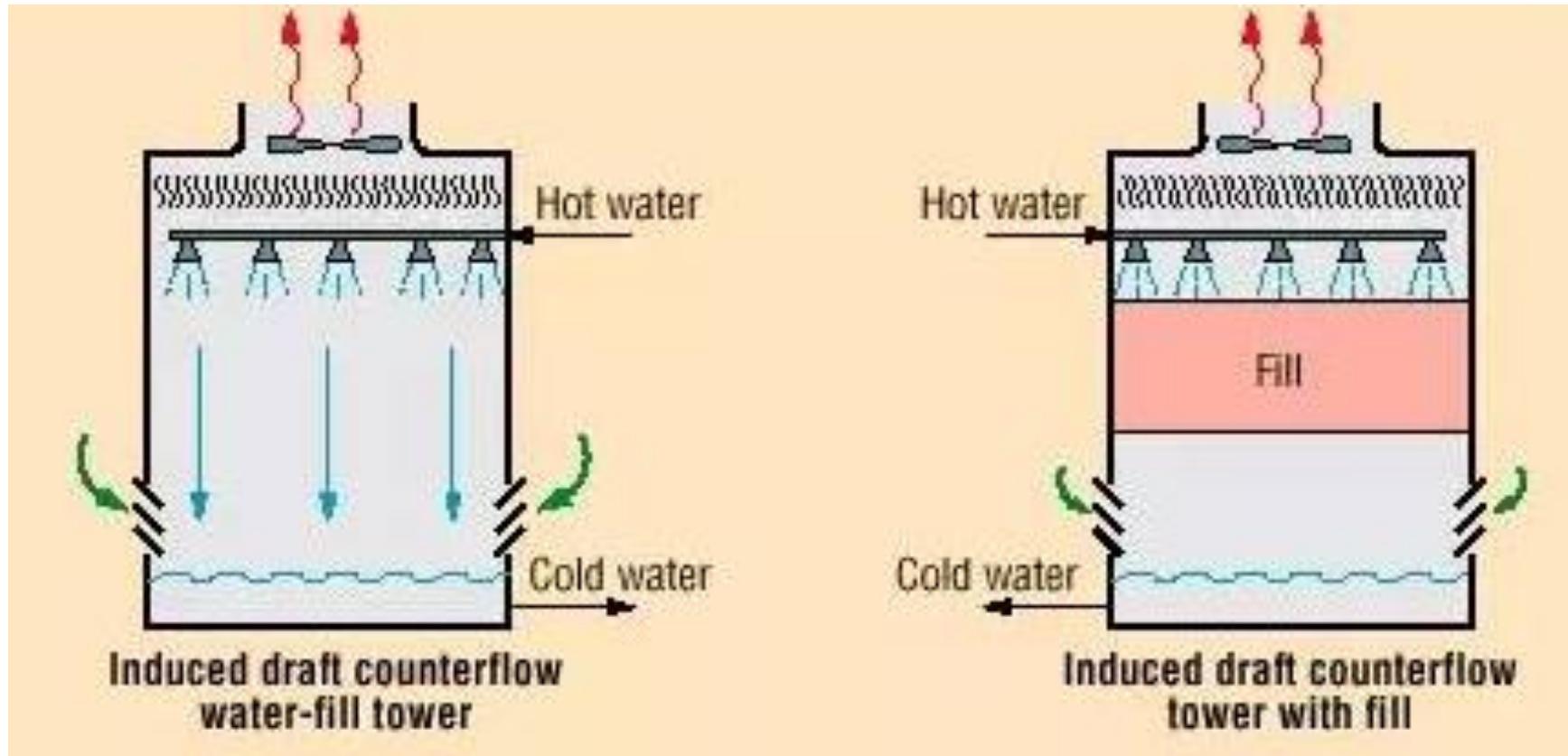
## E.4. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN

E.4.5. Torre de enfriamiento a contracorriente: tiro forzado (izq) y natural (der)



## E.4. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN

E.4.5. Torre de enfriamiento a contracorriente: tiro inducido sin (izq) y con relleno (der)



## E.4. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN

### E.4.6. Recibidor de líquido

Es un cilindro o contenedor conectado a la salida del condensador, para almacenar el exceso de refrigerante que no está circulando en el sistema. Es útil cuando el equipo está sometido a cambios de carga térmica significativas a lo largo del año (verano e invierno por ejemplo); de esta manera, actúa como buffer. También, provee constantemente refrigerante en estado líquido a la entrada de la válvula de expansión. Finalmente, se encarga de recoger el refrigerante ante tareas de mantenimiento.



## E.4. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN

### E.4.7. Evaporadores

Es el intercambiador de calor en donde se produce la evaporación del refrigerante, desde mezcla bifásica hasta vapor (saturado o sobrecalentado). Este cambio de fase es el resultado del intercambio de energía entre el refrigerante y el fluido a enfriar (el agua de un chiller, el aire de una sala o de una cámara frigorífica, entre otros). Los hay de múltiples tipos según distintos; una clasificación es estático (enfriamiento por cambio de densidad natural) o forzado (mediante ventiladores).

Por lo general, el diseño y selección se realiza considerando que la temperatura durante la evaporación será 5°C menor que la deseada en el fluido caloportador.

## E.4. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN

### E.4.7. Evaporadores



De izquierda a derecha y de arriba a abajo: evaporador con caja de aire; evaporador de techo con doble boca; evaporador de respaldo con desagüe; evaporador estático; evaporador multitubular (Cortesía de Isotermia España)

# E.5. OPORTUNIDADES DE MEJORA

## E.5. OPORTUNIDADES DE MEJORA

### E.5.1. Buenas prácticas de uso

Recomendaciones para una eficiente operación de los sistemas de refrigeración tendientes a lograr economías energéticas:

- ✓ Las oportunidades de ahorro energético deben estar orientadas directamente a **solucionar las causas que provocan un alto consumo**, producto de la pérdida de eficiencia del equipo por obsolescencia tecnológica o los malos hábitos en el uso de los equipos, dichas causas pueden ser de diseño e instalación de los equipos o bien en la operación del mismo.

## E.5. OPORTUNIDADES DE MEJORA

### E.5.1. Buenas prácticas de uso

- ✓ En cuanto al compresor:
  - ✓ Tener un **correcto dimensionamiento** del compresor, la capacidad instalada debe ser igual a la demandada lo que se logra ajustando la capacidad de los mismos.
  - ✓ Optimizar las presiones reduciendo las diferencias entre las presiones de succión y condensación.
  - ✓ Evaluar **instalar variador de frecuencia** así el compresor opera según capacidad demandada.

## E.5. OPORTUNIDADES DE MEJORA

### E.5.1. Buenas prácticas de uso

- ✓ En cuanto al compresor:
  - ✓ Control **multi-etapas**, es decir instalar compresores en cascada.
  - ✓ Utilizar preferiblemente compresores de tornillo.
  - ✓ Aplicar mantenimiento preventivo, sobre todo en cuanto al aseguramiento de la **limpieza** de los filtros de succión.
  - ✓ Optimizar el funcionamiento del enfriador de aceite.
  - ✓ **Minimizar *carry over* (arrastre) de aceite** utilizando aceites semi sintéticos o sintéticos ahorrando litros de aceite consumido y evitando el aceitado del sistema (aislamiento por aceite).

## E.5. OPORTUNIDADES DE MEJORA

### E.5.1. Buenas prácticas de uso

- ✓ En relación con el condensador:
  - ✓ Es recomendable el uso de Condensadores Evaporativos de aire inducido frente a los presurizados.
  - ✓ Cuando el agua lo permite (disponibilidad y calidad) **utilizar casco y tubos y torres.**
  - ✓ Tener un correcto dimensionamiento de intercambiadores de calor, recordando que, a igual tamaño, el condensador debe liberar más calor que el evaporador en la misma unidad de tiempo.
  - ✓ Manejo de la capacidad del condensador de acuerdo con lo requerido por el sistema, **minimizando la temperatura de condensación.**

## E.5. OPORTUNIDADES DE MEJORA

### E.5.1. Buenas prácticas de uso

- ✓ En relación con el condensador:
  - ✓ Control de etapas por marcha de ventiladores: la capacidad del condensador se puede **manejar controlando la velocidad** de sus ventiladores.
  - ✓ En sistemas a NH<sub>3</sub> tratar de operar con estados que no superen los **10 bar ya que por cada bar de sobrepresión se gasta un adicional de 10 % en potencia.**
  - ✓ Disminuir **la presión de condensación elevada** a causa de excesiva humedad y temperatura ambiente alta, asegurando buen riego del agua de recirculación y rociado.
  - ✓ Tratar incrustación en la superficie de los tubos intercambiadores.
  - ✓ Crear y aplicar planes de mantenimiento y operativos.

## E.5. OPORTUNIDADES DE MEJORA

### E.5.1. Buenas prácticas de uso

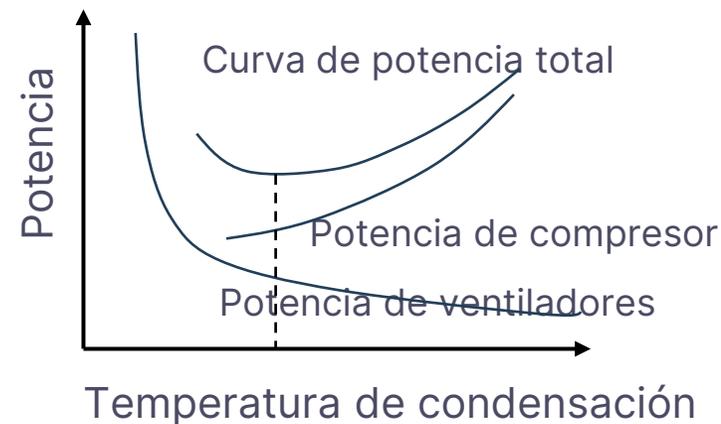
- ✓ En relación con el condensador:
  - ✓ Asegurar **adecuado flujo de aire** en los ventiladores de la torre. Evitar corto circuitos de aire producidos por ventiladores parados.
  - ✓ Los **gases no condensables** actúan como aislante e inciden en las presiones parciales, disminuyendo su capacidad de condensación, por lo que **aumenta la potencia** consumida por los compresores. Se corrige mediante purgadores automáticos de gases convenientemente instalados.
  - ✓ En el tipo casco y tubos asegurar buen flujo de agua de circulación. Controlar el salto de temperatura entrada y salida de agua. Verificar grado de incrustación interior de tubos y **mantenerlos limpios**.

## E.5. OPORTUNIDADES DE MEJORA

### E.5.1. Buenas prácticas de uso

Una temperatura de condensación muy baja, resulta en un mayor consumo de potencia de los ventiladores condensadores. Por otro lado, una temperatura muy alta resulta en mayor consumo de potencia de los compresores.

El punto óptimo es aquel representado en la curva, donde el consumo total es mínimo.



## E.5. OPORTUNIDADES DE MEJORA

### E.5.1. Buenas prácticas de uso

- ✓ En referencia al evaporador:
  - ✓ Utilizar un sistema de **descongelamiento automático** según capacidad real y minimizar la formación de hielo (fenómeno conocido como *bloqueo*).
  - ✓ Se sugiere **dimensionar los evaporadores** en cámaras para temperaturas sobre cero con variación de temperaturas del orden de los 4°C con lo que se evita su congelamiento.
  - ✓ Aplicar plan de mantenimiento y operativo **drenando el aceite** con frecuencia.
  - ✓ Controlar la velocidad de los ventiladores mediante VSD.
  - ✓ Si es posible, aumentar 1°C su temperatura puede ahorrar entre 1 y 4 %. Esto, a su vez, genera menor flujo de refrigerante, con lo que bajan las pérdidas de carga.

## E.5. OPORTUNIDADES DE MEJORA

### E.5.1. Buenas prácticas de uso

- ✓ Sobre el refrigerante:
  - ✓ Selección del **refrigerante adecuado y eficiente** (R134a), o la sustitución de los Freones por R717 (NH<sub>3</sub>) en refrigeración **puede reducir el requerimiento de potencia** hasta un 40 % en algunas ocasiones.
  - ✓ Adecuar la reposición del refrigerante al eliminar fugas, sobre todo si se trata de sustancias tóxicas.
  - ✓ Tomar **muestras del refrigerante** antes de la descarga del mismo al sistema (calidad) para determinar control de humedad, impurezas y aceites.

## E.5. OPORTUNIDADES DE MEJORA

### E.5.1. Buenas prácticas de uso

- ✓ Consideraciones sobre los aislamientos:
  - ✓ Tener un adecuado diseño de tuberías con el fin de **reducir las pérdidas de carga**. Evitar sifonados obstructivos (esto es, evitar aumentar pérdidas de carga de manera innecesaria).
  - ✓ Tener un adecuado aislamiento térmico en todas las tuberías. Asegurar **barreras de vapor** y el recubrimiento exterior mediante chapas engrafadas que las protegen.

## E.5. OPORTUNIDADES DE MEJORA

### E.5.1. Buenas prácticas de uso

- ✓ Influencias de los espacios refrigerados en el consumo:
  - ✓ Asegurar especialmente en los espacios bajo cero la existencia de **antecámaras amplias climatizadas** con evaporadores deshumectadores para minimizar las infiltraciones de aire caliente y húmedo.
  - ✓ Pintar el techo exterior del depósito con **pinturas reflectantes**.
  - ✓ Asegurar la presencia de **cortinas plásticas o de aire** (tipo *Wymter*) para minimizar infiltraciones de aire caliente y húmedo en cámaras sobre cero y de congelar.
  - ✓ Controlar el **cierre de las puertas** de cámaras y su burletería (calefaccionados en cámaras de congelamiento). En lo posible, sensorizar mediante señales sonoras.

## E.5. OPORTUNIDADES DE MEJORA

### E.5.1. Buenas prácticas de uso

- ✓ Influencias de los espacios refrigerados en el consumo:
  - ✓ Evitar diseños de cámaras con **puertas opuestas**.
  - ✓ Iluminación con LED para **minimizar carga térmica** por iluminación (y automatizar).
  - ✓ Insistir **a los operadores para que respeten el cierre y apertura de puertas y troneras**.
  - ✓ En caso de usarse auto-elevadores se recomiendan automatismos de puertas, **entrenamiento del personal** y obviamente que sean equipos eléctricos.
  - ✓ **Controlar el estado de los aislamientos**, continuidad de las barreras de vapor y asegurar el funcionamiento de los traceados de calentamiento eléctrico de los desagües al exterior de las bandejas de los evaporadores.

## E.5. OPORTUNIDADES DE MEJORA

### E.5.1. Buenas prácticas de uso

- ✓ Para tener en cuenta además:
  - ✓ Tener un **control automático** de operación inteligente del sistema. Valerse de instrumental de medición y técnica de la industria 4.0 permite generar bases de datos para tomar mejores decisiones (*extensible a todos los sistemas*).
  - ✓ Respetar los **planes de mantenimiento preventivo** (TPM en lo posible).
  - ✓ Emplear purgas automáticas en los sistemas que utilicen R717 como refrigerante, debido a que las infiltraciones de aire especialmente en los sistemas de baja presión reducen y afectan sus propiedades.
  - ✓ Purgar el líquido muerto (agua o aceite) de las instalaciones en los casos de NH<sub>3</sub>.

## E.5. OPORTUNIDADES DE MEJORA

### E.5.2. Comparativa modo binario vs VSD

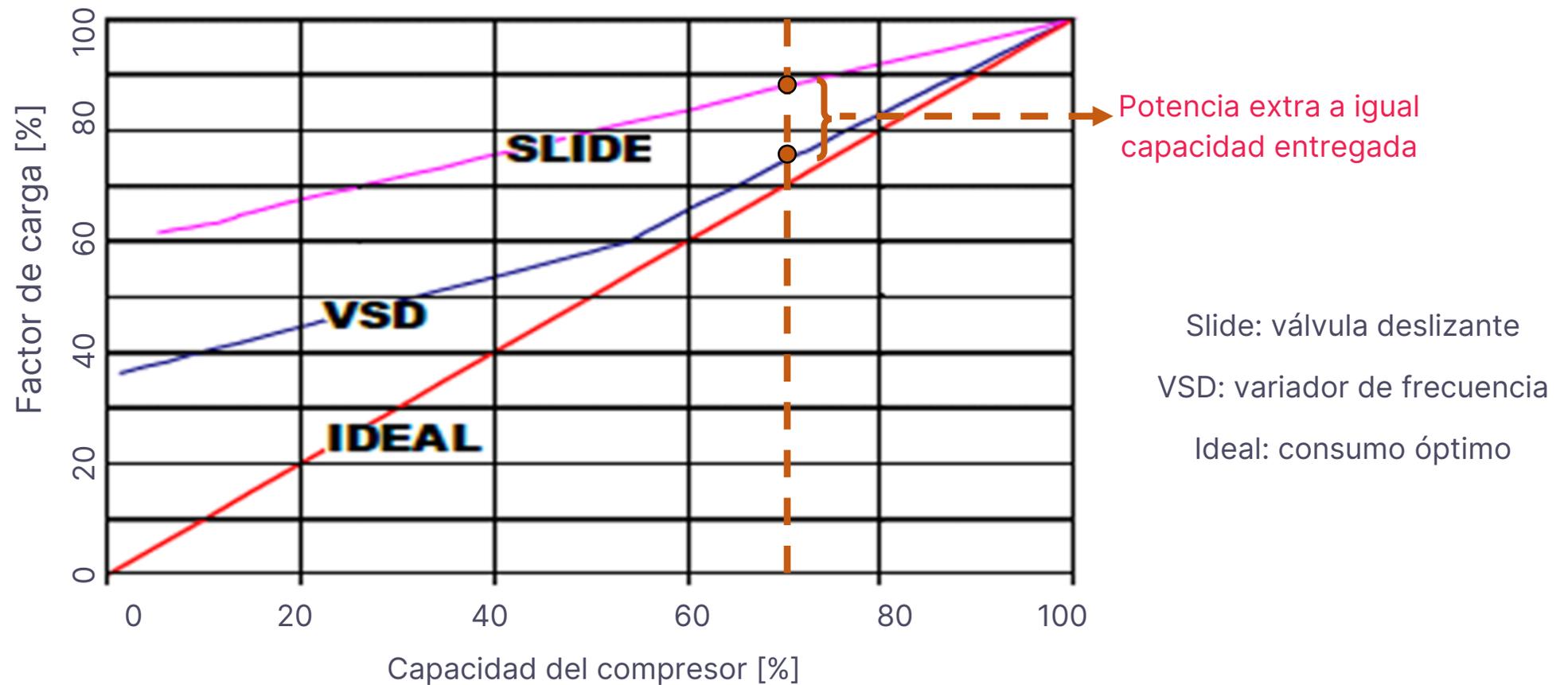
Los compresores marchan según el diseño del motor al que esté acoplado en función de la frecuencia (50 Hz en la red pública) y el número de pares de polos que tiene. Así, con un par el giro es de 2950 rpm y con dos pares se reduce a 1450 rpm (velocidad asincrónica).

Mediante un VSD, este entrega la frecuencia necesaria según la presión de succión del sistema: si esta sube, la frecuencia y velocidad de giro aumentarán incrementando la capacidad del compresor hasta que **logre alcanzar la presión correspondiente a la temperatura de evaporación que se requiere.**

Se muestra la comparativa entre no usar y sí usar un variador:

## E.5. OPORTUNIDADES DE MEJORA

### E.5.2. Comparativa modo binario vs VSD



## E.5. OPORTUNIDADES DE MEJORA

### E.5.2. Comparativa modo binario vs VSD

A modo de ejemplo numérico, considerando el funcionamiento de un compresor 300 días/año durante 24 h (7200 h/año) cuya potencia a plena carga es de 300 kW, la diferencia entre tener y no tener un VSD para una carga, digamos, de 70 %, es de 15 %, esto es, 45 kW.

Durante el funcionamiento, por tanto:

- Potencia al 70 % de carga con válvula deslizante: 90 % de la plena carga: 270 kW
- Potencia al 70 % de carga con VSD: 75 % de la plena carga: 225 kW
- Diferencia de potencia:  $270 - 225 = 45$  kW
- Energía equivalente por diferencia:  $45 \text{ kW} * 7200 \text{ h/año} = 324 \text{ MWh/año}$

## E.5. OPORTUNIDADES DE MEJORA

### E.5.2. Comparativa modo binario vs VSD

Entre los beneficios de usar un VSD se tienen:

- ✓ Ahorro de energía al realizar control de capacidad por velocidad y lograr mantener eficiencia compresor en distintas condiciones de operación.
- ✓ Menor exigencia electromecánica del motor y componentes mecánicos del compresor debido a arranques y paradas el equipo.
- ✓ Regulación y control más preciso con una importante estabilidad de la presión de evaporación.
- ✓ Baja corriente de arranque (ventaja para los contratos de potencia).

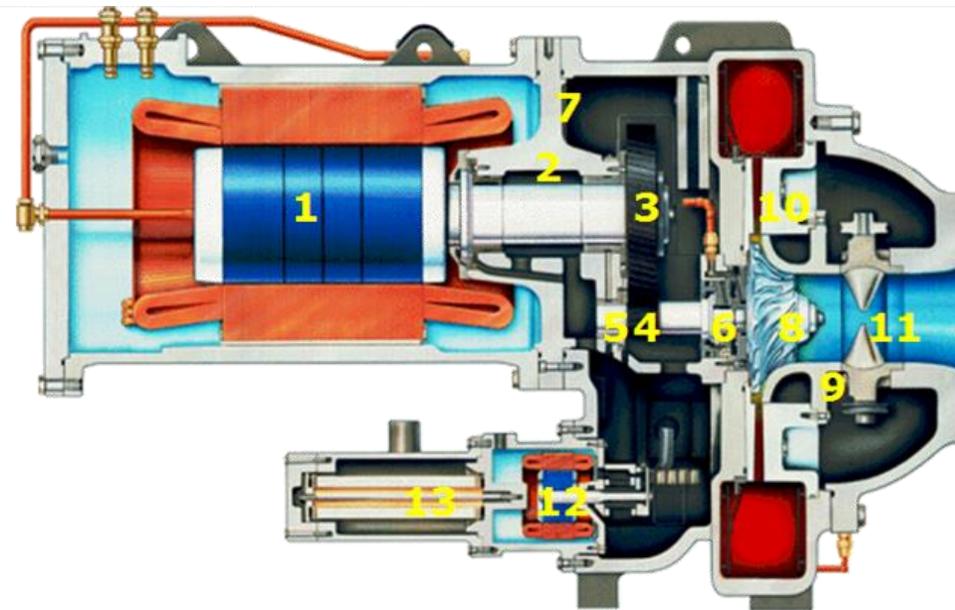
# E.6. ANEXO

## E.6. ANEXO

### E.6.1. Características y detalles constructivos de equipos chillers: definición

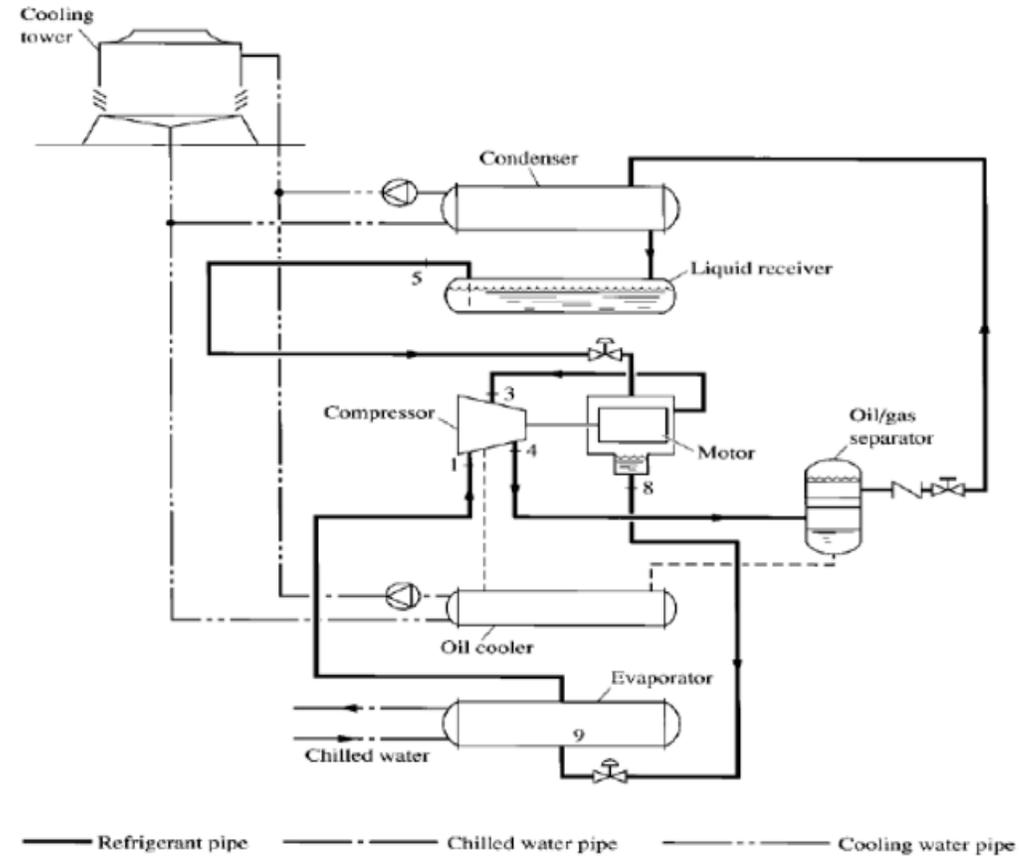
Formalmente, los chillers son equipos formados por un compresor completo, las bombas de fluido intermediario y las tuberías que interconectan con las UTA y torres de enfriamiento.

- 1 Motor enfriado por refrigerante
- 2 Cojinetes principales
- 3 Engranaje de baja
- 4 Engranaje de alta
- 5 Cojinete alta velocidad
- 6 Cojinete de empuje
- 7 Caja de Transmisión
- 8 Rotor
- 9 Embocadura
- 10 Caja espiral(difusor)
- 11 Paletas de entrada
- 12 Bomba de aceite
- 13 Filtro de aceite



## E.6. ANEXO

### E.6.1. Características y detalles constructivos de equipos chillers: circuito



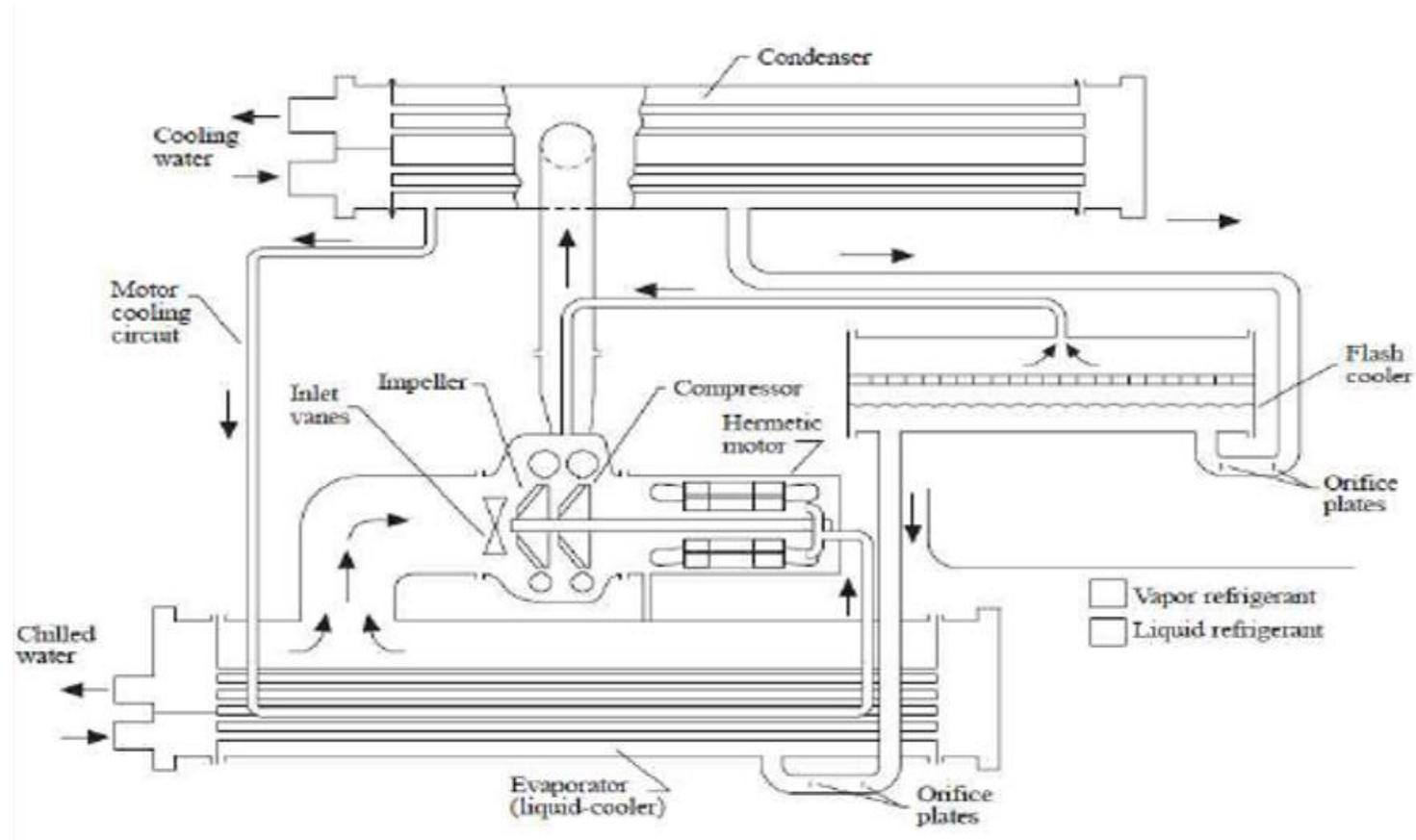
## E.6. ANEXO

### E.6.1. Características y detalles constructivos de equipos chillers: ejemplo en sala de máquinas



## E.6. ANEXO

### E.6.1. Características y detalles constructivos de equipos chillers: modelo de doble etapa



## E.6. ANEXO

### E.6.1. Características y detalles constructivos de equipos chillers: manifold



## E.6. ANEXO

### E.6.1. Características y detalles constructivos de equipos chillers: bombas de recirculación



## E.6. ANEXO

### E.6.1. Características y detalles constructivos de equipos chillers: torres de enfriamiento



# Gracias por su atención.

[eficiencia@santafe.gov.ar](mailto:eficiencia@santafe.gov.ar)

Secretaría de Energía

*Subsecretaría de Energías Renovables y Eficiencia Energética*



Ministerio de  
Desarrollo Productivo



Ministerio de  
Desarrollo Productivo