

### **T.2.1.1.- Ciclos de Refrigeración por Compresión**

Las transparencias son el material de apoyo del profesor para impartir la clase. No son apuntes de la asignatura. Al alumno le pueden servir como guía para recopilar información (libros, ...) y elaborar sus propios apuntes

**Departamento:** Ingeniería Eléctrica y Energética  
**Area:** Máquinas y Motores Térmicos

CARLOS J RENEDO [renedoc@unican.es](mailto:renedoc@unican.es)

Despachos: ETSN 236 / ETSIIT S-3 28

<http://personales.unican.es/renedoc/index.htm>

Tlfn: ETSN 942 20 13 44 / ETSIIT 942 20 13 82

- 1.- Introducción
- 2.- Refrigeración por Compresión
- 3.- Bibliografía

#### **1.- Introducción (I)**

Para transportar calor desde un foco a baja temperatura a otro a alta temperatura es necesario aportar energía

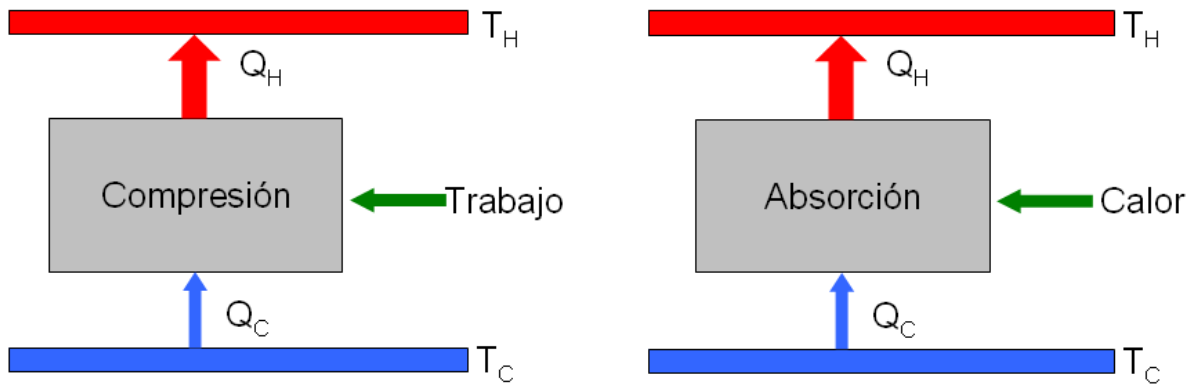
Interviene un fluido, refrigerante, que sufre una serie de transformaciones termodinámicas. Cada refrigerante tiene un comportamiento definido y diferente

Los ciclos evitan la reposición continua del refrigerante

Los métodos empleados para la producción de frío con aplicaciones industriales se basan en dos sistemas:

- el ciclo de compresión del vapor
- el ciclo de absorción

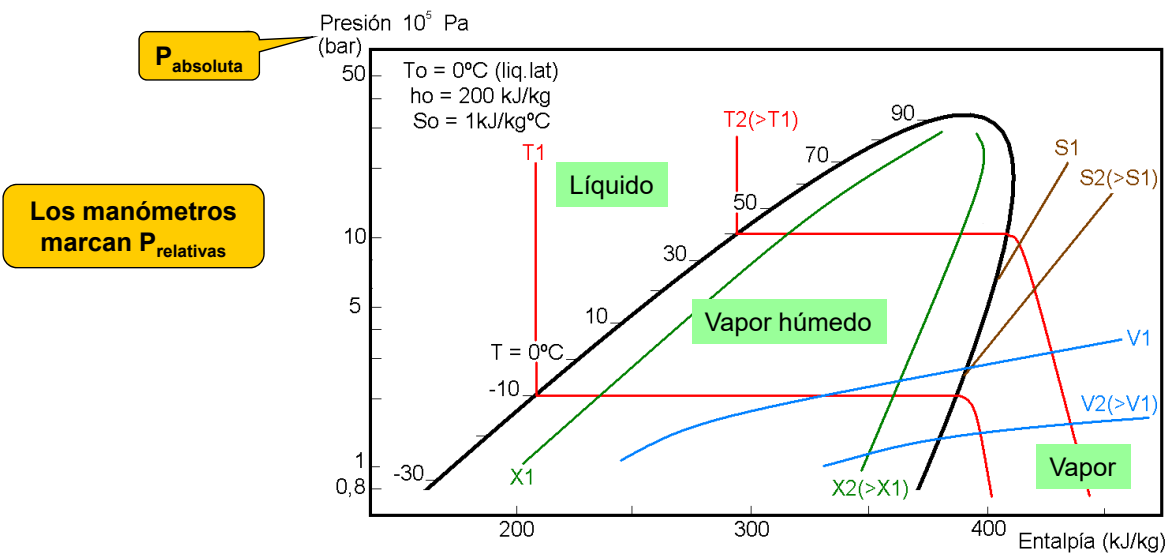
1.- Introducción (II)



No se hace frío,  
se retira calor

2.- Refrigeración por Compresión (I)

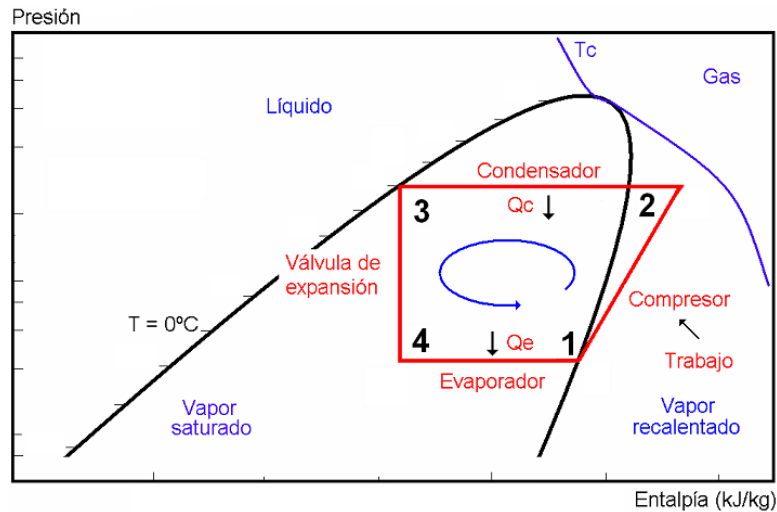
Diagrama característico de un refrigerante



2.- Refrigeración por Compresión (II)

Basado en los cambios de estado (líquido-vapor y vapor-líquido) de una sustancia (fluido refrigerante)

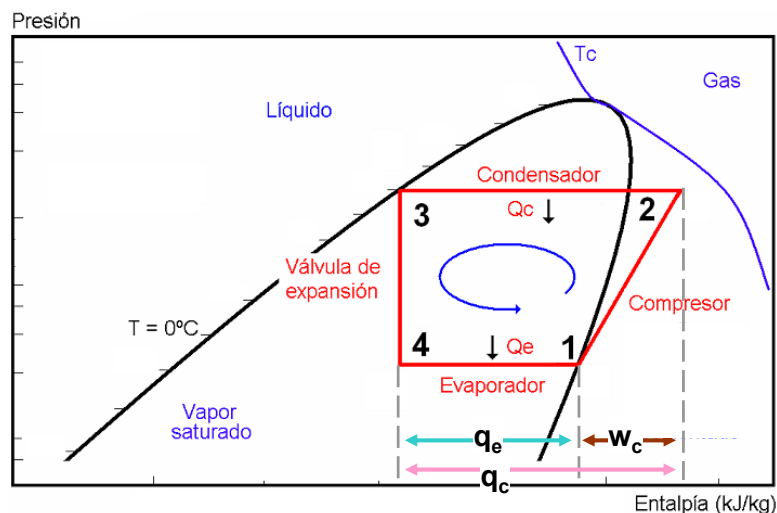
- Compresión
- Condensación
- Expansión
- Evaporación



2.- Refrigeración por Compresión (II)

Basado en los cambios de estado (líquido-vapor y vapor-líquido) de una sustancia (fluido refrigerante)

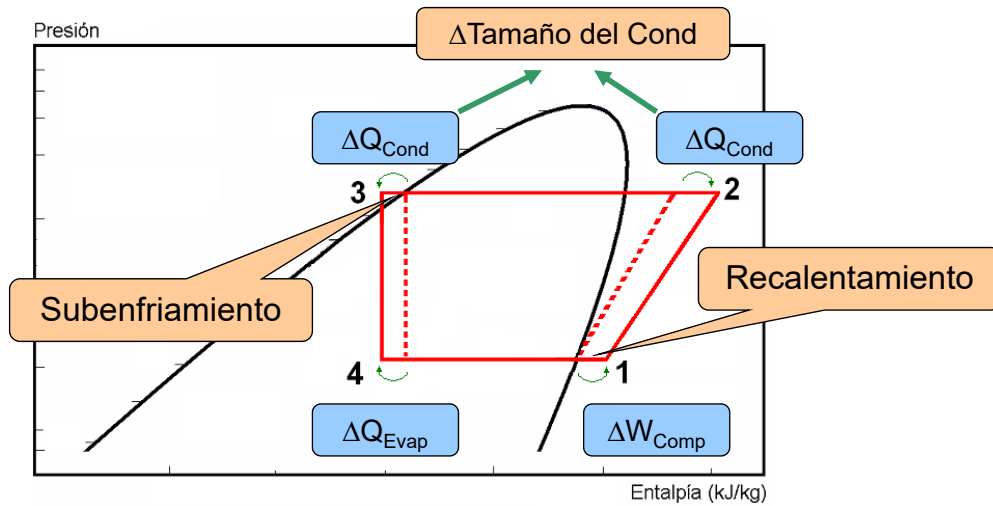
- Compresión
- Condensación
- Expansión
- Evaporación



2.- Refrigeración por Compresión (III)

**Subenfriamiento:** salida del condensador, asegura líquido en la Val. Exp.

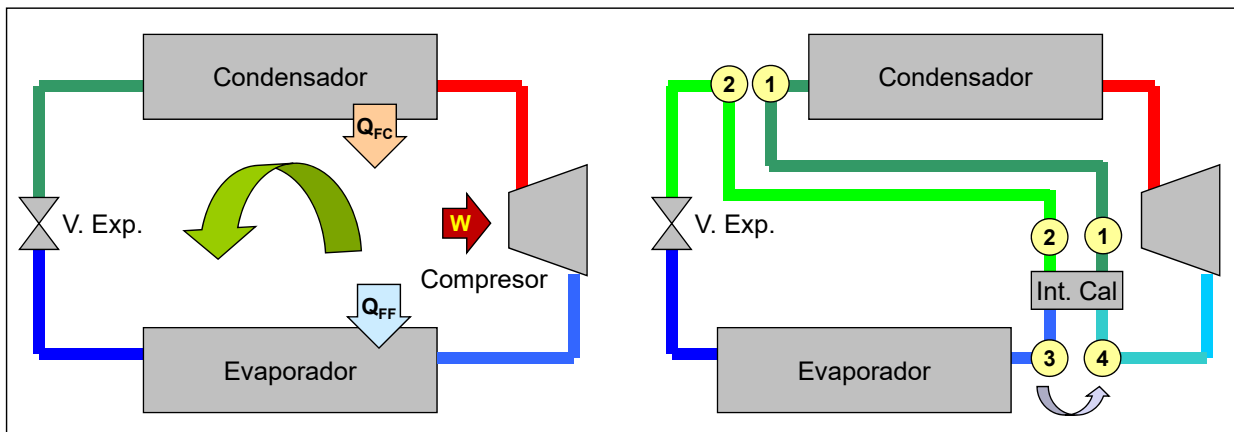
**Recalentamiento:** salida del evaporador, asegura vapor en el Comp.



7

2.- Refrigeración por Compresión (IV)

Un intercambiador de calor auxiliar puede realizar simultáneamente el subenfriamiento y el recalentamiento

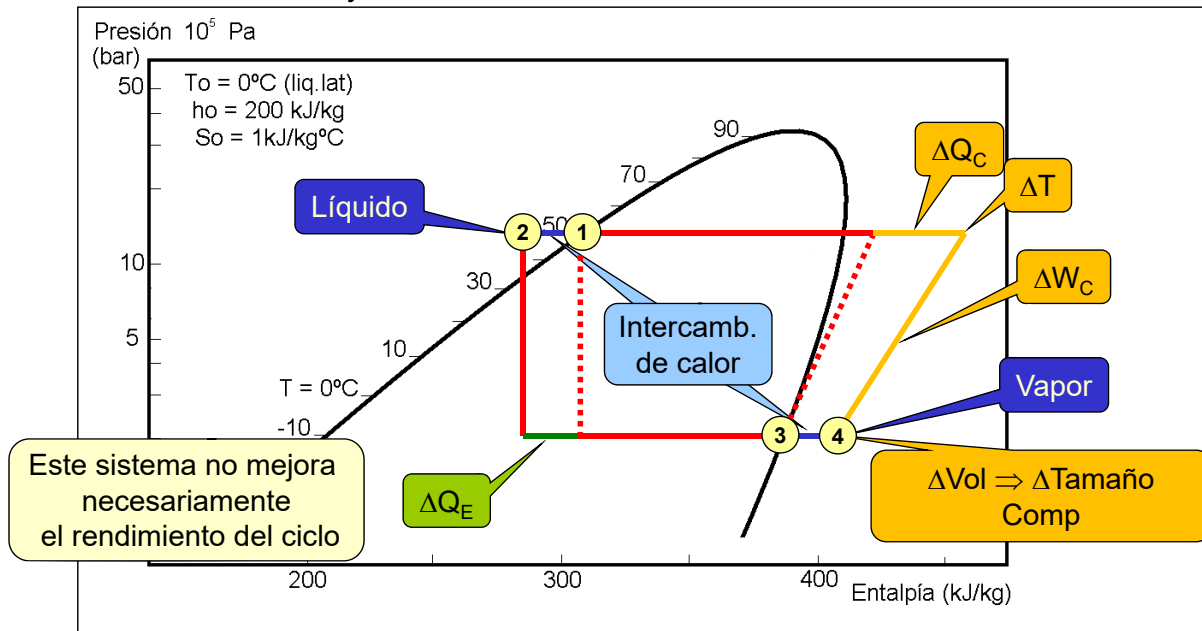


$$Q_{int} = m \cdot (h_4 - h_3) = m \cdot (h_1 - h_2)$$

8

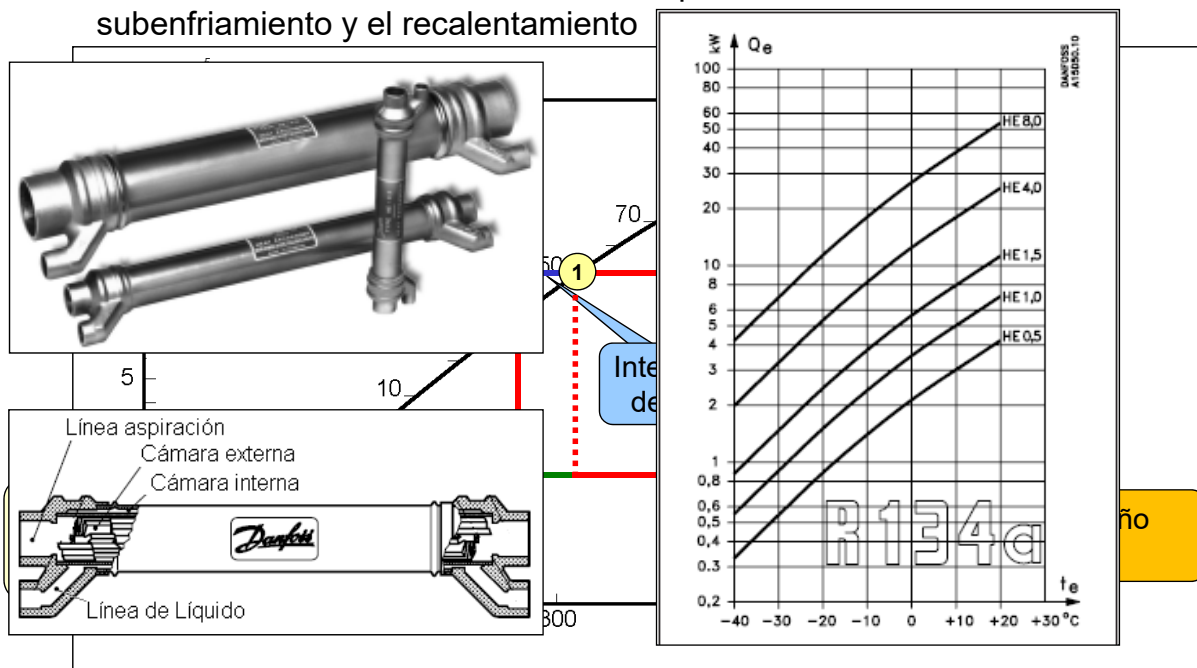
2.- Refrigeración por Compresión (V)

Un intercambiador de calor auxiliar puede realizar simultáneamente el subenfriamiento y el recalentamiento



2.- Refrigeración por Compresión (V)

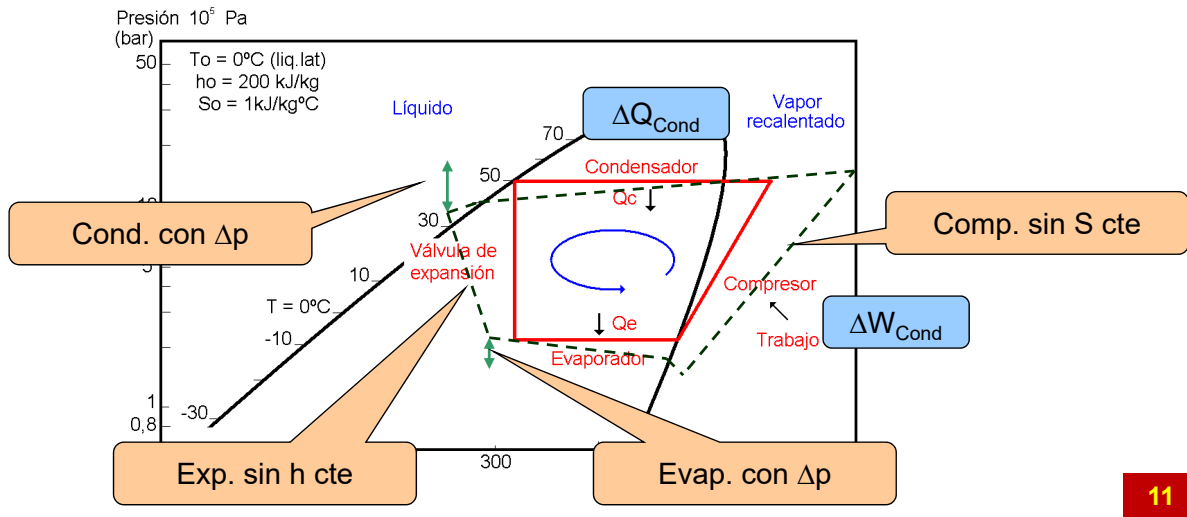
Un intercambiador de calor auxiliar puede realizar simultáneamente el subenfriamiento y el recalentamiento



2.- Refrigeración por Compresión (VI)

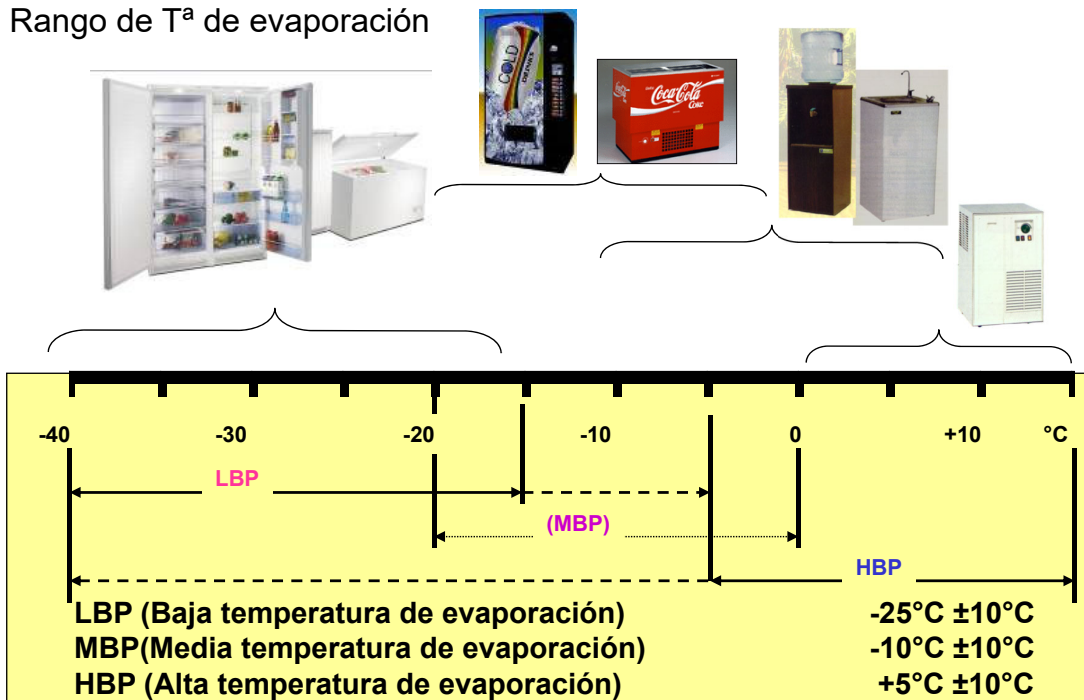
Ciclo real:

- Con pérdidas de presión en condensador y evaporador
- La compresión no es isoentrópica
- La expansión no es isoentálpica



2.- Refrigeración por Compresión (VII)

Rango de T<sup>a</sup> de evaporación



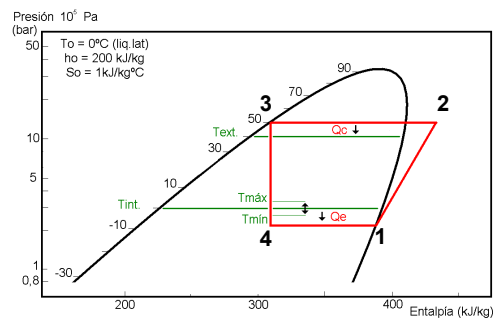
2.- Refrigeración por Compresión (VIII)



2.- Refrigeración por Compresión (IX)

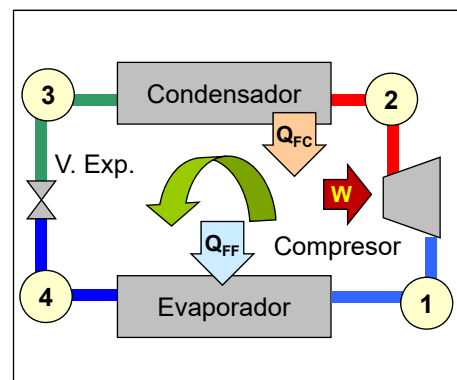
Los **límites de funcionamiento** de un equipo son:

- En el evaporador: la T de la cámara > T del refrig
- En el condensador: la T ambiente < T del refrig



El **rendimiento del ciclo de compresión** se calcula con las energías y los calores;

- El calor extraído de la cámara es:  $(h_1 - h_4)$  (kJ/kg)
  - El calor cedido al exterior es:  $(h_2 - h_3)$  (kJ/kg)
  - El trabajo útil del compresor es:  $(h_2 - h_1)$  (kJ/kg)
- estos valores se obtienen del diagrama, ó de las tablas

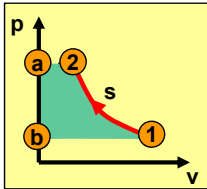




2.- Refrigeración por Compresión (X)

Análisis Termodinámico (I):

• Etapa de compresión (1-2)



$$W_{\text{admisión (b-1)}} = p_1 \cdot v_1$$

$$W_{\text{impulsión (2-a)}} = -p_2 \cdot v_2$$

$$W_{(a-b)} = \left| v = \text{cte} \right| = 0$$

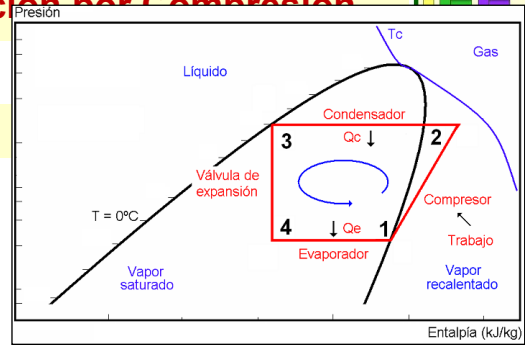
$$W_{\text{comp (1-2)}} = \left| \begin{array}{l} \text{si } (S = \text{cte}) \Rightarrow q = 0 \\ \text{[P.P.T.} \Rightarrow q = u + w] \end{array} \right| = -\Delta u = u_1 - u_2$$

$$W_{\text{Ciclo Comp}} = (p_1 \cdot v_1) + (u_1 - u_2) - (p_2 \cdot v_2) = h_1 - h_2$$

• Etapa de condensación (2-3)

$$\text{[P.P.T.]} \quad q = \int_2^3 du + \int_2^3 dw = \int_2^3 du + \int_2^3 p \cdot dv = \left| p_2 = p_3 \right| = u_3 - u_2 + p \cdot (v_3 - v_2) = h_3 - h_2$$

Valores por kg de masa



2.- Refrigeración por Compresión (XI)

Análisis Termodinámico (II):

• Etapa de expansión (3-4)

$$\text{[P.P.T.]} \quad q = u + w \quad \left| \begin{array}{l} \text{sin área no hay posibilidad de intercambio térmico} \\ q = 0 \end{array} \right| \Rightarrow \Delta u = -\Delta w$$

$$\int_3^4 du = -\int_3^4 dw \Rightarrow u_4 - u_3 = -p_4 \cdot v_4 + p_3 \cdot v_3 \Rightarrow u_4 + p_4 \cdot v_4 = u_3 + p_3 \cdot v_3 \quad h_3 = h_4$$

• Etapa de evaporación (4-1)

$$\text{[P.P.T.]} \quad q = \int_4^1 du + \int_4^1 dw = \int_4^1 du + \int_4^1 p \cdot dv = \left| p_4 = p_1 \right| = u_1 - u_4 + p \cdot (v_1 - v_4) = h_1 - h_4$$



2.- Refrigeración por Compresión (XII)

**COP (COefficient of Performance)**

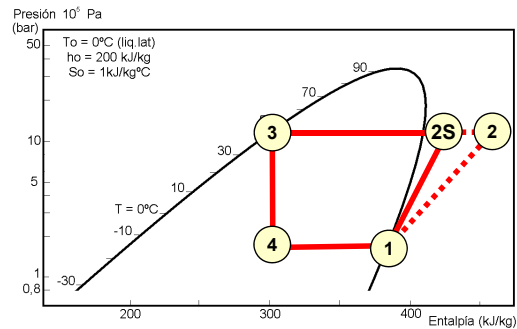
Teórico

$$\text{COP}_{\text{CARNOT}} = \frac{Q_E}{Q_C - Q_E} = \frac{T_E}{T_C - T_E} \quad [T \text{ en K}]$$

$$\text{COP}_{\text{Termodinámico}} = \frac{Q_E}{W_C} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2S} - h_1}$$

$$\text{COP}_{\text{Termodinámico Real}} = \frac{Q_E}{W_{\text{CReal}}} = \frac{h_1 - h_4}{(h_{2S} - h_1) / \eta_{\text{SC}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$\eta_{\text{SC}} = \frac{W_{\text{Teórico Compresor}}}{W_{\text{Real Compresor}}} = \frac{h_{2S} - h_1}{h_2 - h_1}$$

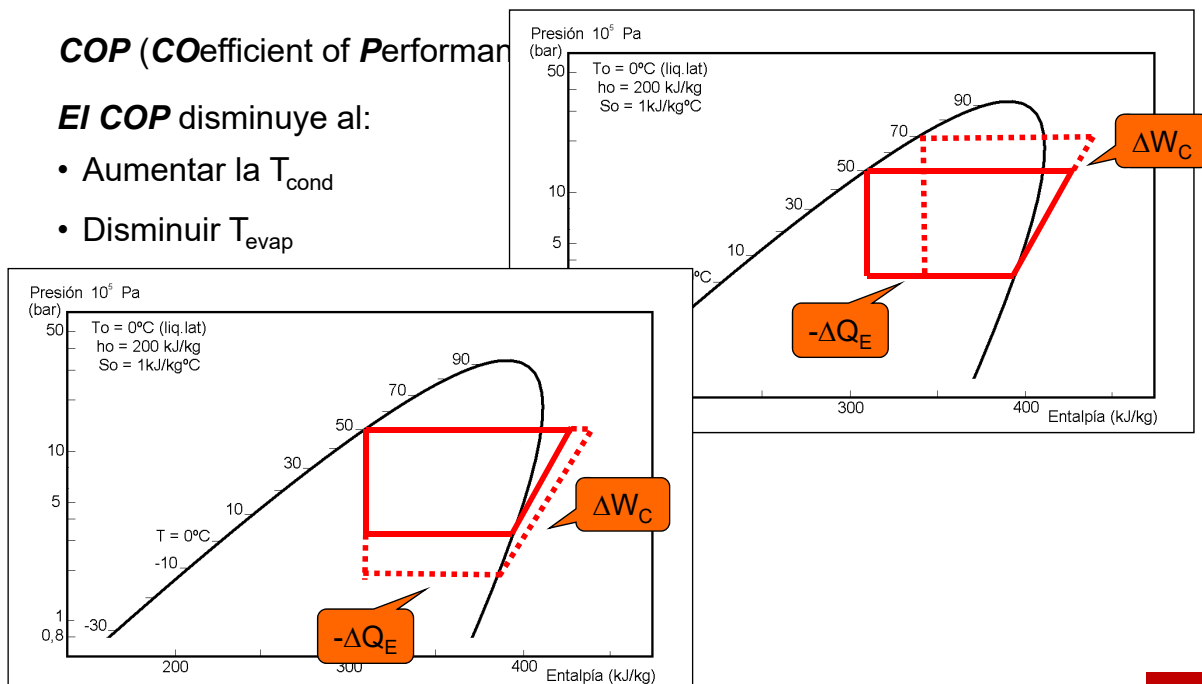


2.- Refrigeración por Compresión (XII)

**COP (COefficient of Performance)**

El COP disminuye al:

- Aumentar la  $T_{\text{cond}}$
- Disminuir  $T_{\text{evap}}$



**2.- Refrigeración por Compresión (XIII)**

**COP** (**CO**efficient of **P**erformance)

$$\text{COP}_{\text{TR}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

En función de las temperaturas del ciclo, puede ser superior a 3

**EER** (**E**nergy **E**fficiency **R**atio)

$$\text{EER} = \frac{\text{Capacidad Frigorífica (BTUh)}}{\text{Potencia Compresor (W)}}$$

En aire acondicionado puede ser superior a 13

$$\text{EER} = 3,413 \cdot \text{COP}$$

**SEER** (**S**easonal **E**nergy **E**fficiency **R**atio)

$$1.000 \text{ BTU} / 293 \text{ W,h}$$

El EER durante un periodo de tiempo

**IPLV** (**I**ntegrated **P**art **L**oad **V**alue)

Considera cargas parciales de la máquina

$$\text{IPLV} = 0,01 \cdot \text{COP}_{100\%} + 0,42 \cdot \text{COP}_{75\%} + 0,45 \cdot \text{COP}_{50\%} + 0,12 \cdot \text{COP}_{25\%}$$

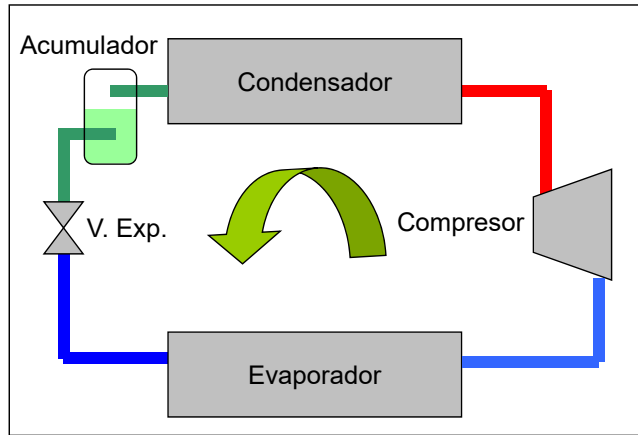
**2.- Refrigeración por Compresión (XIV)**

**Standar ARI 550/590 para considerar cargas parciales**

% Capacidad frigorífica	Tª del Agua del condensador (°C)	Tª del aire del condensador (°C)
100	29,4	35
75	23,9	26,7
50	18,3	18,3
25	18,3	12,8
0	18,3	12,8

2.- Refrigeración por Compresión (XV)

Sistema simple con acumulador/separador de alta presión

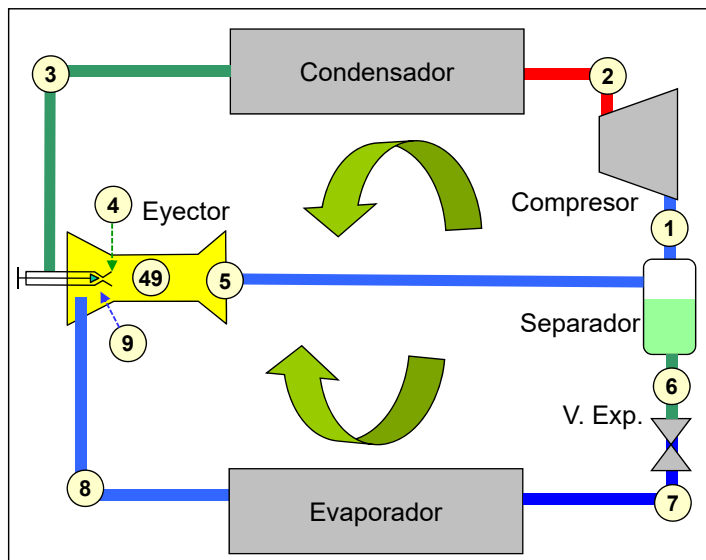


La válvula siempre se alimenta con líquido

El “sobrante” de fluido refrigerante se deposita en forma de líquido en el acumulador, por lo que la máquina puede funcionar sin que se eleve la presión de máxima

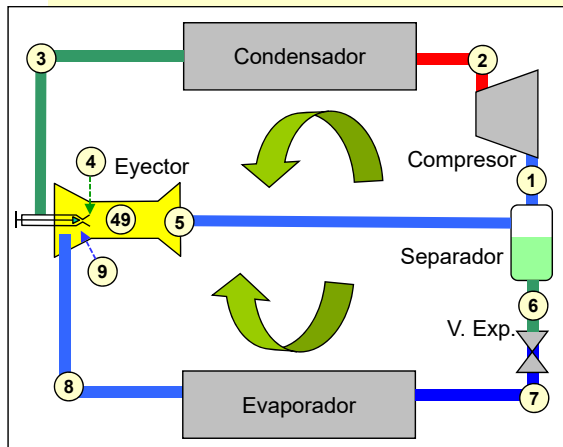
2.- Refrigeración por Compresión (XVI)

Sistema simple con eyector como dispositivo de expansión



El eyector acelera líquido a AP; traslada momento de ese flujo al de la salida del evaporador; por último, recupera presión en un difusor

Aumenta el salto entálpico en el evaporador y reduce el trabajo del compresor, por lo que mejora el COP

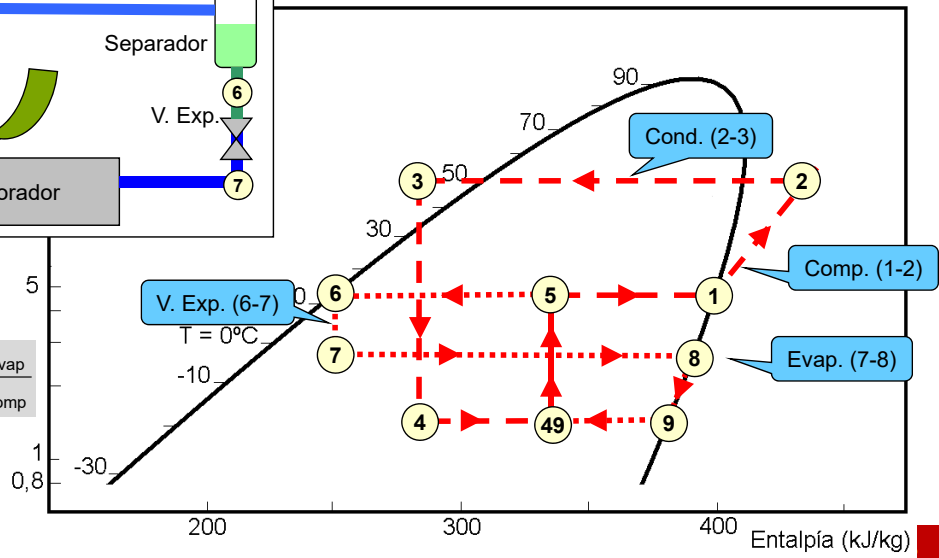


n (XVI)

dispositivo de expansión

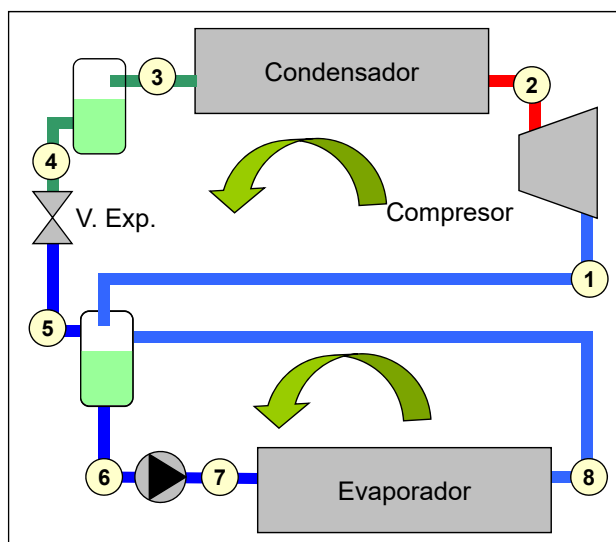
El eyector acelera líquido

$$COP = \frac{Q_{Evap}}{W_{Comp}} = \frac{(h_8 - h_7) \cdot m_{Evap}}{(h_2 - h_1) \cdot m_{Comp}}$$



2.- Refrigeración por Compresión (XVII)

Sistema sobrealimentado



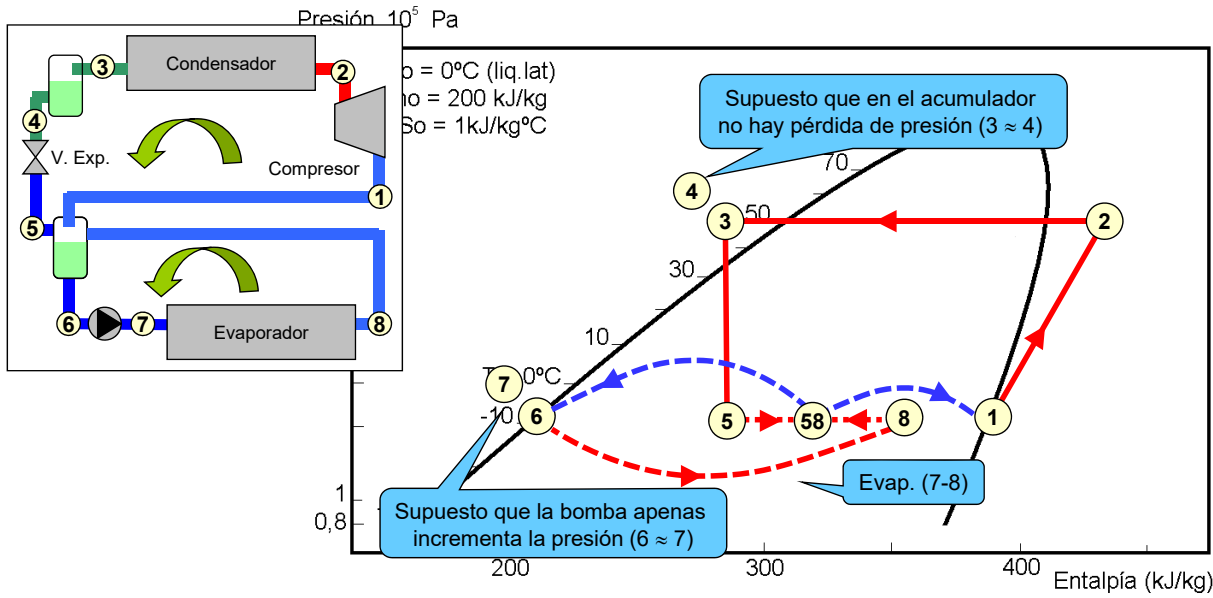
Necesita de un acumulador de alta y otro de baja

Permite diferente flujo de refrigerante por evaporador y compresor, que es el que determina las presiones

2.- Refrigeración por Compresión (XVII)

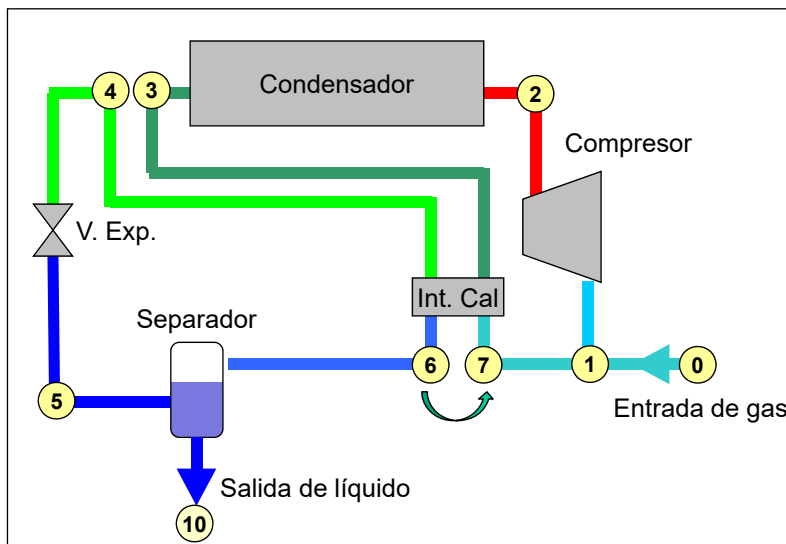
Sistema sobrealimentado

$$COP = \frac{Q_{Evap}}{W_{Comp} + W_{Bomba}} = \frac{(h_8 - h_7) \cdot m_{Evap}}{(h_2 - h_1) \cdot m_{Comp} + (h_7 - h_6) \cdot m_{Bomba}}$$



2.- Refrigeración por Compresión (XVIII)

Sistema para licuefacción de gases

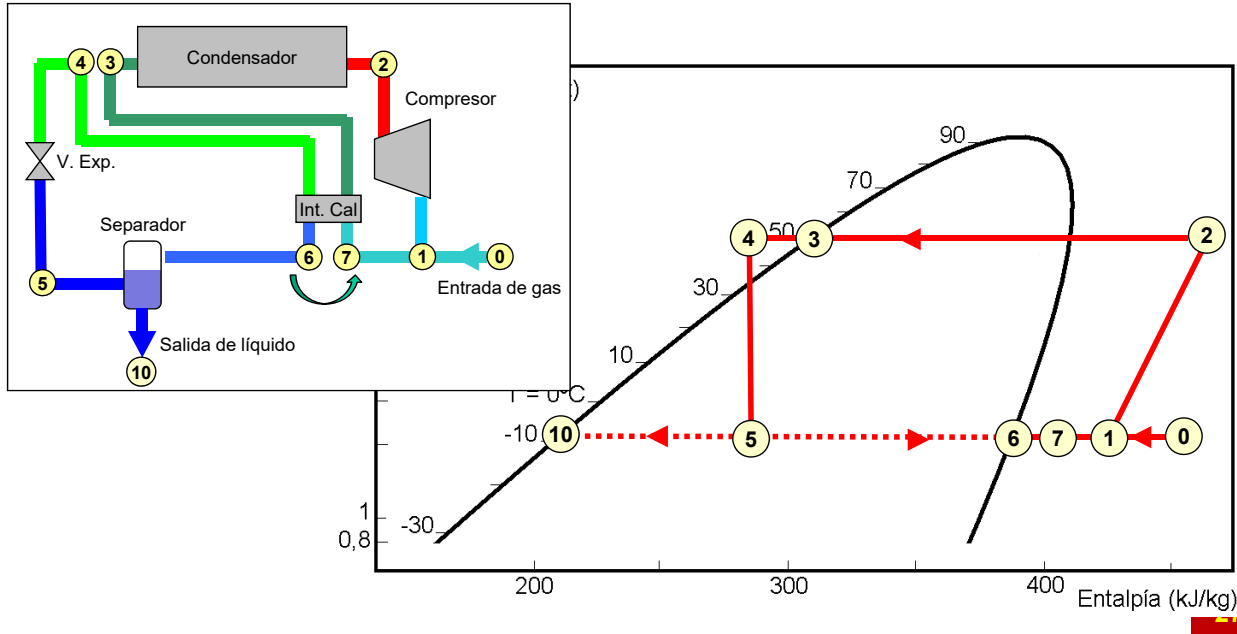


Para licuar gases de usos criogénicos tales como:

- He (-268°C)
- H (-280°C)
- N (-147°C)

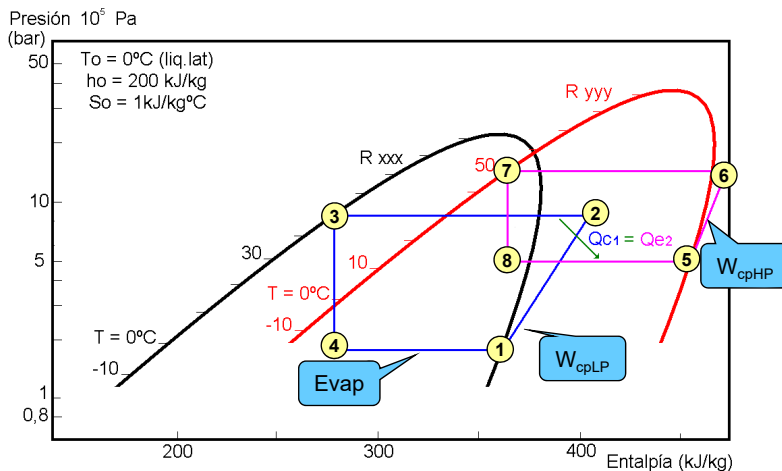
2.- Refrigeración por Compresión (XVIII)

Sistema para licuefacción de gases



2.- Refrigeración por Compresión (XIX)

Sistema en Cascada



Para reducir el trabajo de la compresión, se pueden usar dos refrigerantes, uno adaptado a bajas  $T^a$  y otro a altas

$$T_{\text{Cond Baja}} > T_{\text{Evap Alta}}$$

$$Q_{\text{Cond Baja}} = Q_{\text{Evap Alta}}$$

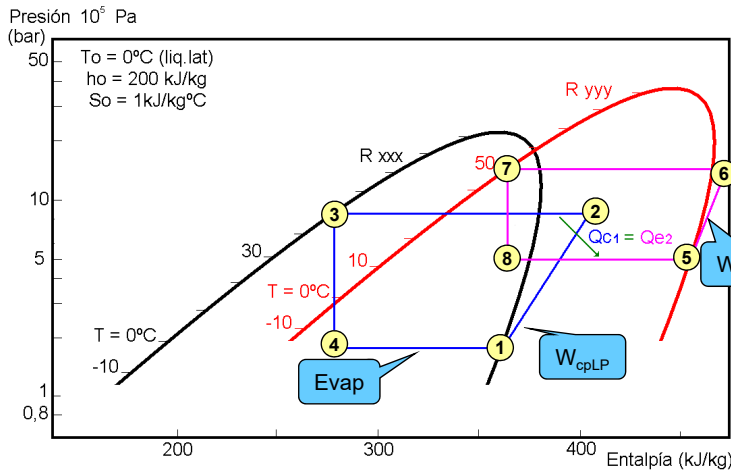
$$m_{\text{Baja}} \cdot \Delta h_{\text{Cond Baja}} = m_{\text{Alta}} \cdot \Delta h_{\text{Evap Alta}}$$

$$m_{\text{Baja}} \cdot (h_2 - h_3) = m_{\text{Alta}} \cdot (h_5 - h_8)$$

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{EvapBP}}}{W_{\text{CompBP}} + W_{\text{CompAP}}} = \frac{(h_1 - h_4) \cdot m_{\text{EvapBP}}}{(h_2 - h_1) \cdot m_{\text{CompBP}} + (h_6 - h_5) \cdot m_{\text{CompAP}}}$$

2.- Refrigeración por Compresión (XIX)

Sistema en Cascada

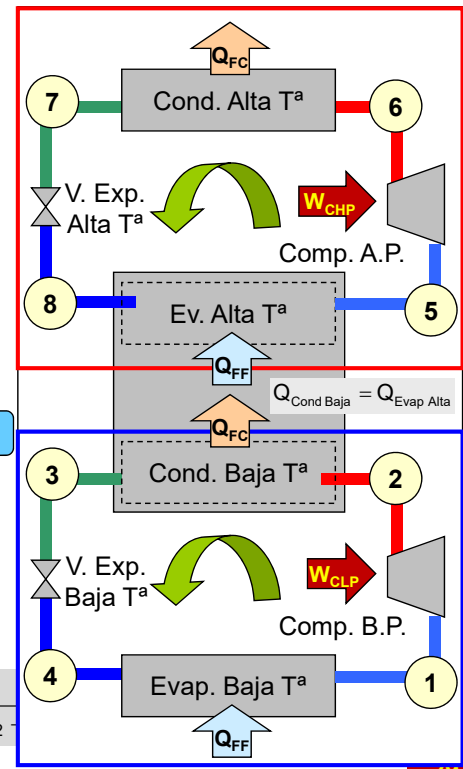


$$Q_{\text{Cond Baja}} = Q_{\text{Evap Alta}}$$

$$m_{\text{Baja}} \cdot \Delta h_{\text{Cond Baja}} = m_{\text{Alta}} \cdot \Delta h_{\text{Evap Alta}}$$

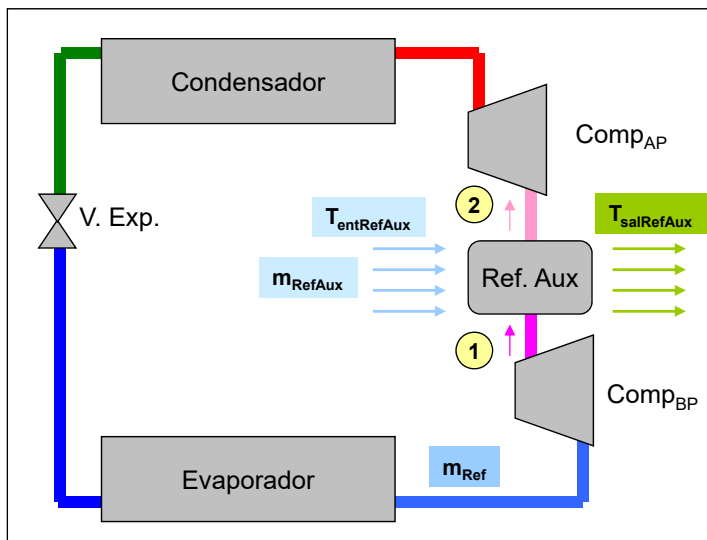
$$m_{\text{Baja}} \cdot (h_2 - h_3) = m_{\text{Alta}} \cdot (h_5 - h_8)$$

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{EvapBP}}}{W_{\text{CompBP}} + W_{\text{CompAP}}} = \frac{h_2}{h_2 - h_1 - h_8 + h_5}$$



2.- Refrigeración por Compresión (XX)

Dos etapas de compresión con refrigeración intermedia

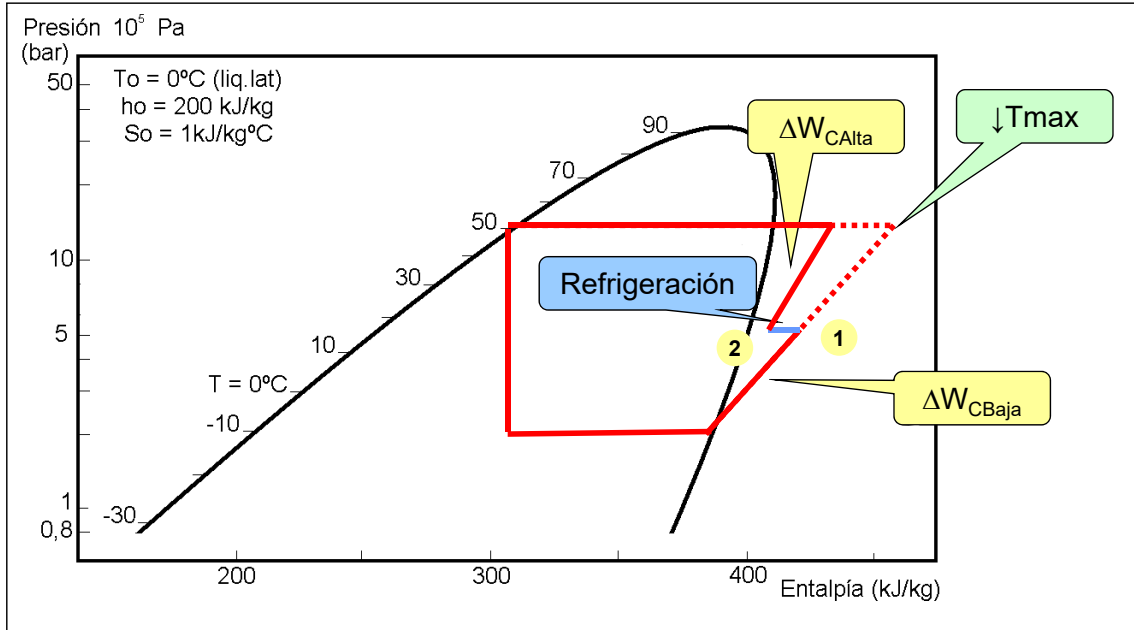


$$Q_{\text{RefAux}} = m_{\text{Ref}} \cdot (h_2 - h_1) = m_{\text{RefAux}} \cdot C_{p\text{RefAux}} \cdot (T_{\text{entRefAux}} - T_{\text{salRefAux}})$$



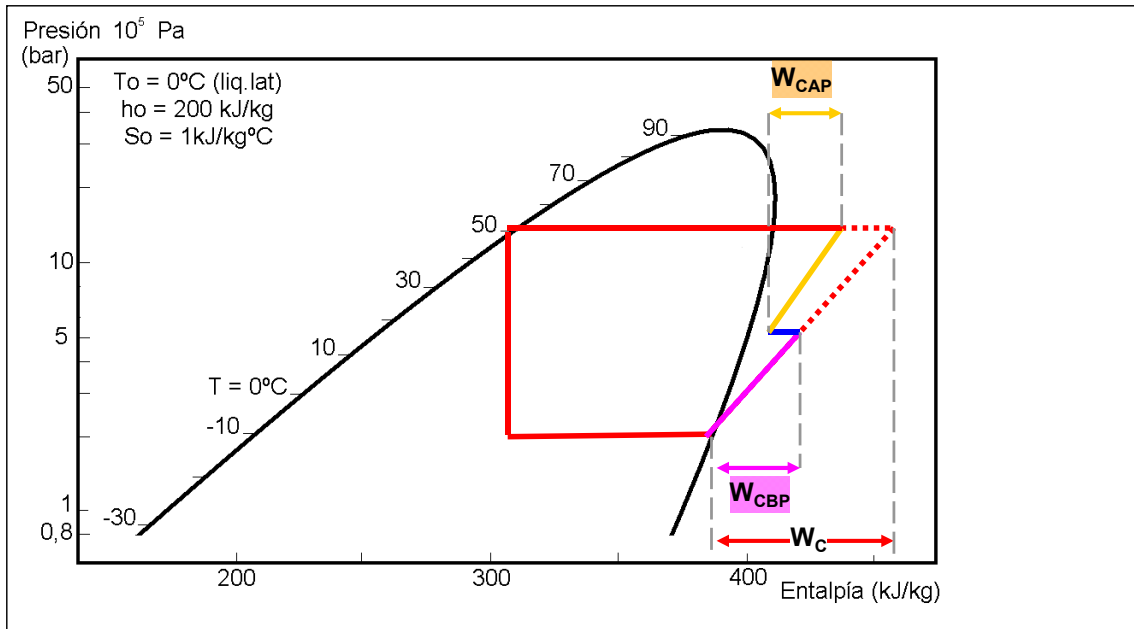
2.- Refrigeración por Compresión (XXI)

Dos etapas de compresión con refrigeración intermedia



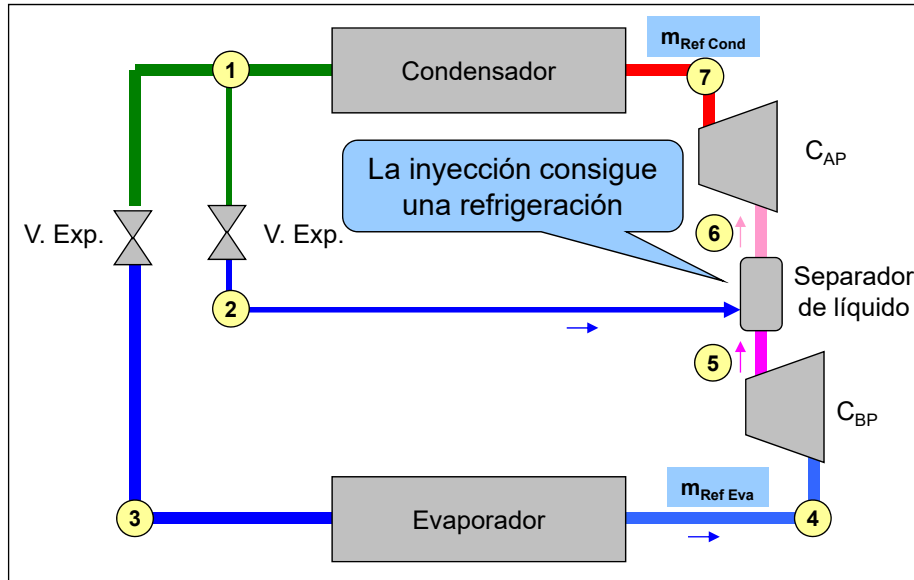
2.- Refrigeración por Compresión (XXI)

Dos etapas de compresión con refrigeración intermedia



2.- Refrigeración por Compresión (XXII)

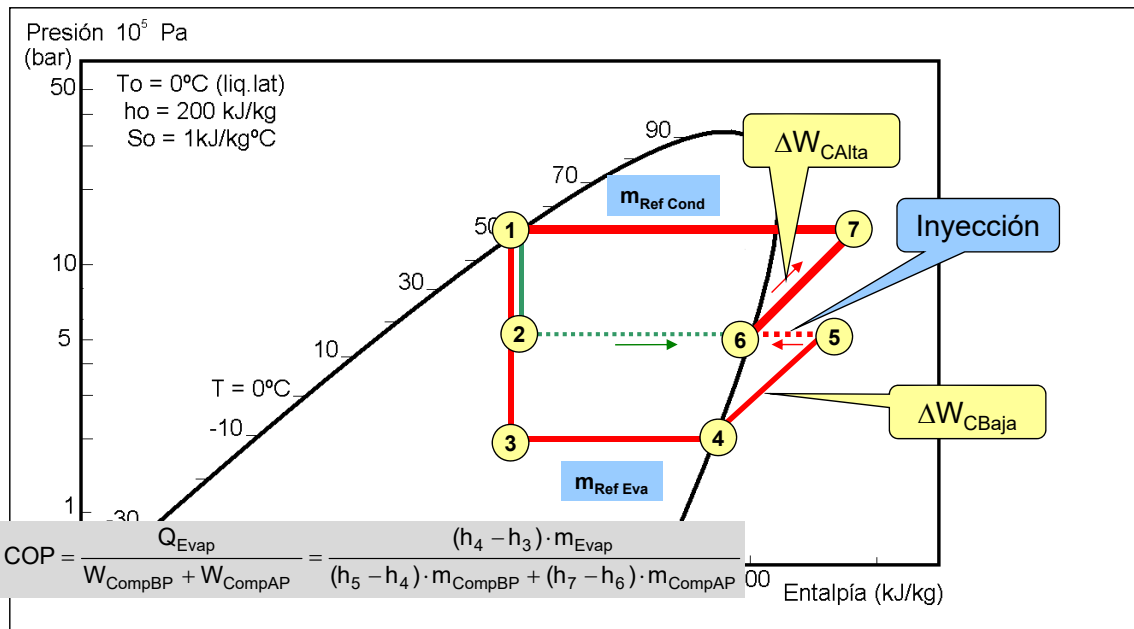
Dos etapas de compresión con inyección de refrigeración de líquido



$$Q_{Evap} = m_{Ref\ Eva} \cdot \Delta h_{Eva}$$

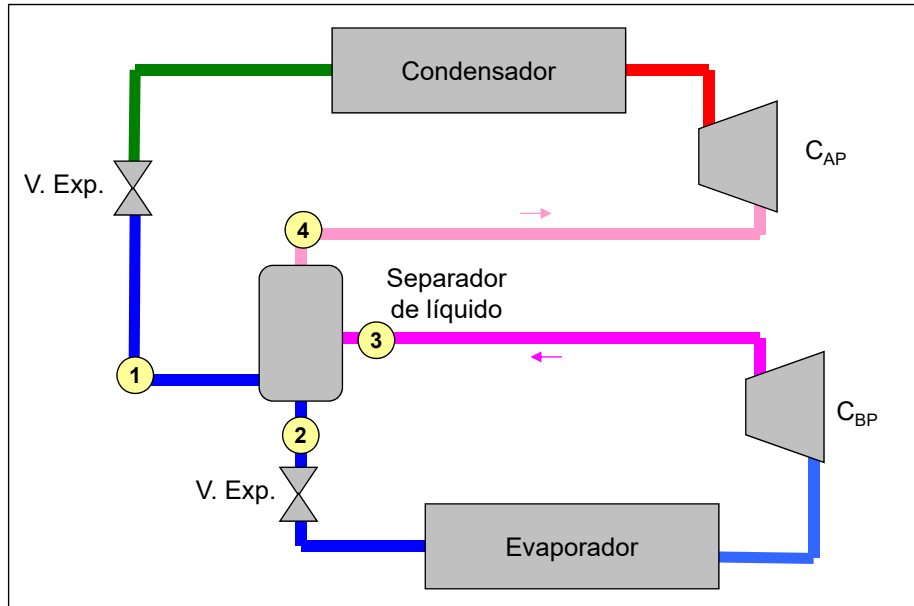
2.- Refrigeración por Compresión (XXII)

Dos etapas de compresión con inyección de refrigeración de líquido



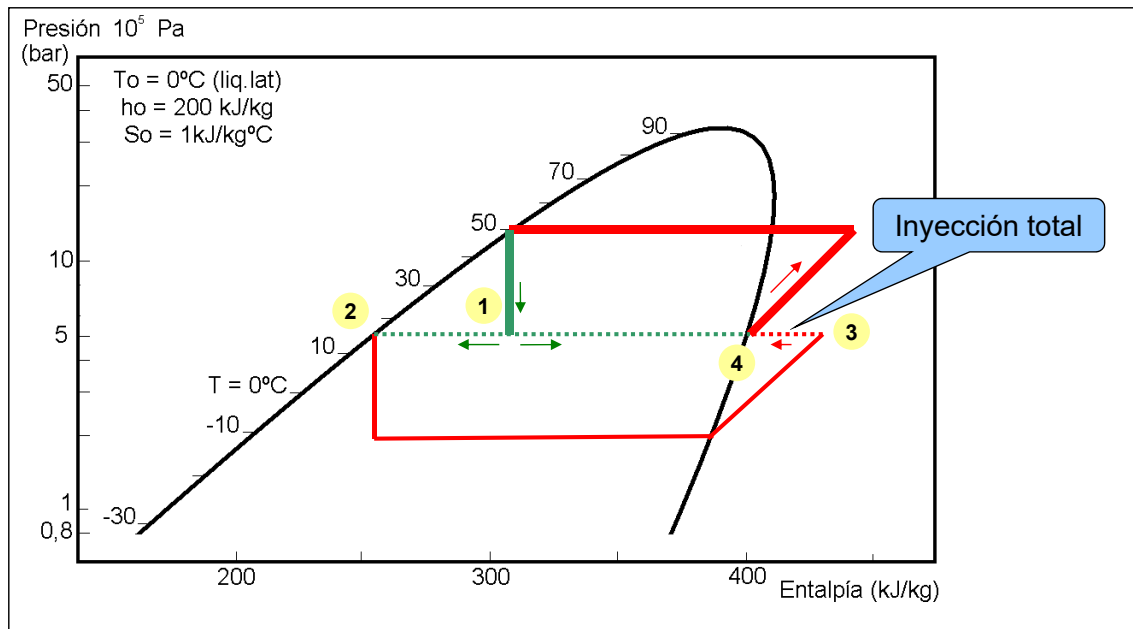
2.- Refrigeración por Compresión (XXIII)

Dos etapas de compresión con inyección total de refrigerante líquido



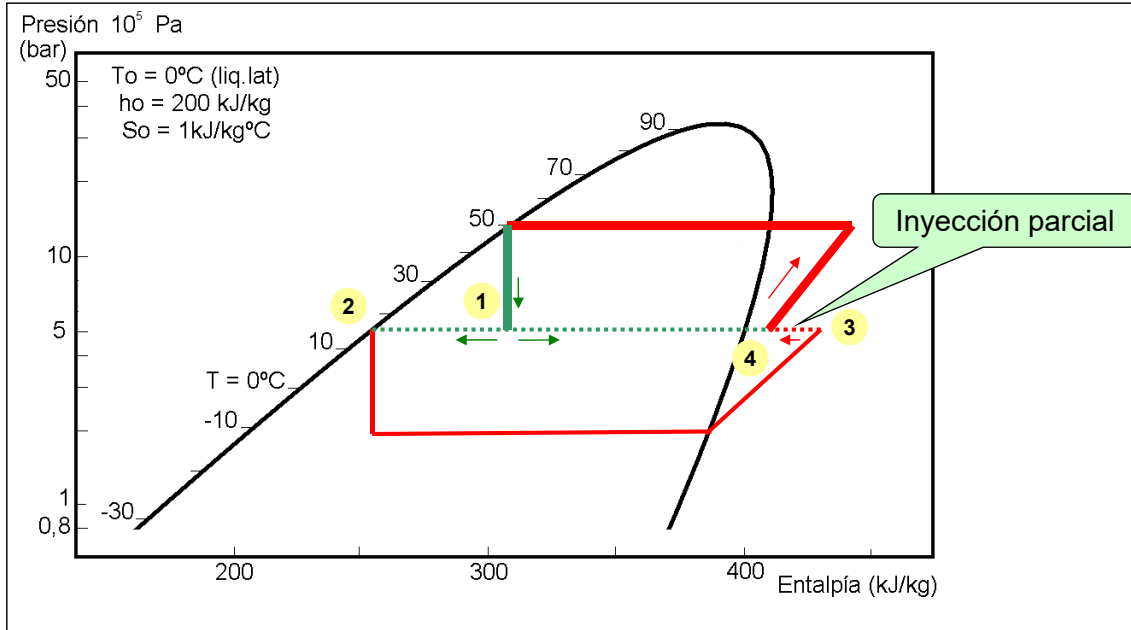
2.- Refrigeración por Compresión (XXIII)

Dos etapas de compresión con inyección de refrigeración de líquido



2.- Refrigeración por Compresión (XXIII)

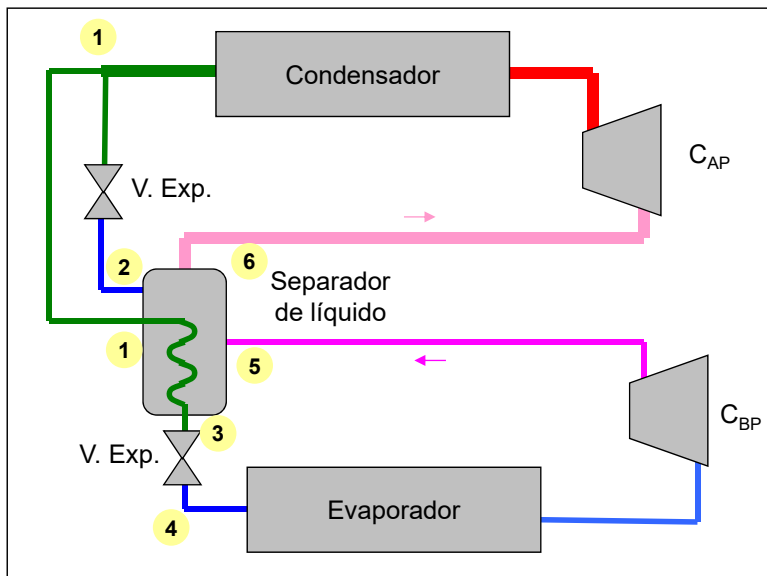
Dos etapas de compresión con inyección de refrigeración de líquido



37

2.- Refrigeración por Compresión (XXIV)

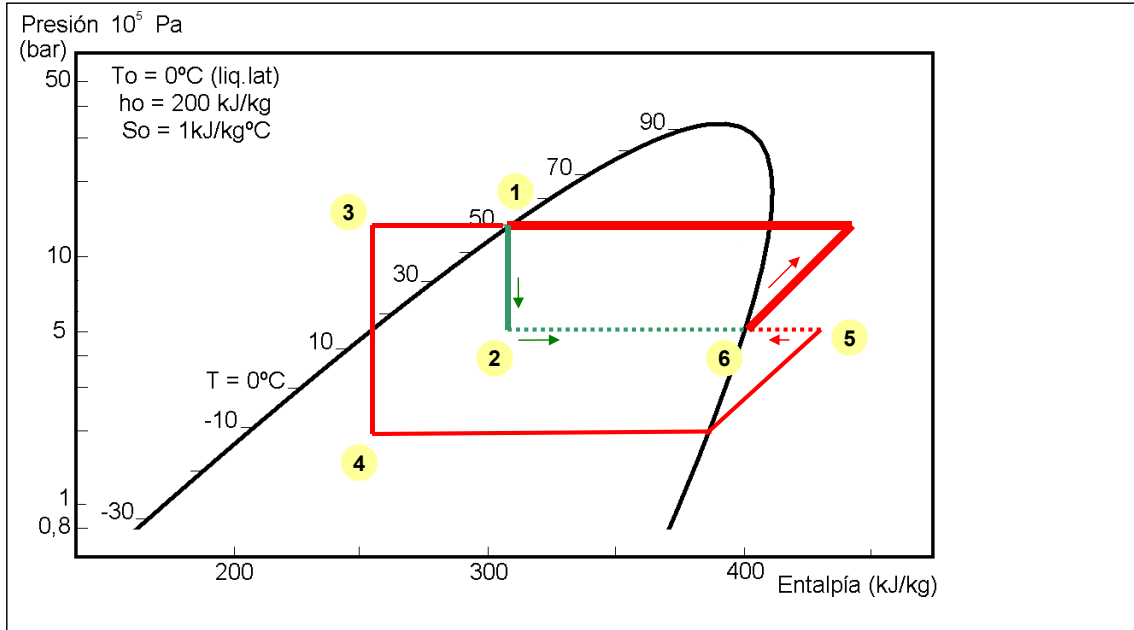
Doble compresión con subenfriamiento



38

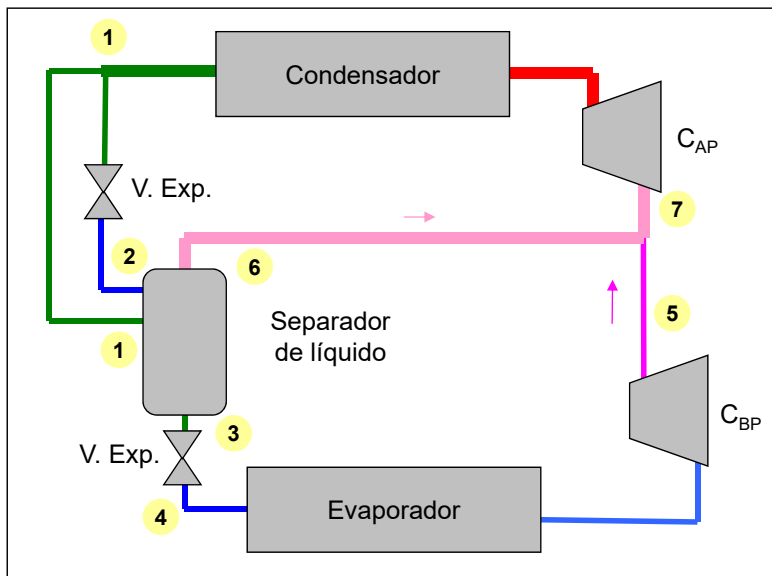
2.- Refrigeración por Compresión (XXIV)

Doble compresión con subenfriamiento



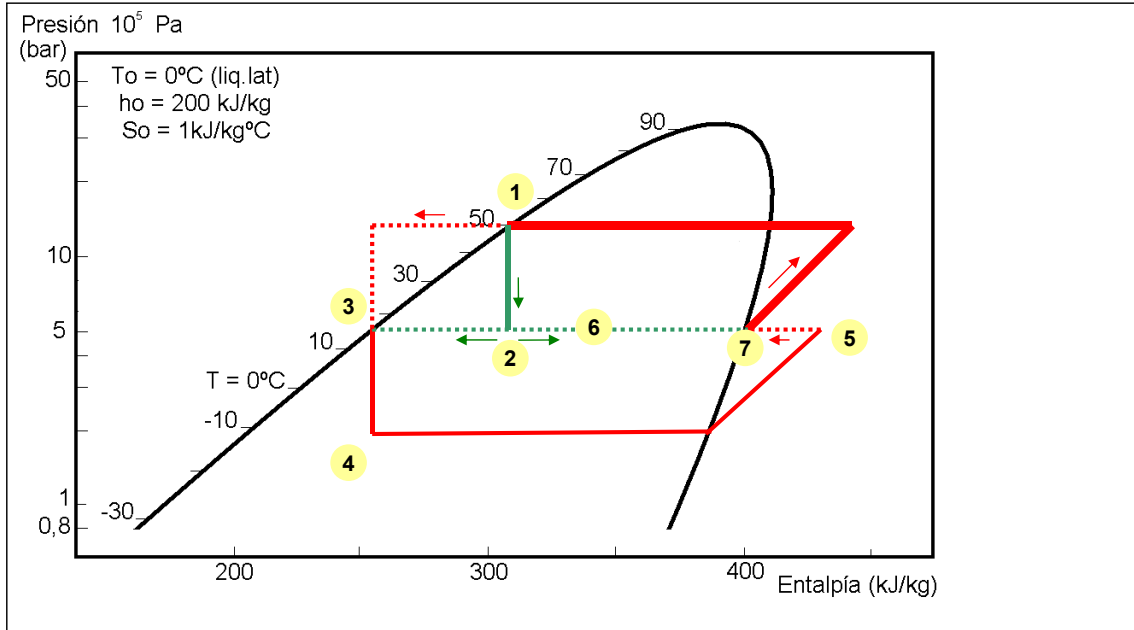
2.- Refrigeración por Compresión (XXV)

Doble compresión con subenfriamiento



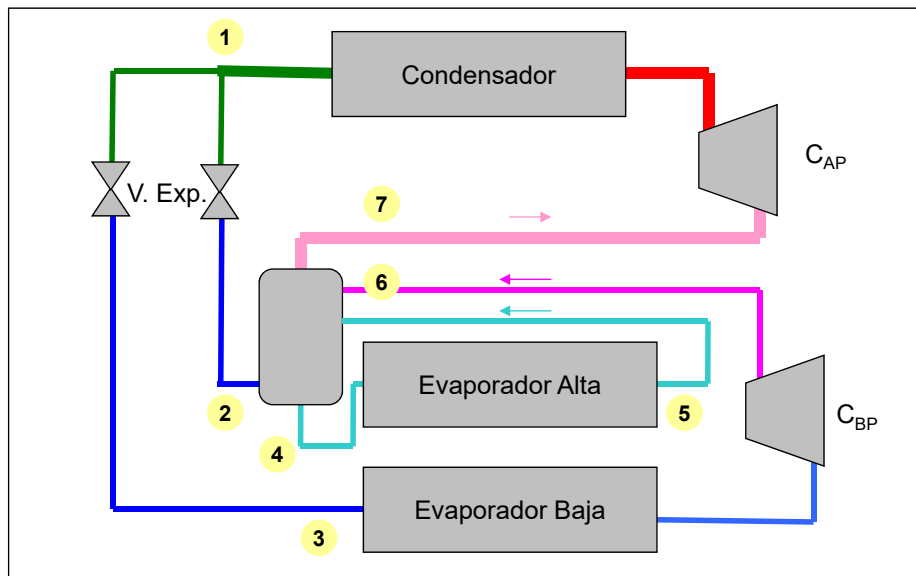
2.- Refrigeración por Compresión (XXV)

Doble compresión con subenfriamiento



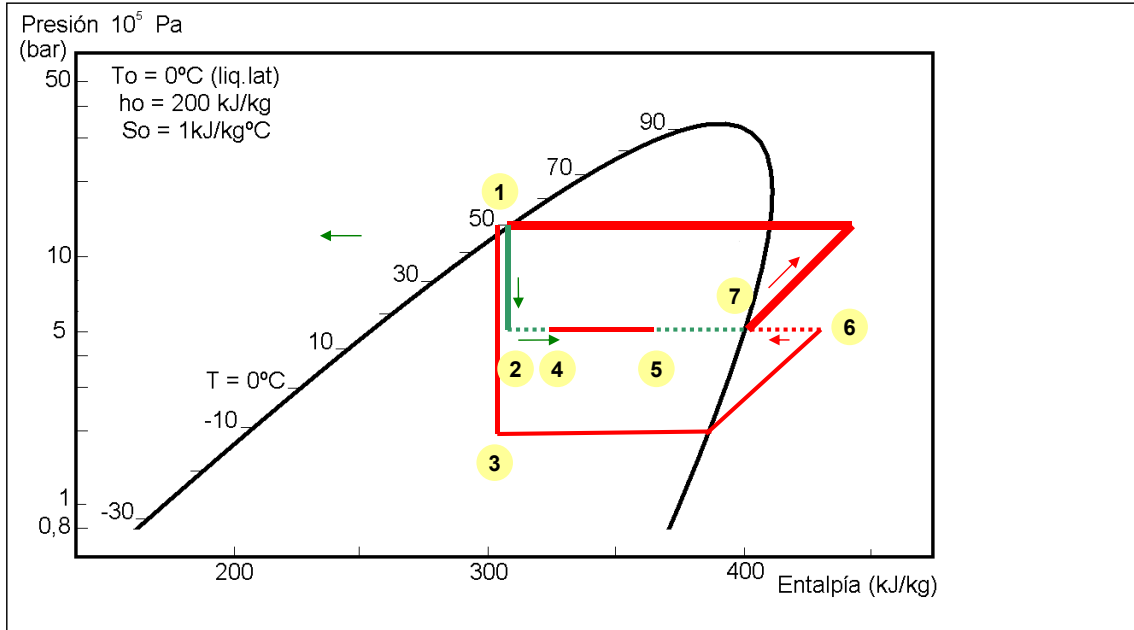
2.- Refrigeración por Compresión (XXVI)

Doble evaporación



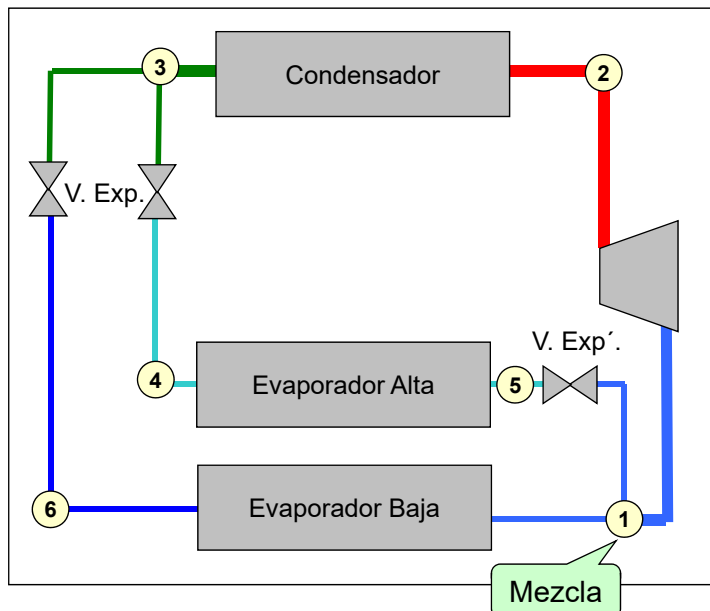
2.- Refrigeración por Compresión (XXVI)

Doble evaporación



2.- Refrigeración por Compresión (XXVII)

Ciclo Simple con Dos Evaporadores (I)



Toda la superficie del condensador disipa calor siempre  
↑η cuando una sola cámara ON

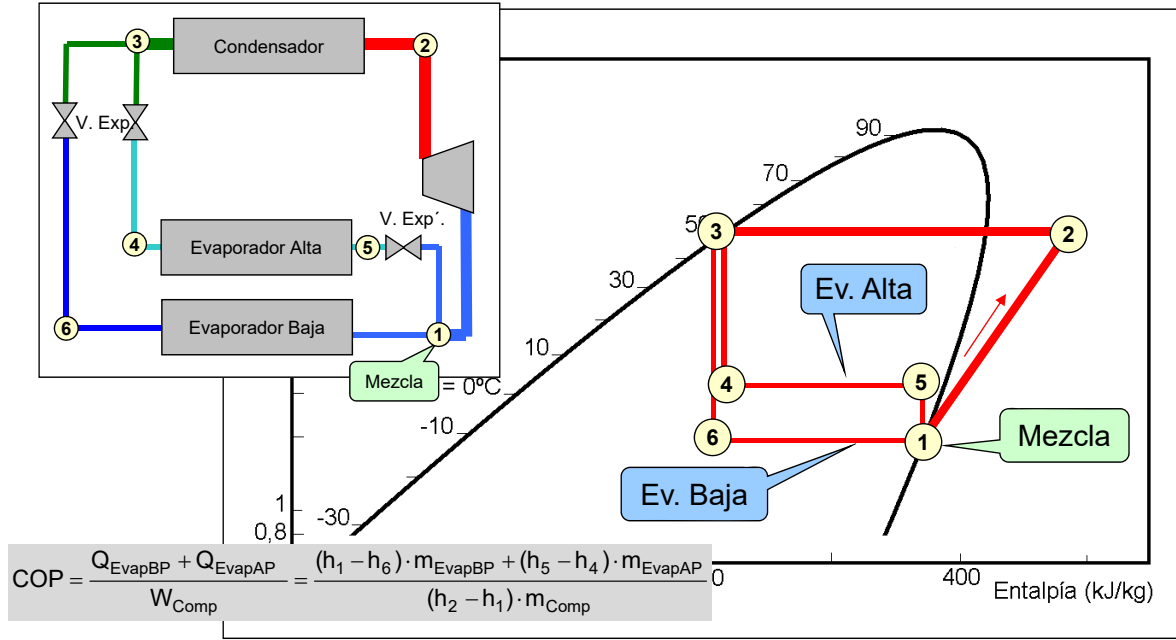
La Válvula 3-4 debe estar preparada para funcionar con vapor y no con líquido, y ajustar su valor al de la salida del Evap. de baja



2.- Refrigeración por Compresión (XXVII)

Ciclo Simple con Dos Evaporadores (I)

Toda la superficie del condensador disipa calor siempre  
↑η cuando una sola cámara ON

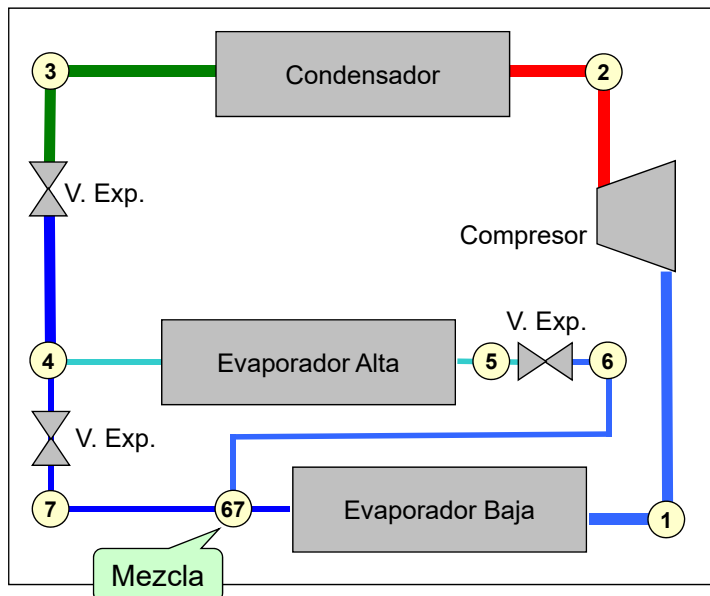


estar onar lido, e la

2.- Refrigeración por Compresión (XXVIII)

Ciclo Simple con Dos Evaporadores (II)

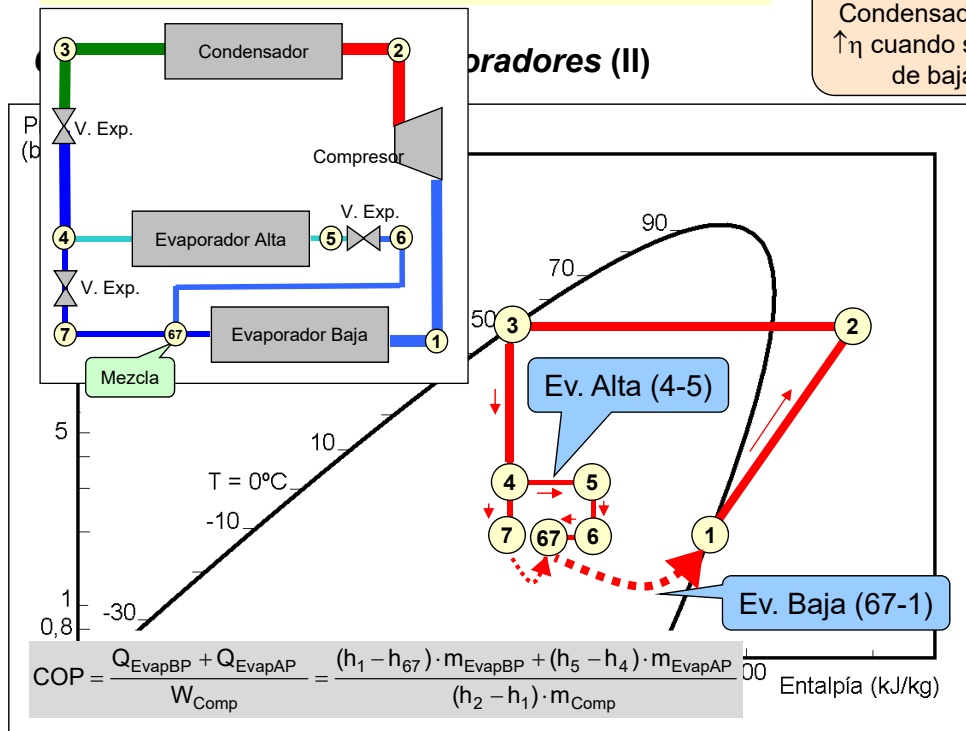
Toda la superficie del Condensador disipa calor  
↑η cuando solo la cámara de baja está ON



El evaporador de alta tiene un flujo reducido, y no se logra la evaporación de todo el refrigerante que lo atraviesa

El evaporador de baja siempre tiene circulación de refrigerante

2.- Refrigeración por Compresión (XXVIII)



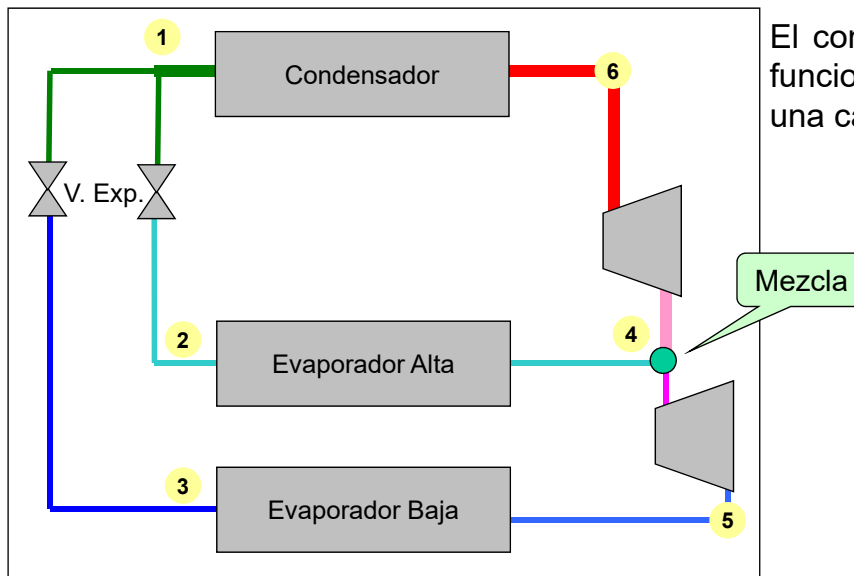
Toda la superficie del Condensador disipa calor  
 $\uparrow \eta$  cuando solo la cámara de baja está ON

or de alta tiene  
 uido, y no se  
 vaporación de  
 gerante que lo

ador de baja  
 ne circulación  
 nte

2.- Refrigeración por Compresión (XXIX)

Ciclo Simple con Dos Evaporadores (III)

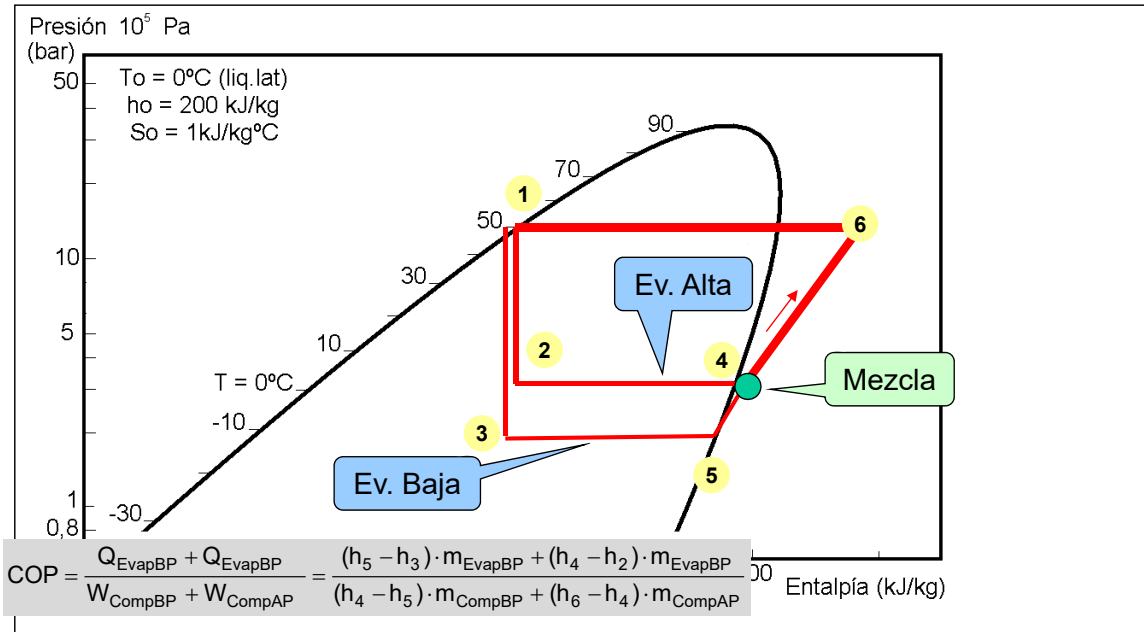


Toda la superficie del condensador disipa calor siempre  
 $\uparrow \eta$  cuando una sola cámara ON

El compresor de alta debe funcionar cuando al menos una cámara esté ON

2.- Refrigeración por Compresión (XXIX)

Ciclo Simple con Dos Evaporadores (III)

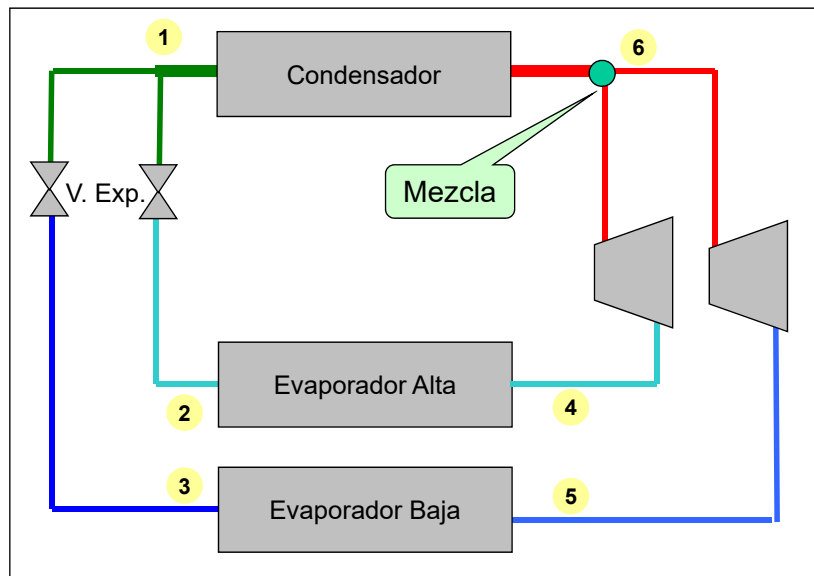


49

2.- Refrigeración por Compresión (XXX)

Ciclo Simple con Dos Evaporadores (IV)

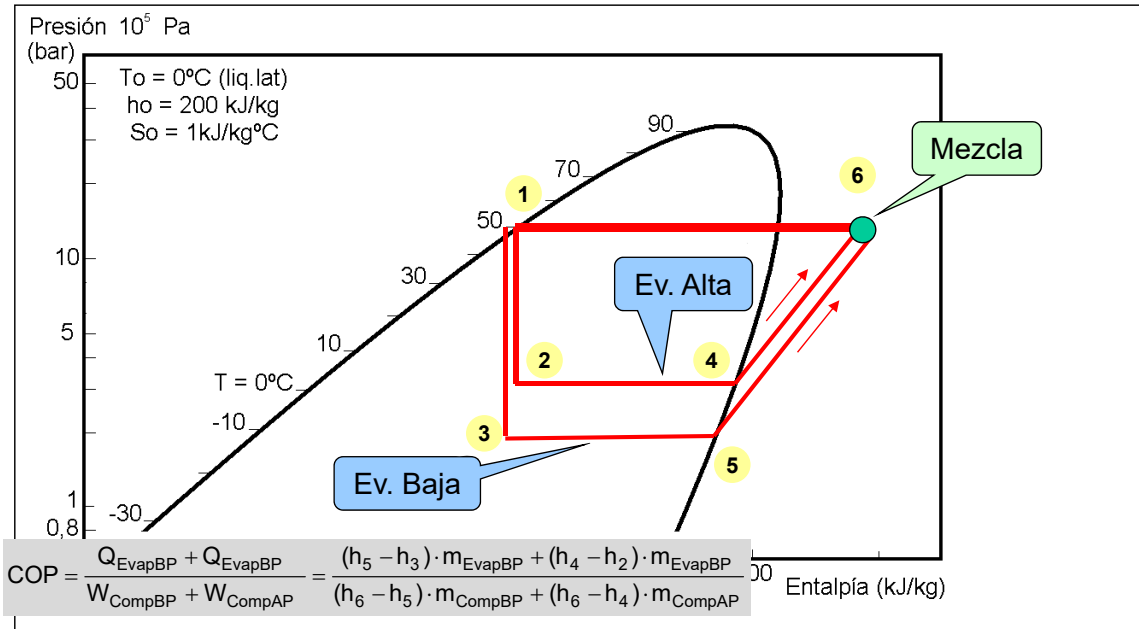
Toda la superficie del condensador disipa calor siempre  
 $\uparrow \eta$  cuando una sola cámara ON



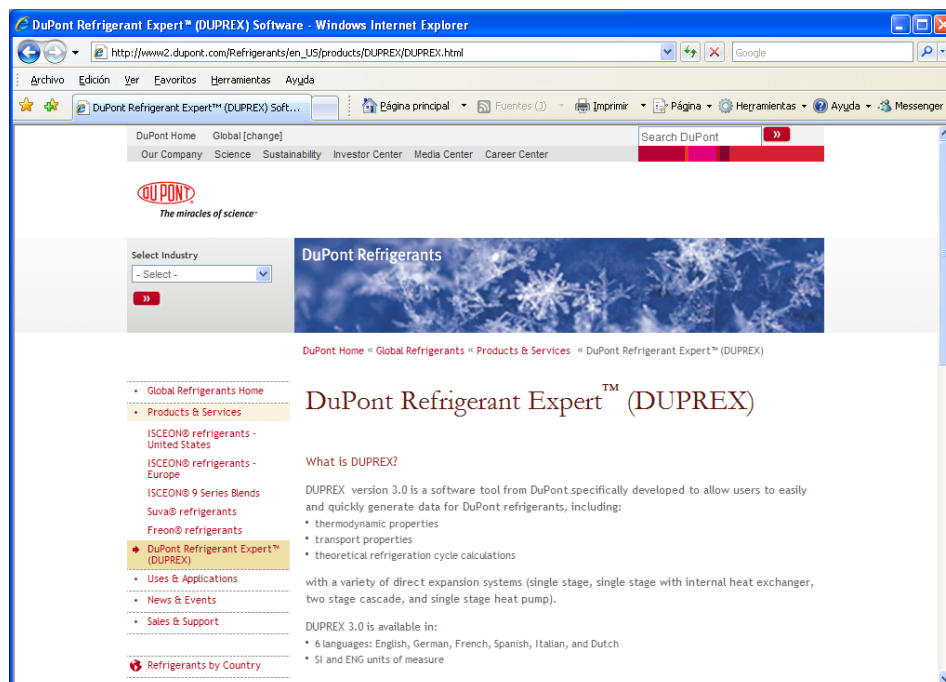
50

2.- Refrigeración por Compresión (XXX)

Ciclo Simple con Dos Evaporadores (IV)



2.- Refrigeración por Compresión (XXXI)



2.- Refrigeración por Compresión (XXXII)

**Refrigerante**

**T Cond.**

**T Evap.**

**C.O.P.**

**$\eta_{Comp}$**

ISCool Solutions  
Ciclo 1

R417A

Condensación  $t_c$  [°C]: 40.0  
Temperatura media [°C]: 38.7  
Presión de condensación  $p_c$  [bar]: 13.4814

Evaporación  $t_0$  [°C]: -10.0  
Temperatura media [°C]: -11.4  
Presión de evaporación  $p_0$  [bar]: 2.9758

Subenfriamiento [K]: 5.0  
Sobrecalentamiento (Evap.) [K]: 10.0  
Sobrecalentamiento (L.d.s.) [K]: 10.0

Caudal [kg/s]: 0.0078  
Volumen desplazado [m<sup>3</sup>/h]: 1.95  
Capacidad volumétrica [kJ/m<sup>3</sup>]: 1849.2

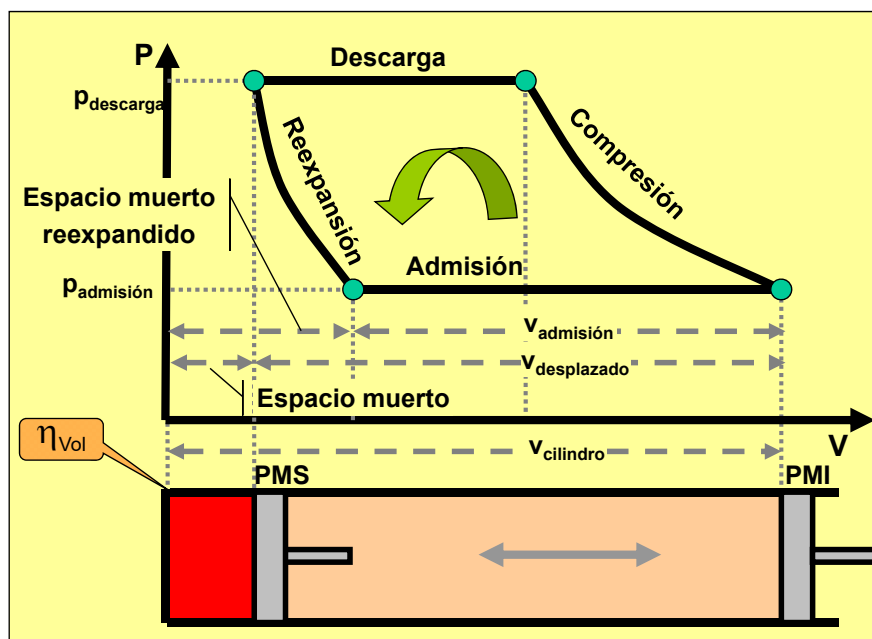
Capacidad frigor.  $Q_0$  [kW]: 1.00  
Potencia del Compresor P [kW]: 0.355  
Potencia calorífica  $Q_c$  [kW]: 1.42  
COP [-]: 2.82

Caida de Presión  $dp$  [bar]:  
- Línea líquida + Condensador: 0.00  
- Evaporador: 0.00  
- Línea de succión: 0.00

Compresor:  
- Rendimiento isoentrópico [-]: 0.70  
- Rendimiento volumétrico [-]: 1.0  
- Tasa de Compresión  $p_2/p_1$  [-]: 4.530  
- Diferencia de Presión  $p_2-p_1$  [bar]: 10.506

53

2.- Refrigeración por Compresión (XXXIII)



**2.- Refrigeración por Compresión (XXXIV)**

Tabla

R134a  
R22  
R404A  
R407C  
R417A

Estado:  
 Saturado  
 Sobrecalentado

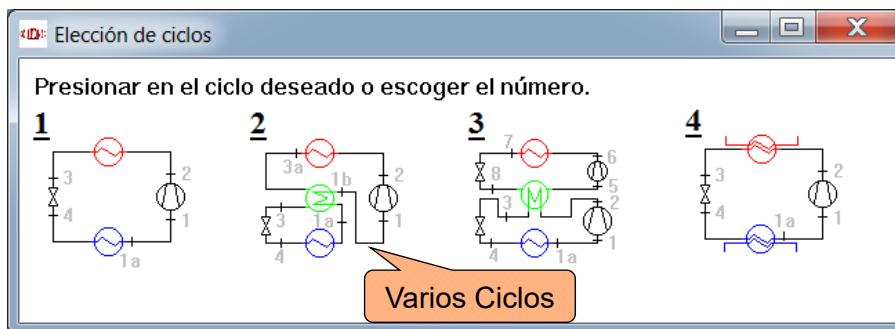
Parámetro:  
 Temperatura [°C]  
 Presión [bar]

Parámetro:  
Inicio: 10,00  
Fin: 50,00  
Incremento: 5,00

Tabla de cálculo | Cancelar

t [°C]	p' [bar]	p''	h' [kJ/kg]	h''	s' [kJ/kgK]	s''	v' [dm3/kg]	v''
10,00	6,489	5,826	213,59	378,59	1,0483	1,6316	0,8255	32,8840
15,00	7,493	6,789	220,59	381,43	1,0726	1,6313	0,8386	28,1966
20,00	8,609	7,866	227,74	384,16	1,0969	1,6311	0,8527	24,2589
25,00	9,847	9,066	235,07	386,78	1,1213	1,6308	0,8680	20,9334
30,00	11,212	10,398	242,59	389,26	1,1459	1,6304	0,8845	18,1102
35,00	12,712	11,867	250,31	391,59	1,1707	1,6299	0,9026	15,7016
40,00	14,356	13,481	258,26	393,75	1,1958	1,6293	0,9226	13,6364
45,00	16,150	15,248	266,49	395,70	1,2213	1,6283	0,9448	11,8573
50,00	18,103	17,172	275,02	397,43	1,2474	1,6271	0,9697	10,3173

**2.- Refrigeración por Compresión (XXXIV)**



2.-

**Ciclo 3: DUPREX 3.2**  
ISCEON(TM) MO79 Suva(TM) 134a

**Refrigerante BT** (ISCEON(TM) MO7)  
**Refrigerante AT** (Suva(TM) 134a)

**Ciclo AT** (Actual)  
**Ciclo BT** (Base)

**Tuberías** (Pipes)

	Baja temperatura	Alta temperatura
<b>Condensación to °C</b>	-10,0	40,0
Temperatura media °C	-10,9	40,0
Presión de condensación oc [bar]	4,1844	10,1655
<b>Evaporación to °C</b>	-40,0	-10,0
Temperatura media °C	-41,0	-10,0
Presión de evaporación oo [bar]	1,2303	2,0060
<b>Subenfriamiento [K]</b>	5,0	5,0
<b>Sobrecalentamiento (Evap.)</b>	10,0	10,0
<b>Sobrecalentamiento (L.d.s.)</b>	10,0	10,0
Caudal de masa [kg/s]	0,6612	0,8321
<b>Rendimiento volumétrico</b>	345,7	327,14
<b>Capacidad frigor. Qo [kW]</b>	100,0	100,0
Potencia del Comp. [kW]	21,59	44,34
Potencia calorífica Qc [kW]		178,08
Volumen desplazado [kJ/h]	535,0	
Coefficiente frigorífico I-F	1,52	

Buttons: mens. de pipa, Cálculo, Propiedades, Cerrar

**Ciclo 3: Dimensionamiento de tubo**  
ISCEON(TM) MO79 (R-422A)

**Refrigerante BT** (ISCEON(TM) MO7)  
**Refrigerante AT** (Suva(TM) 134a)

**Tuberías** (Pipes)

Estándar: EN 12735-1  
Material: Cu

Ciclo:  Baja Temperatur  Alta Temperatur

	Tubería gas aspirado	Tubería de líquido	Tubería de gas a presión
<b>Tubería gas aspirado / Cu / EN 12735-1 / Longitud equivalente</b>			
<b>Tubo más pequeño siguiente</b>	76,00 x 2,00 (di = 72,00 mm)		89,00 x 2,00 (di = 85,00 mm)
<b>Diámetro interior [mm]</b>		76,42	
<b>Velocidad [m/s]</b>	23,06	20,47	16,54
<b>Logitud equivalente [K/m]</b>	0,05	0,04	0,02
<b>Caída de presión [Pa/m]</b>	310,11	231,74	137,83
<b>Pérdida total de presión [K]</b>	0,54	L = 10,00 m dp = 0,40 K	0,24

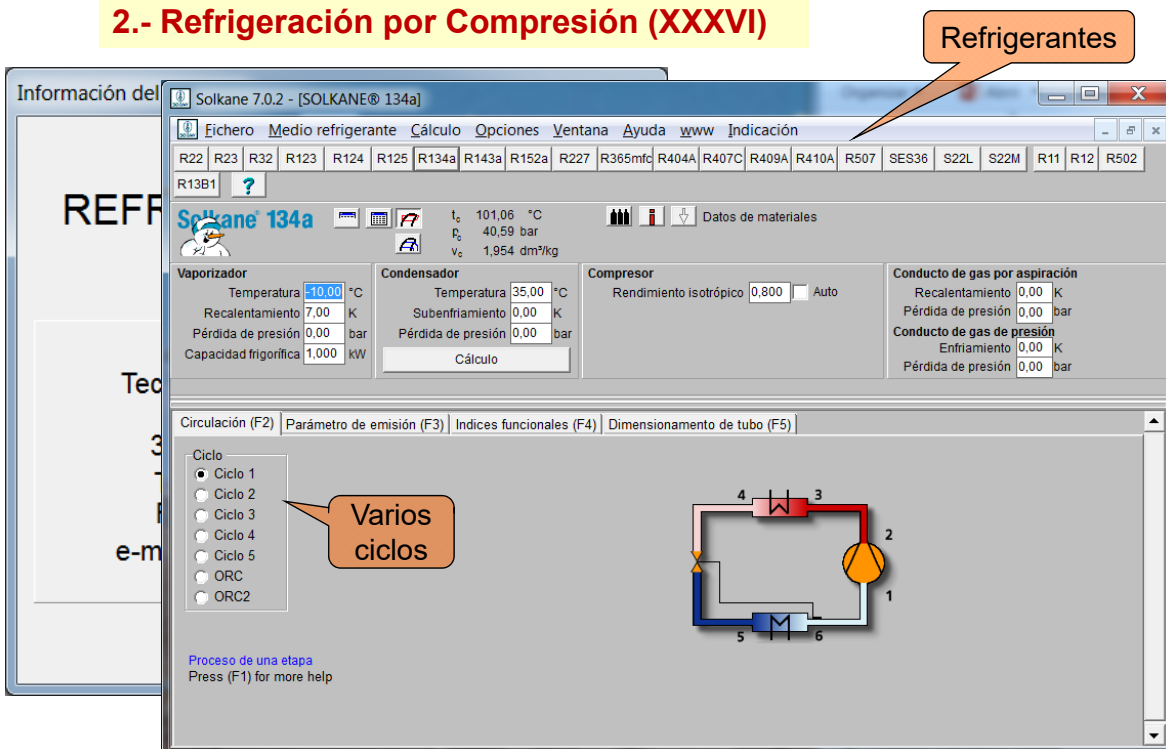
Buttons: mens. de pipa, Cálculo, Propiedades, Cerrar



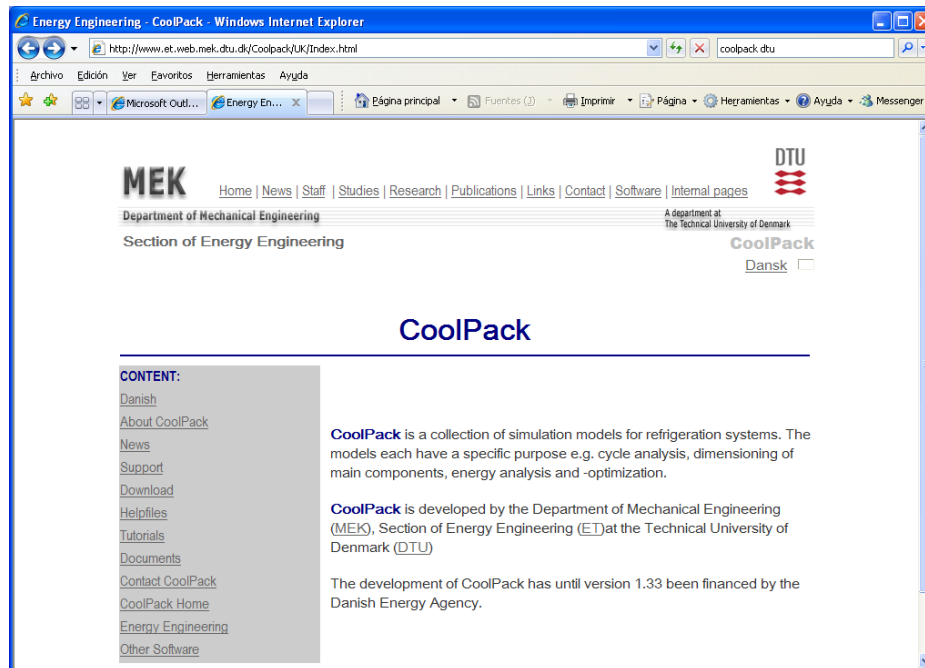
**2.- Refrigeración por Compresión (XXXV)**



**2.- Refrigeración por Compresión (XXXVI)**



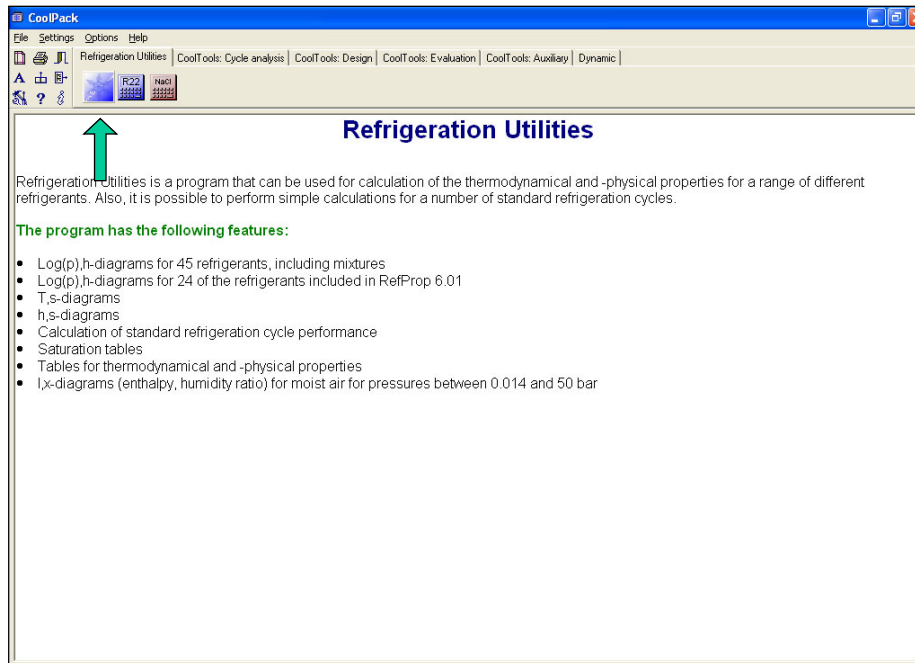
2.- Refrigeración por Compresión (XXXVI)



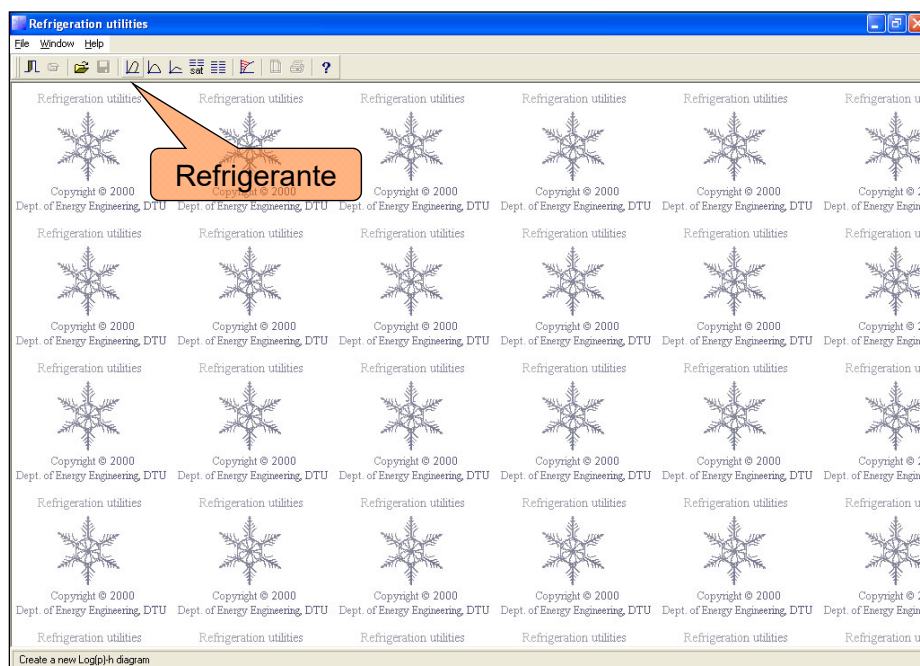
2.- Refrigeración por Compresión (XXXVII)



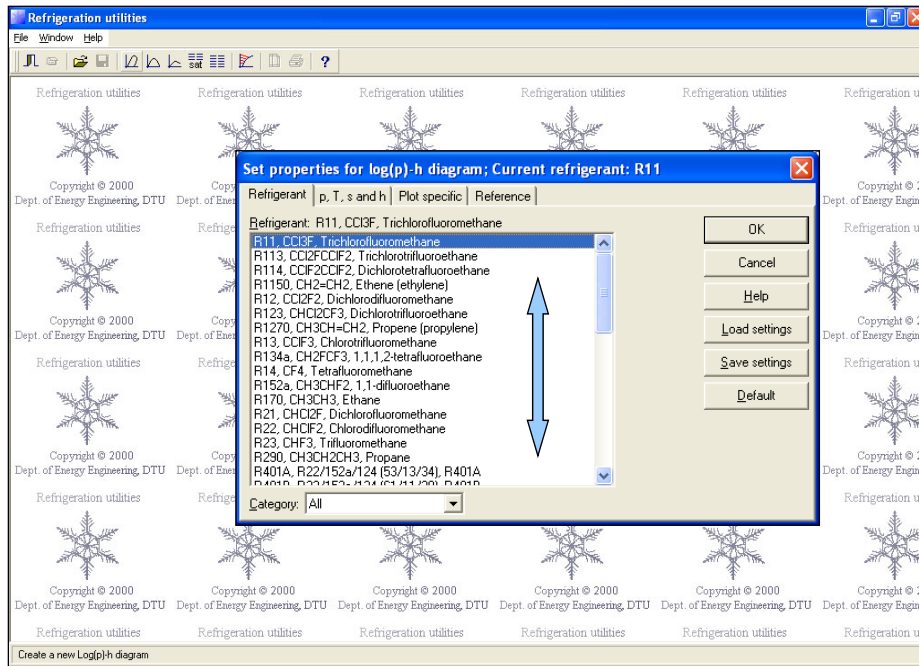
2.- Refrigeración por Compresión (XXXVIII)



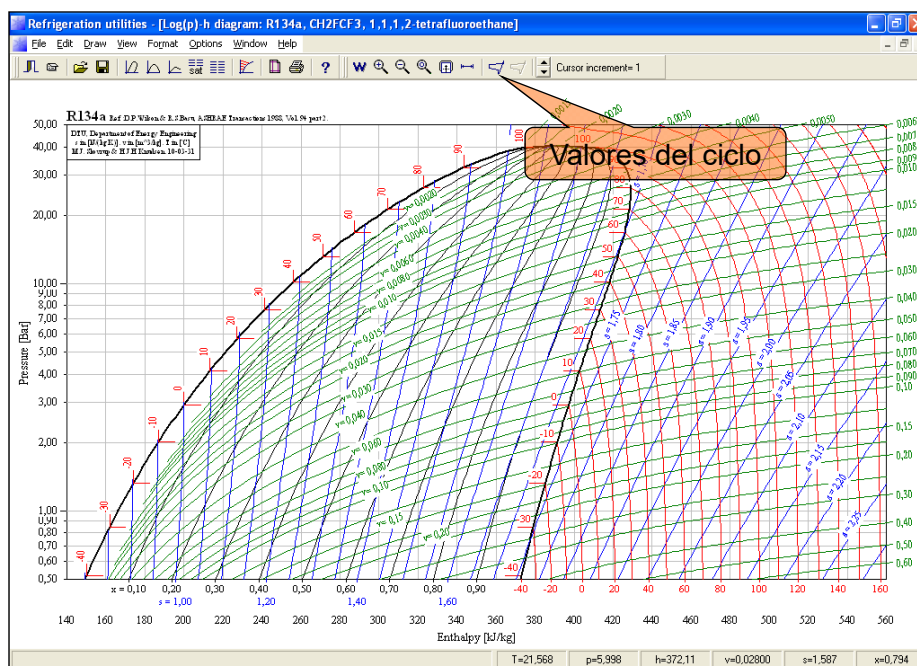
2.- Refrigeración por Compresión (XXXIX)



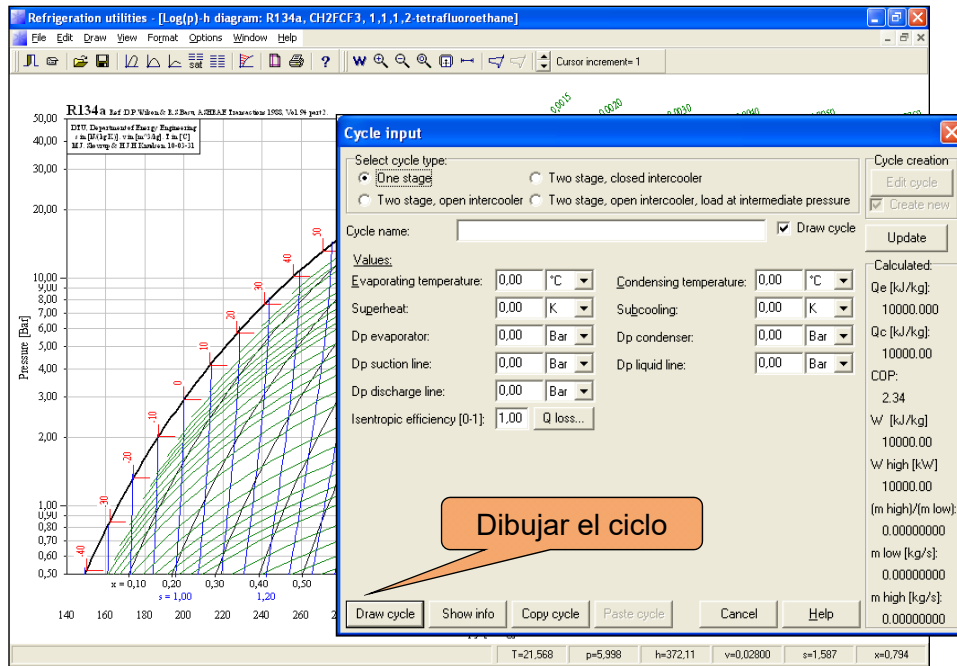
2.- Refrigeración por Compresión (XXXIX)



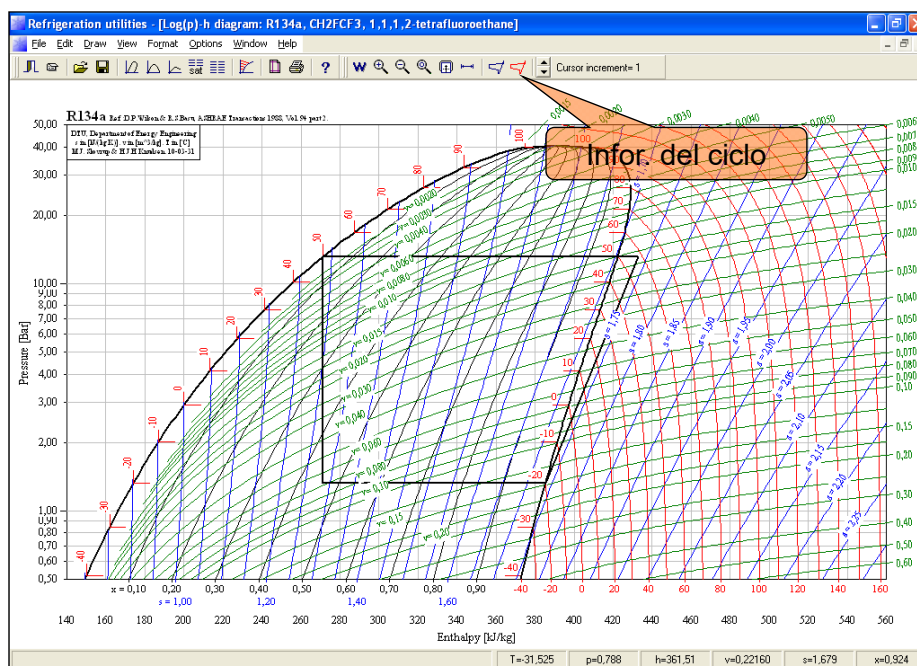
2.- Refrigeración por Compresión (XXXX)



2.- Refrigeración por Compresión (XXXX)

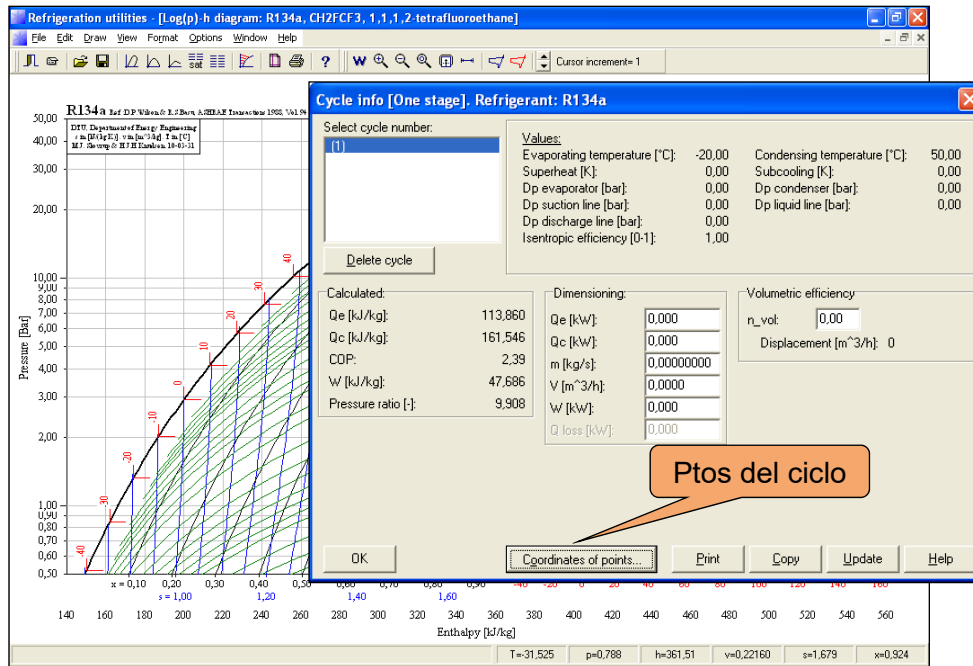


2.- Refrigeración por Compresión (XXXXI)

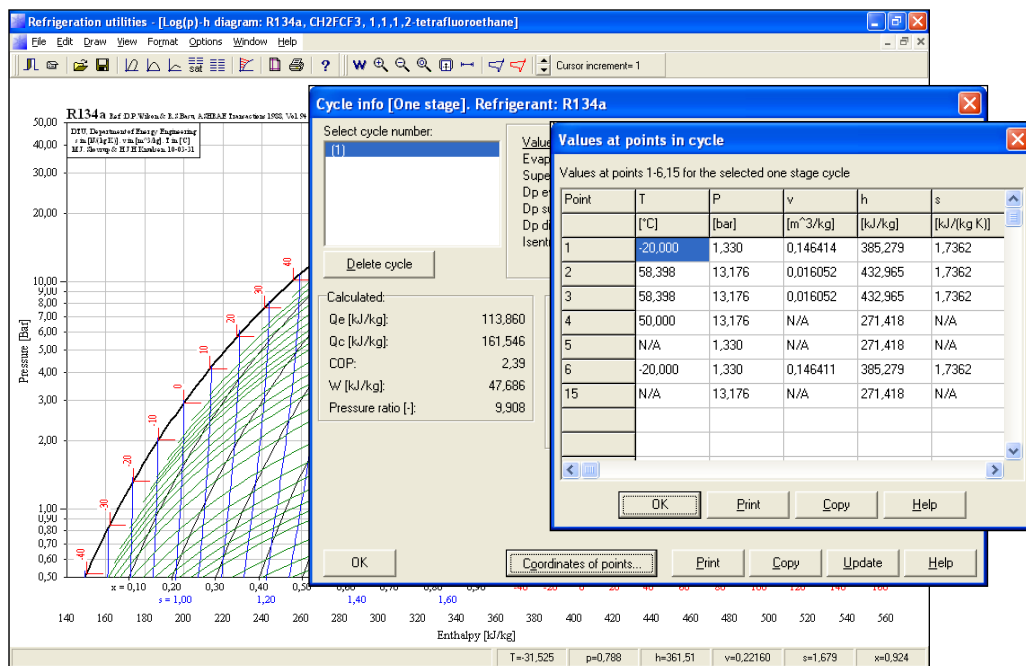




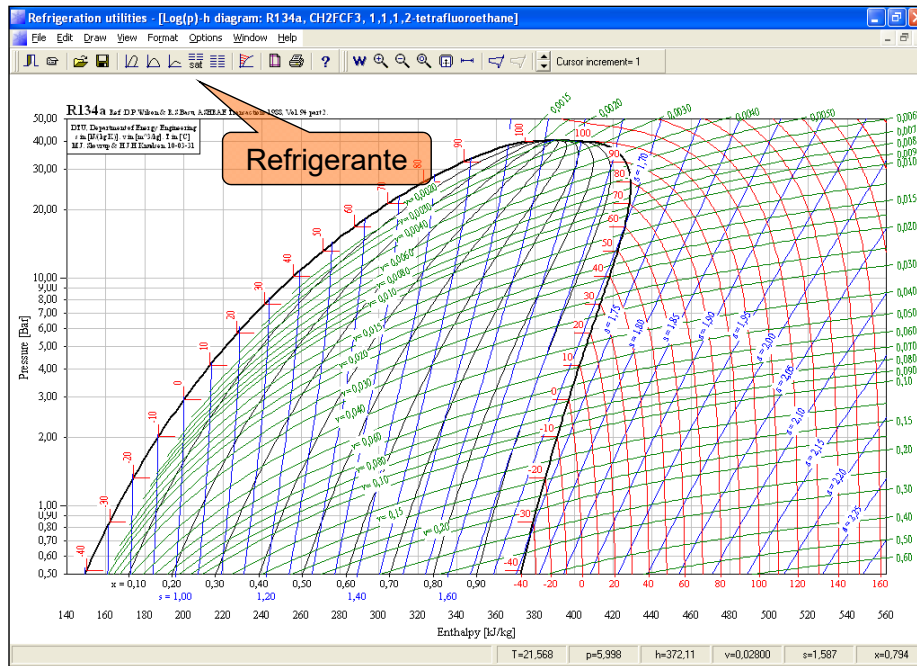
2.- Refrigeración por Compresión (XXXXI)



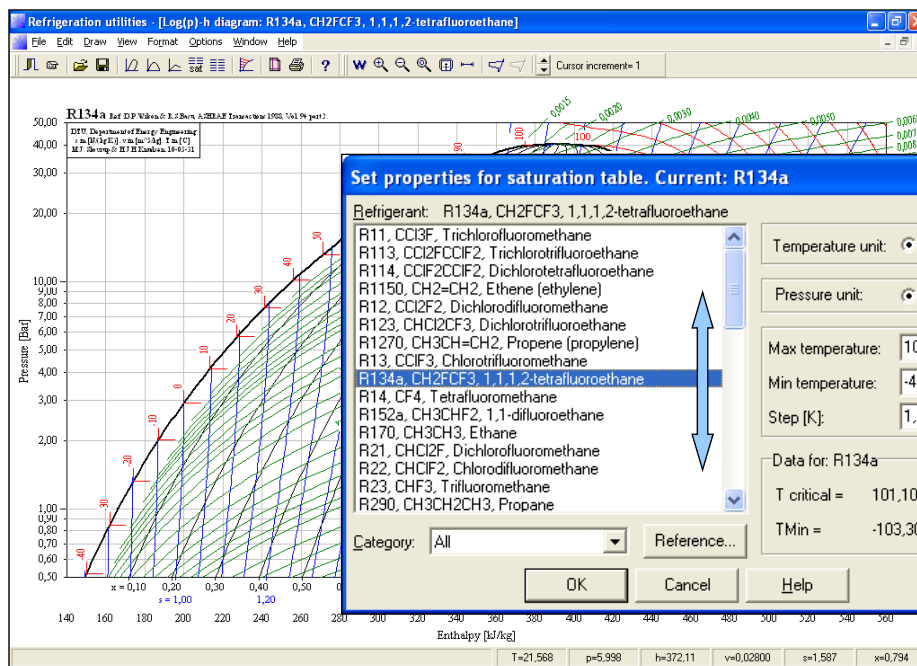
2.- Refrigeración por Compresión (XXXXI)



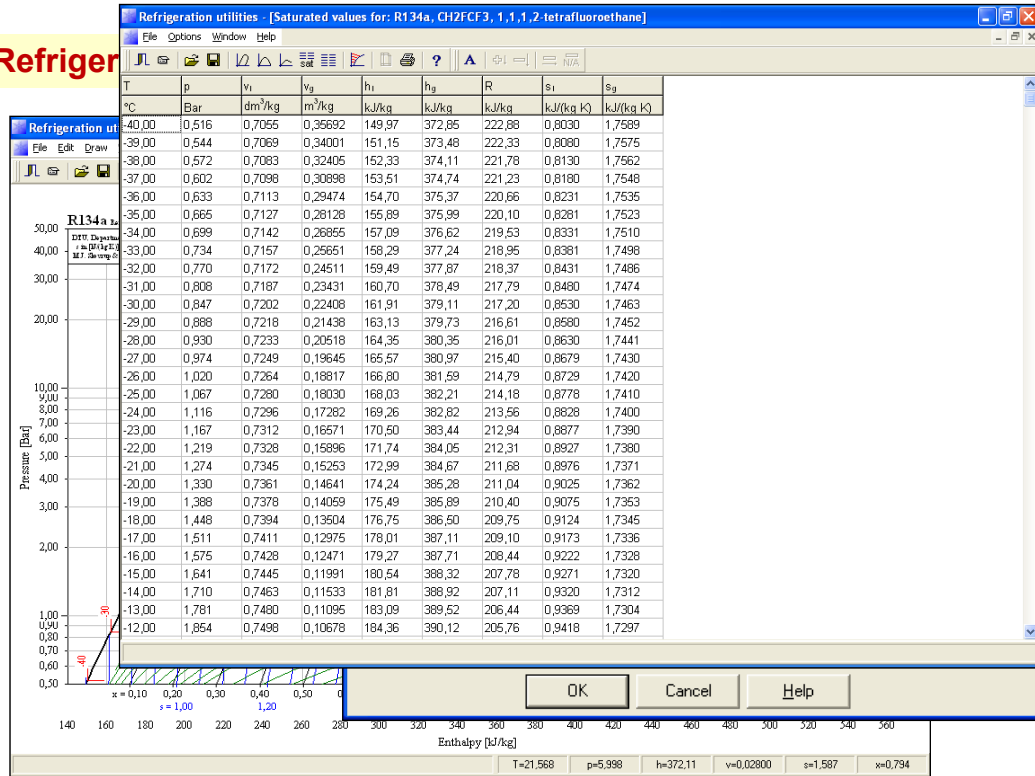
2.- Refrigeración por Compresión (XXXXII)



2.- Refrigeración por Compresión (XXXXII)



2.- Refrigeración



2.- Refrigeración por Compresión (XXXXIII)

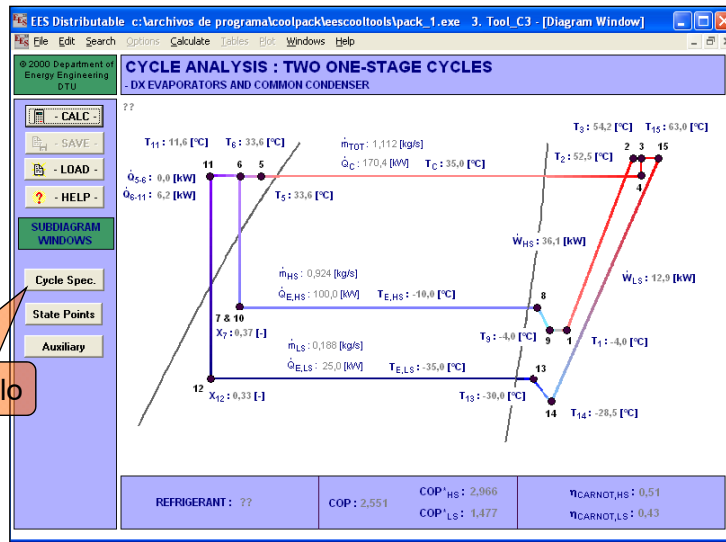
**Análisis de Ciclos**

- 1) ONE-STAGE cycle - Dry expansion evaporators
- 2) ONE-STAGE cycle - Liquid overfeed evaporators
- 3) ONE-STAGE cycle - Two cycles with common condenser
- 4) ONE-STAGE cycle - Two separate cycles  
- Subcooling of liquid for low temperature system
- 5) TWO-STAGE cycle - Cooling of high stage suction gas by liquid injection
- 6) TWO-STAGE cycle - Open intercooler (flash gas removal)
- 7) TWO-STAGE cycle - Closed intercooler (with subcooling coil)
- 8) ONE-STAGE Transcritical cycle with CO<sub>2</sub>
- 9) Two ONE-STAGE cycles in cascade



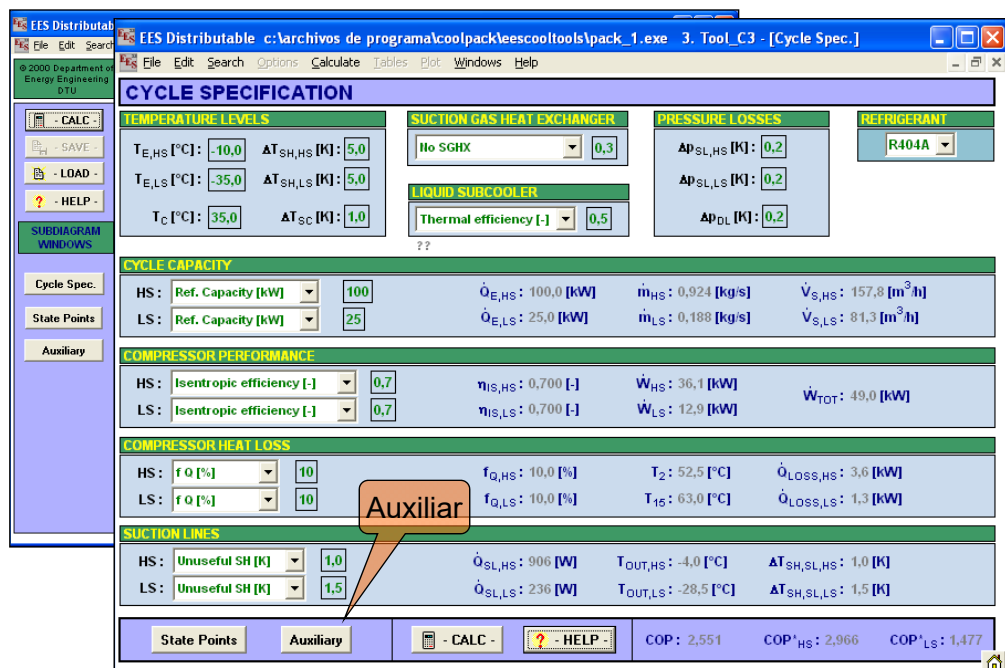
2.- Refrigeración por Compresión (XXXXIV)

Valores del Ciclo



2.- Refrigeración por Compresión (XXXXIV)

Auxiliar



2.- Refrigeración

**AUXILIARY**

**PIPE DIMENSIONS**

PIPE SECTION	VELOCITY	PIPE DIAMETER	Condition corresponds to
	[m/s]	[mm]	
HS Suction line	10,0	74,7	State Point #3
LS Suction line	10,0	53,6	State Point #9
Common Discharge line	12,0	39,8	State Point #14
HS Liquid line	0,6	43,8	State Point #6
LS Liquid line	0,6	19,4	State Point #6

**VOLUMETRIC EFFICIENCY**

HS: Volumetric efficiency [-] 0,8  $\eta_{VOL,HS} = 0,800$   $\dot{V}_{D,HS} = 197,2$  [m<sup>3</sup>/h]  $\dot{V}_{S,HS} = 157,8$  [m<sup>3</sup>/h]

LS: Volumetric efficiency [-] 0,8  $\eta_{VOL,LS} = 0,800$   $\dot{V}_{D,LS} = 101,6$  [m<sup>3</sup>/h]  $\dot{V}_{S,LS} = 81,3$  [m<sup>3</sup>/h]

$\dot{V}_{S,HS}$  and  $\dot{V}_{S,LS}$  can be selected as inputs in the cycle specification window.

**HEAT OF DESUPERHEATING**

**WATER**

Temperature increase [K] 20,00  $\Delta T_{WATER} = 20,00$  [K]  $\dot{V}_{WATER} = 0,9227$  [m<sup>3</sup>/h]  $\dot{Q}_{DSH} = 21,275$  [kW]

$T_{DL,OUT} = 54,2$  [°C]  $T_C = 35,0$  [°C]

Water in the desuperheating heat exchanger can only be heated to discharge temperature  $T_{DL,OUT}$ .  
 $\dot{Q}_C$  in the main diagram window includes both the heat load for desuperheating and condensing of the refrigerant.

State Points    Cycle Spec.    - CALC -    - HELP -    COP: 2,551    COP<sup>HS</sup>: 2,966    COP<sup>LS</sup>: 1,477

LS: f 0 [%] 10  $T_{Q,LS} = 10,0$  [%]  $T_{15} = 63,0$  [°C]  $\dot{Q}_{LOSS,LS} = 1,3$  [kW]

**SUCTION LINES**

HS: Unuseful SH [K] 1,0  $\dot{Q}_{SL,HS} = 906$  [W]  $T_{OUT,HS} = -4,0$  [°C]  $\Delta T_{SH,SL,HS} = 1,0$  [K]

LS: Unuseful SH [K] 1,5  $\dot{Q}_{SL,LS} = 236$  [W]  $T_{OUT,LS} = -28,5$  [°C]  $\Delta T_{SH,SL,LS} = 1,5$  [K]

State Points    Auxiliary    - CALC -    - HELP -    COP: 2,551    COP<sup>HS</sup>: 2,966    COP<sup>LS</sup>: 1,477

2.- Refrigeración

**STATE POINTS**

STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m <sup>3</sup> ]
2	52,5	1616,0	253,7	75,4
3	54,2	1616,0	255,7	74,5
4	54,2	1608,0	255,9	74,0
5	33,6	1608,0	102,6	962,4
6	33,6	1608,0	102,6	962,4
11	11,6	1608,0	69,9	1059,9
15	63,0	1616,0	265,7	70,3
7	-10,4	434,1	102,6	-
8	-5,0	434,1	217,6	21,4
9	-4,0	431,1	218,5	21,1
1	-4,0	431,1	218,5	21,1
10	-10,4	434,1	102,6	-
12	-35,5	165,6	69,9	-
13	-30,0	165,6	202,7	8,5
14	-28,5	164,2	204,0	8,3

**ADDITIONAL INFORMATION**

$T_{2,IS} = 45,8$  [°C]  
 $T_{2,W} = 55,8$  [°C]  
 $T_{15,IS} = 51,0$  [°C]  
 $T_{15,W} = 69,1$  [°C]

Pressure ratio ( $p_2 / p_1$ ): 3,748  
 Pressure ratio ( $p_{15} / p_{14}$ ): 9,844

Auxiliary    Cycle Spec.    - CALC -    - HELP -    COP: 2,551    COP<sup>HS</sup>: 2,966    COP<sup>LS</sup>: 1,477

Un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor funciona con R12 entre las temperaturas de saturación de  $-20^{\circ}\text{C}$  en el evaporador y  $41,64^{\circ}\text{C}$  en el condensador. Calcular la capacidad de refrigeración, el coeficiente de operación (COP) y el cociente entre la potencia consumida por el compresor en hp y la capacidad de refrigeración en ton si el flujo másico de refrigerantes es de  $0,6 \text{ kg/s}$ .

Calcular el calor desprendido en el condensador y la T a la salida del compresor

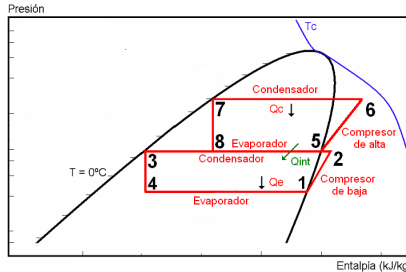
Un ciclo ideal de refrigeración por compresión del problema anterior experimenta los siguientes cambios:

- El refrigerante a la salida del evaporador está recalentado hasta  $-10^{\circ}\text{C}$
- El refrigerante a la salida del condensador está subenfriado hasta  $40^{\circ}\text{C}$
- El compresor tiene un rendimiento adiabático del 80%

Calcular la capacidad de refrigeración real y el COP

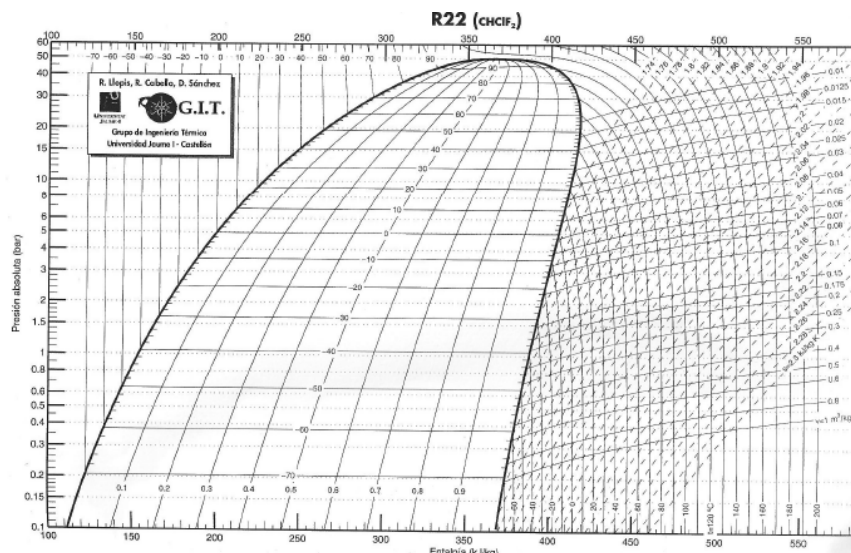
Calcular el calor desprendido en el condensador y la T a la salida del compresor

Un ciclo de dos etapas de refrigeración sustituye al ciclo del problema 1. Calcular la capacidad de refrigeración y el COP y comparar los resultados con los del problema 1. Utilizar un caudal másico en el ciclo de baja de de 0,6 kg/s



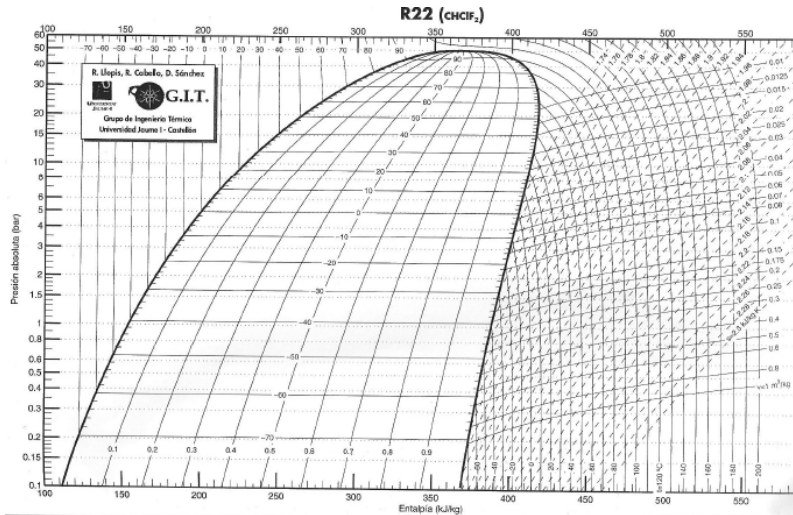
Calcular el calor desprendido en el condensador y la T a la salida del compresor

Se desea producir una potencia frigorífica de 20 kW en un ciclo de refrigeración por compresión simple donde se utiliza un gas R-22. La temperatura de saturación a la que está evacuando el condensador calor son 40°C. La temperatura de saturación a la que está absorbiendo calor el evaporador son -20°C. Si la potencia aplicada al compresor es de 9 kW, determinar el COP del ciclo y el rendimiento del compresor



Se desea producir una potencia frigorífica de 3 kW en un ciclo de refrigeración por compresión simple con refrigerante R-22. La temperatura a la que está evacuando el condensador calor son 40°C. La temperatura a la que está absorbiendo calor el evaporador son -10°C. Determinar:

- Identificar todos los puntos significativos sobre el diagrama p-h
- Potencia eléctrica del compresor si tiene un rendimiento del 70%.
- COP del ciclo de refrigeración.



Pto.	Temp. (°C)	Presión (bar)	Entalpia (kJ/kg)
1			
2S			
3			
4			

**2.- Refrigeración por Compresión (XXXXIV)**

**Ciclo Transcrítico (CO<sub>2</sub>) (I)**

Con refrigerantes con  $T_{crit} \downarrow$   
(CO<sub>2</sub> 31°C)

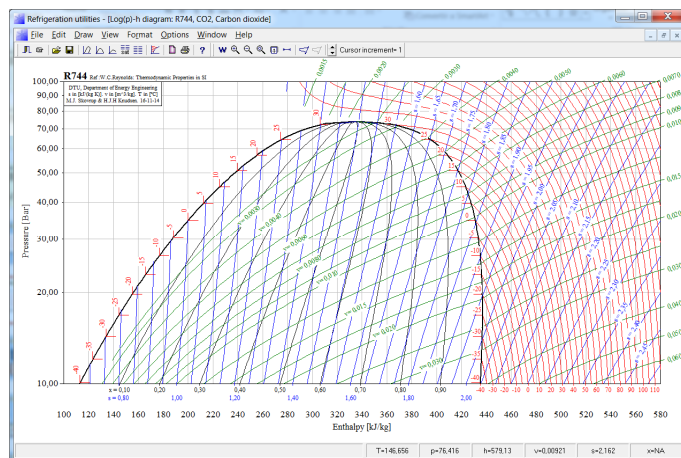
Si la  $T_{ext}$  es elevada, no es posible condensar

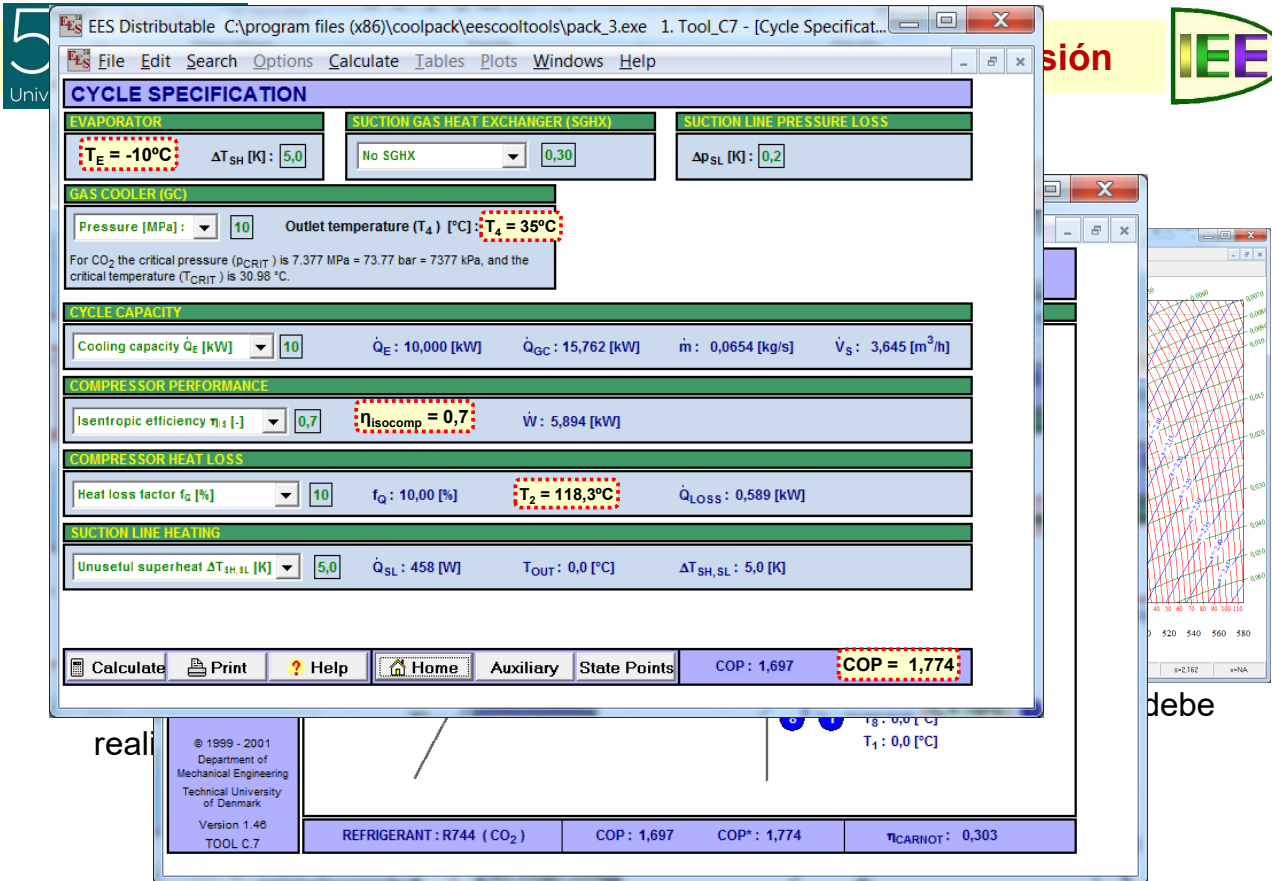
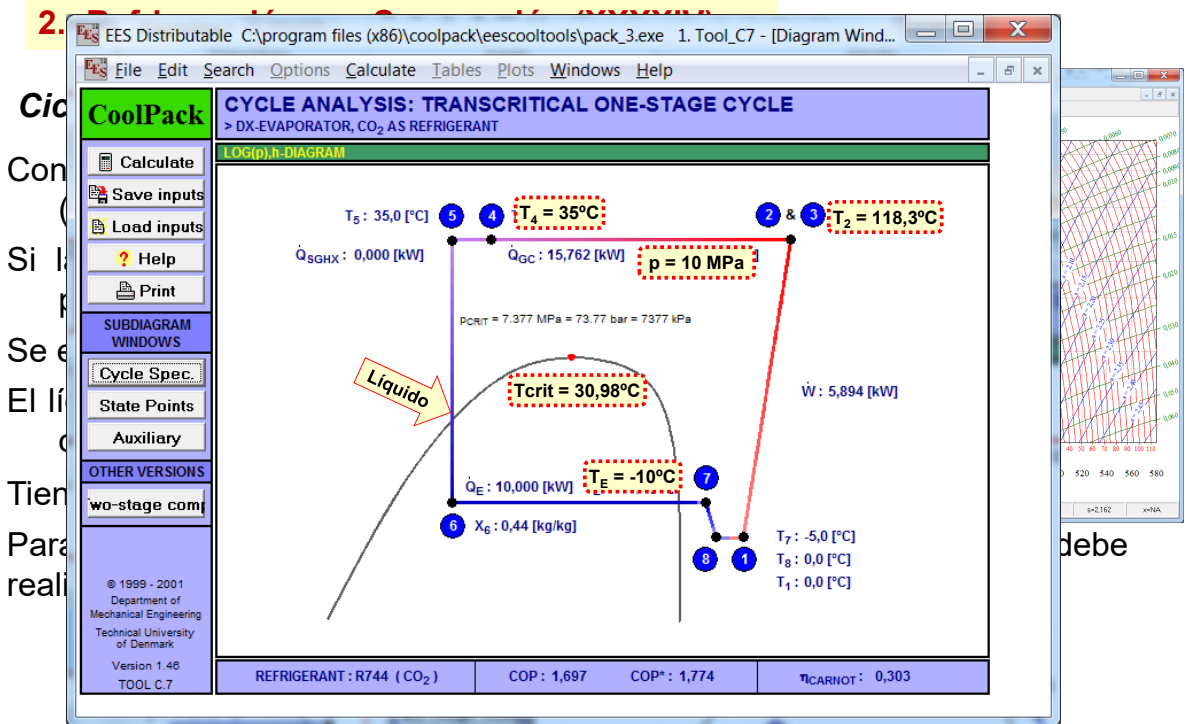
Se enfría el gas a p cte ( $\uparrow$ )

El líquido aparece en la etapa de expansión

Tiene bajo rendimiento

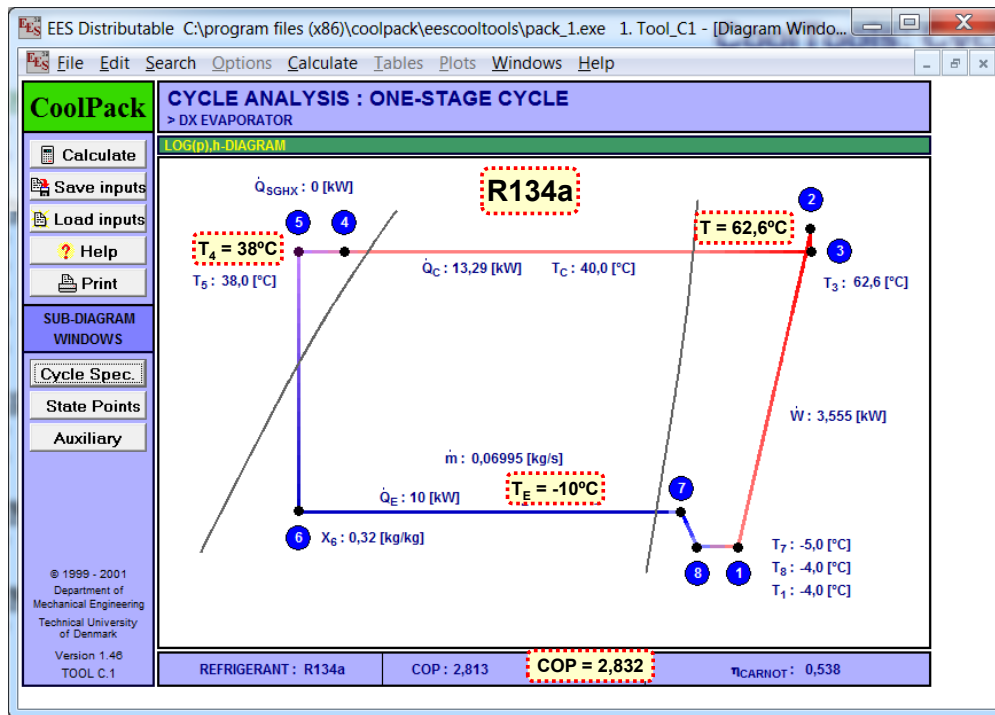
Para evitar altas temperaturas de descarga en la compresión se debe realizar un ciclo de dos etapas o en cascada



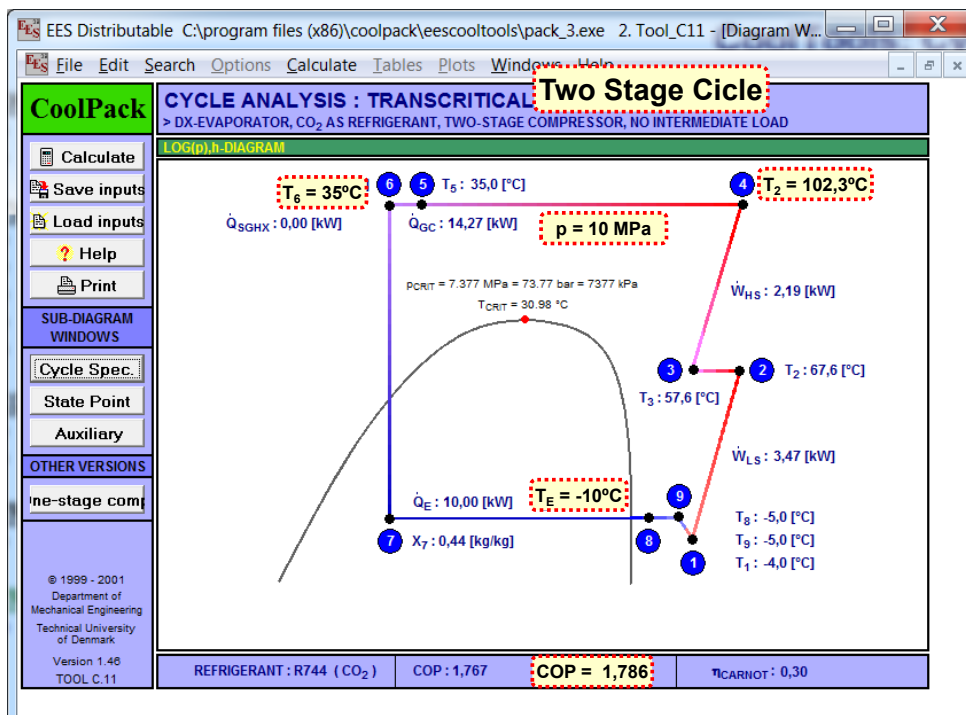




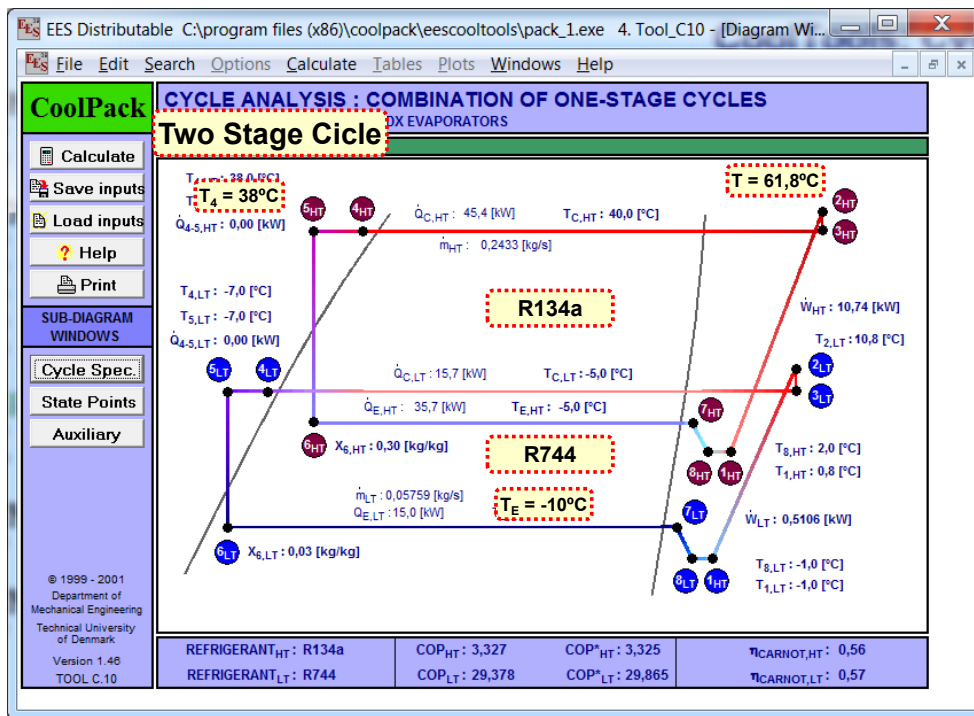
2.- Refrigeración por Compresión (XXXXV)



2.- Refrigeración por Compresión (XXXXV)



2.- Refrigeración por Compresión (XXXXV)



Bibliografía del Tema

E. Torrella

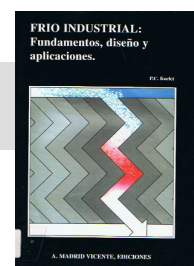
- La Producción de Frío
- Ejercicios de Producción de Frío



ATECYR: Fundamentos de Refrigeración  
○ Caps 1 y 2

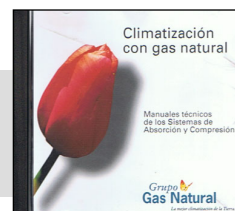
ASHRAE HANDBOOKS (CD`s)

- Fundamentals: Cap 1
- Refrigeration: Cap 41

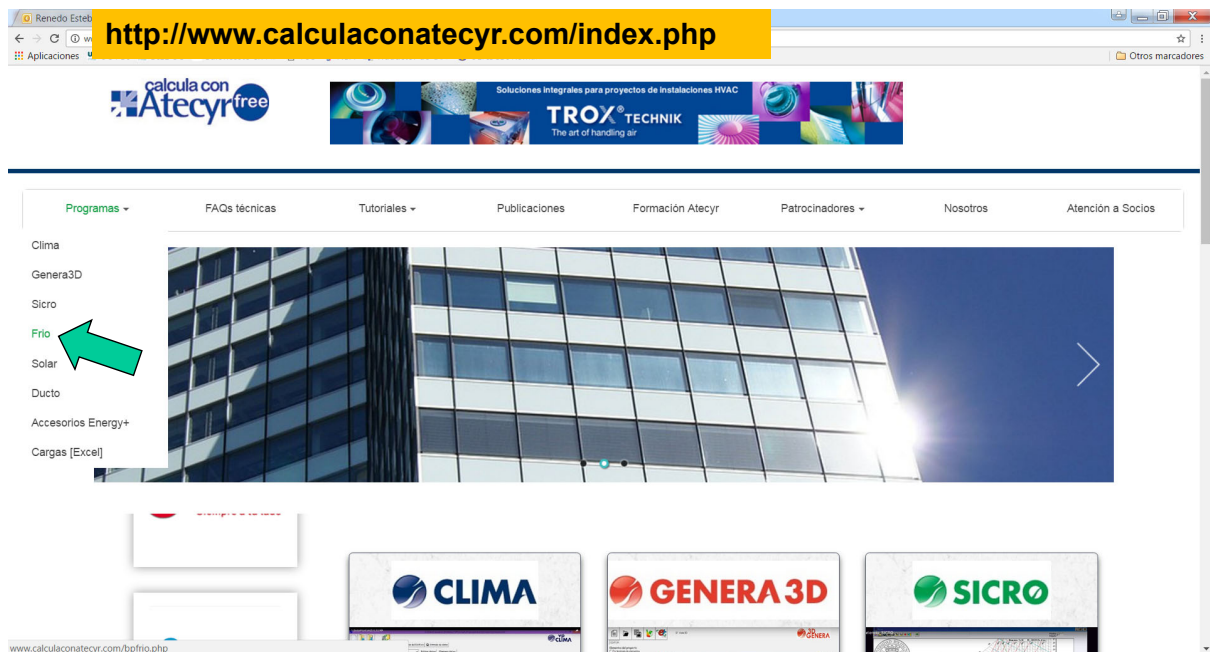
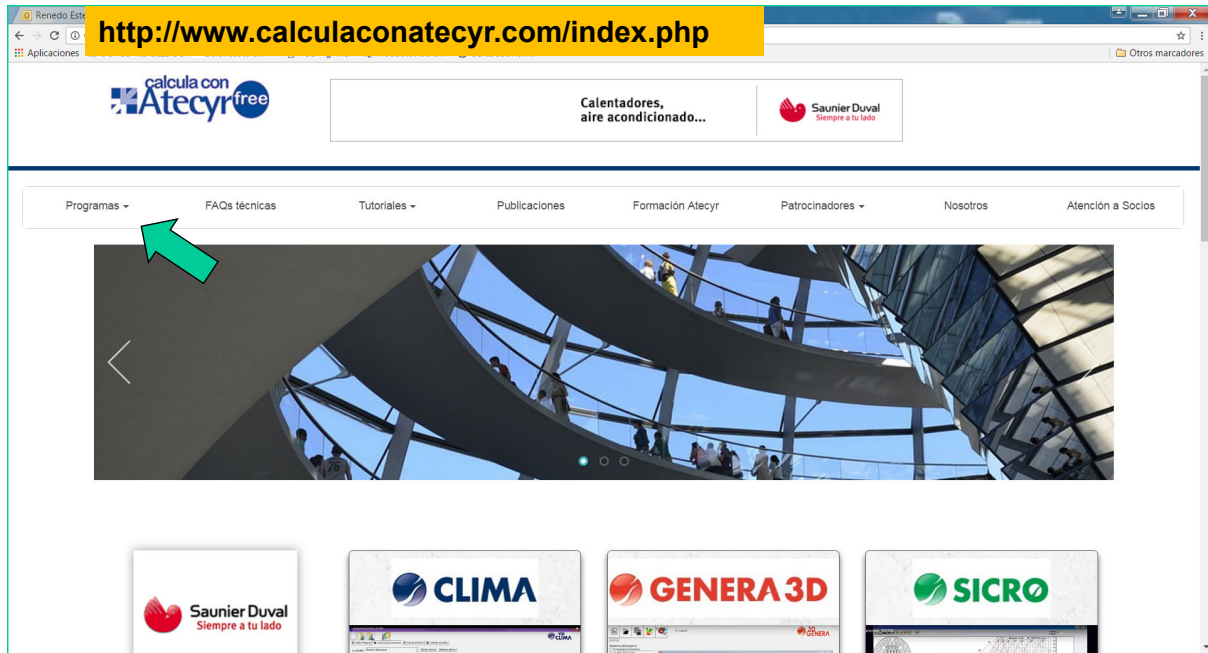


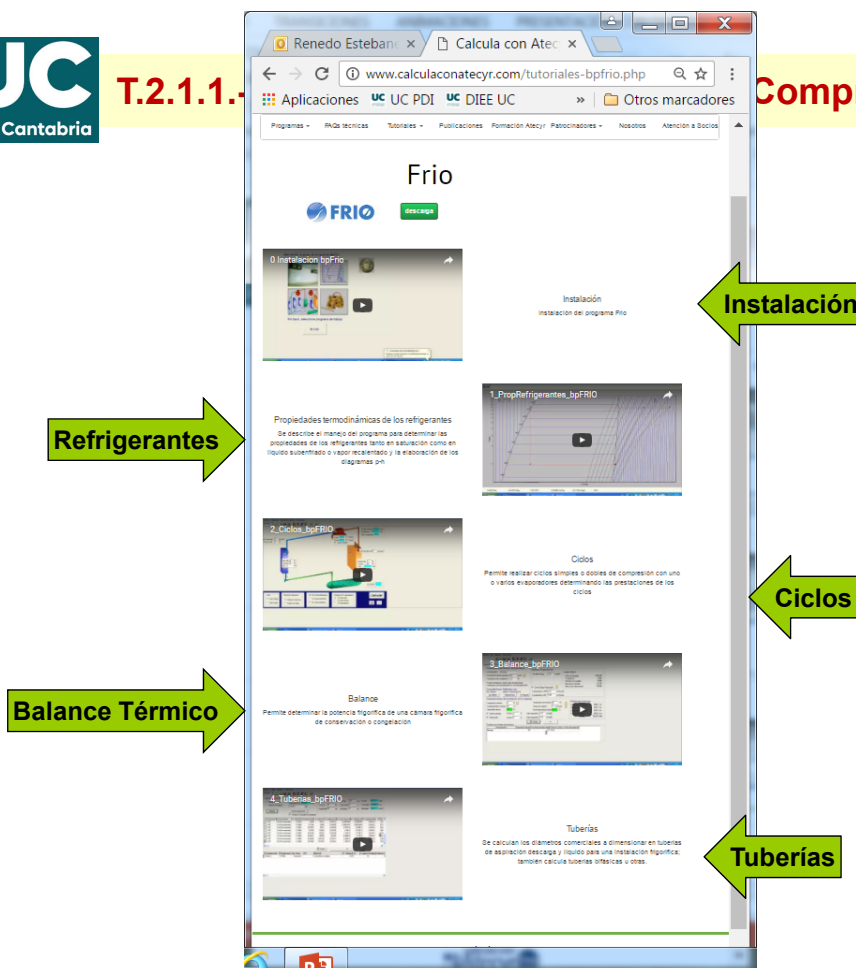
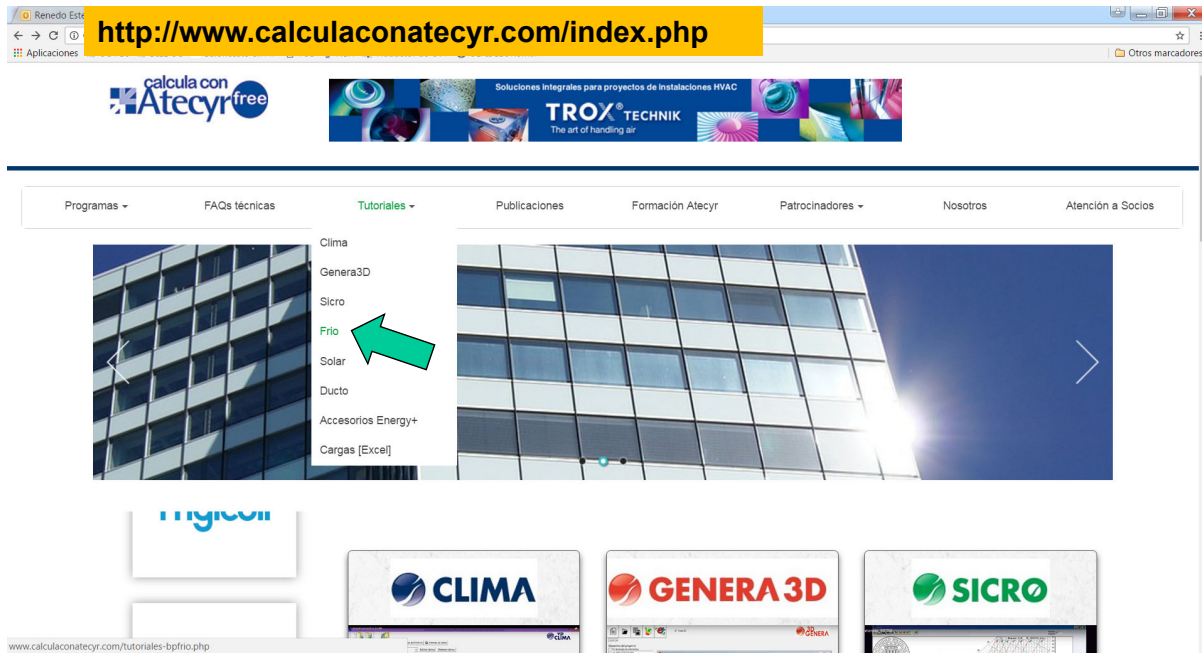
Frío Industrial  
P. C. Koelet

Climatización con Gas Natural  
Sistemas de Absorción y Compresión  
Gas Natural









## CONCLUSIONES TECNOFRÍO 22

### Rumbo actual/hoja de ruta del sector de la refrigeración

El primero, la eficiencia, impulsado desde la Unión Europea y ya transpuesto en nuestro régimen jurídico, es el principal pilar del proceso acelerado de descarbonización que estamos viviendo. Partiendo de la reducción de la demanda, y continuando por la eficiencia de los equipos, la prescripción de las soluciones y su dimensionamiento, instalación y mantenimiento, el proceso acabará implementando las energías renovables y residuales en las instalaciones. No hay otro modo de asegurar la sostenibilidad y circularidad del sector de la refrigeración.

### Cambios normativos que hay que afrontar

Los rápidos cambios en la normativa aplicable, ya sea a través de la propuesta de borrador del reglamento F-GAS o el reciente impuesto sobre gases fluorados de efecto invernadero, van encaminados a un progresivo phase-down de los refrigerantes que tengan un importante potencial de calentamiento atmosférico, con lo que se obliga a la búsqueda de nuevas soluciones técnicas más respetuosas con el medio ambiente. El sector de la refrigeración, ha de compaginar estos cambios con el precio de la energía y la escasez de materias primas, que está afectando tanto a la operación como al mantenimiento de las instalaciones, todo ello sin perder la competitividad con otros países no tan restrictivos en su normativa.

## CONCLUSIONES TECNOFRÍO 22

### Rumbo actual/hoja de ruta del sector de la refrigeración

#### Técnicas y tecnologías vanguardistas para afrontar los retos de la refrigeración

En cuanto a refrigerantes, el sector se dirige a incorporar en sus equipos, cada vez de forma más habitual, el uso de amoníaco, el CO<sub>2</sub> en régimen subcrítico y transcrito, los hidrocarburos y las hidrofluoroolefinas.

En cuanto a sistemas, se destaca la proliferación de sistemas indirectos, sistemas de baja carga de refrigerante, los sistemas compactos, sistemas inundados, la recuperación de calor, bombas de calor en industrias con demandas de calor y frío, acumulación de frío y otras nuevas tipologías de instalaciones.

La digitalización juega un papel fundamental en la consecución de la eficiencia energética, y complementa los nuevos desarrollos en compresores y bombas con variador de velocidad para afrontar eficientemente el funcionamiento a cargas parciales de la instalación y el aumento de las presiones de trabajo de los eyectores.

En general, hay mucho trabajo por hacer en cuanto a la mejora del ecodiseño, el incremento de los rendimientos estacionales de los equipos y los sistemas de control.

mas, que está afectando tanto a la operación como al mantenimiento de las instalaciones, todo ello sin perder la competitividad con otros países no tan restrictivos en su normativa.