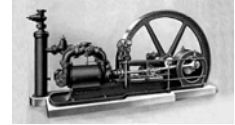




COMPRESIÓN MÚLTIPLE DIRECTA DOBLE ETAPA

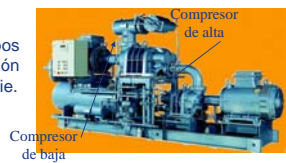
Inicios

- En 1885, un australiano W.G. Lock patenta el primer compresor compound.
- En 1889 la firma Sulzer fabricó el primer compresor de doble etapa con amoníaco como fluido de trabajo. En la figura un compresor horizontal de amoníaco "compound" de dos etapas (1889-1900) de Carl von Linde.
- En 1889 J. & E. Hall construye el primer compresor de doble etapa para CO_2 .
- Un segundo compresor de doble etapa fué construido por la empresa York en 1892.



Compresión doble directa. Disposiciones.

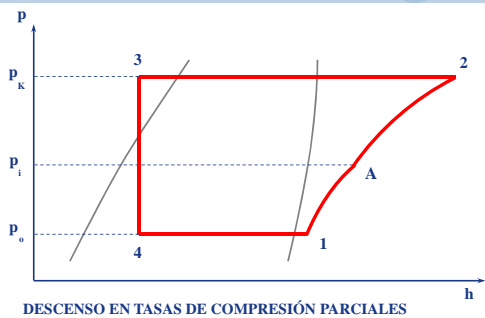
- "Booster" .- Dos equipos de compresión independientes, en serie.



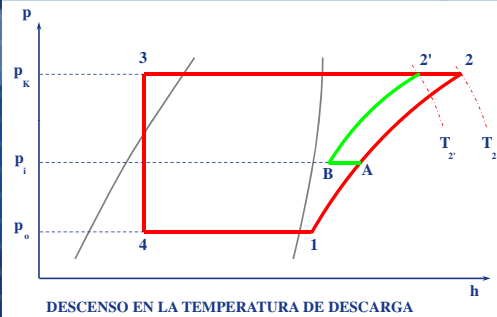
- "Compound" .- Un único compresor realiza las dos etapas de compresión.



Subdivisión del proceso Introducción de una presión intermedia.



Desrecalentamiento entre etapas



F. TORRELLA

Pág. 9

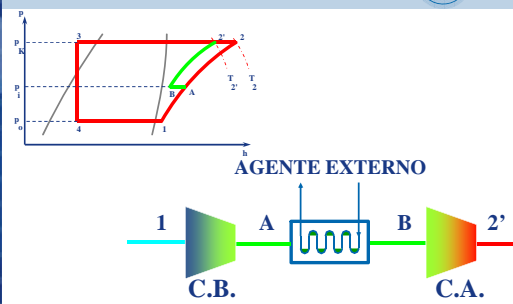
Desrecalentamiento. Métodos

- Con agente externo.
- Inyección directa.
- Expansión múltiple.
- Intercambiador intermedio:
 - Inyección total
 - Inyección parcial

F. TORRELLA

Pág. 10

Agente externo. Esquema

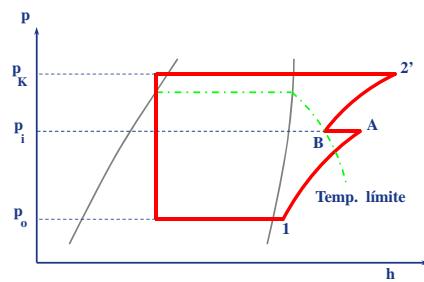


El fluido utilizado normalmente es el de condensación.

F. TORRELLA

Pág. 11

Agente externo. Limitación térmica



La temperatura límite condiciona la temperatura del agente externo (fluido de condensación)

F. TORRELLA

Pág. 12

Agente externo. Inconvenientes

- Desrequeamientos limitados por la temperatura del agente externo.
- Intercambiador de gran superficie, sobre todo en el caso de uso del aire, al transferir potencia térmica entre dos "gases", ambos malos conductores del calor.

F. TORRELLA

Pág. 13

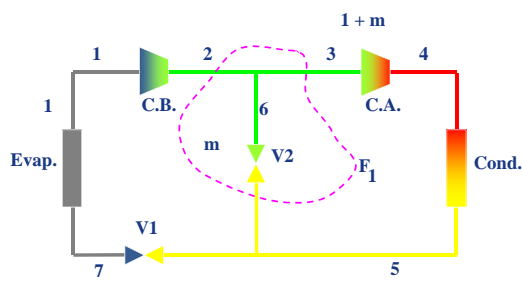
Inyección directa. Concepto básico

- A la vista de los inconvenientes derivados del uso de un agente externo, suele adoptarse, en instalaciones de media potencia, la disposición denominada de inyección directa, en la cual:
 - La fuente fría de desrequeamiento es la propia instalación.
 - La anterior característica trae como consecuencia una merma en la potencia frigorífica, al ser esta, en parte, utilizada en el enfriamiento de los vapores de descarga del compresor de baja.

F. TORRELLA

Pág. 14

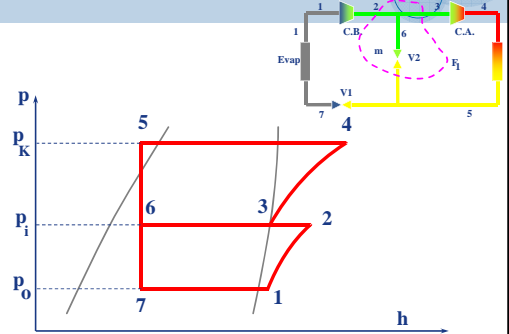
Inyección directa. Esquema



F. TORRELLA

Pág. 15

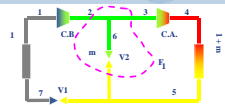
Inyección directa. Ciclo



F. TORRELLA

Pág. 16

Inyección directa. Caudales



- Desigualdad de caudales circulantes por etapas de compresión. Balance en la mezcla a presión intermedia:

$$(1+m)v_3 < v_2 \rightarrow v_2(h_2 - h_5)/(h_3 - h_5) < v_3$$

- Caudal másico por expansor auxiliar.

$$m = (h_2 - h_5)/(h_3 - h_5)$$

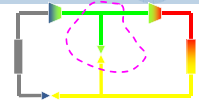
- Caudal másico por condensador y compresor de alta.

$$1+m = (h_2 - h_5)/(h_3 - h_5)$$

F. TORRELLA

Pág. 17

Inyección directa. Caudales



- La diferencia de caudal másico puede ser compensada en caudales volumétricos, por el volumen específico conseguido con el desrecalentamiento.

$$(1+m)v_3 < v_2 \rightarrow v_2(h_2 - h_5)/(h_3 - h_5) < v_3$$

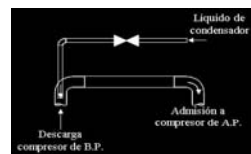
- El sistema resulta beneficioso si la producción volumétrica es menor que sin desrecalentamiento.

$$(h_2 - h_5)/v_2 < (h_3 - h_5)/v_3 \rightarrow q_{v2} < q_{v3}$$

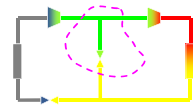
F. TORRELLA

Pág. 18

Inyección directa. Vista



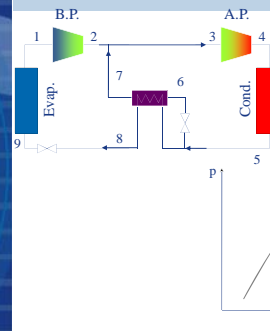
- La inyección inter-etapas se realiza en contracorriente a la entrada de vapores procedentes de la etapa de baja



F. TORRELLA

Pág. 19

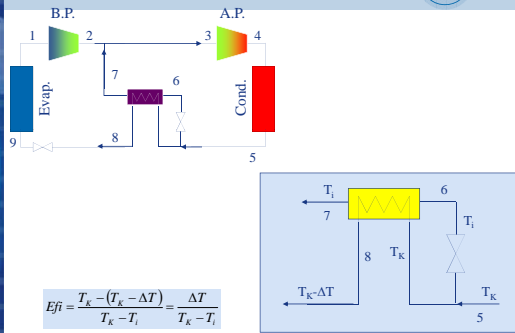
Inyección directa con intercambiador



F. TORRELLA

Pág. 20

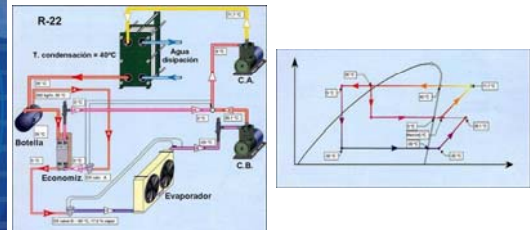
Inyección directa con intercambiador



F. TORRELLA

Pag. 21

Inyección directa con intercambiador



F. TORRELLA

Pag. 22

Inyección directa con intercambiador



F. TORRELLA

Pag. 23

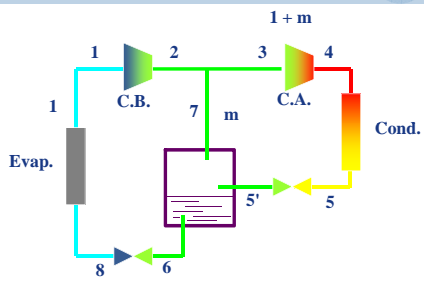
Expansión múltiple. Concepto básico

- Una segunda posibilidad de desrequeamiento mediante la instalación es la expansión múltiple, en la que:
 - La fuente fría de desrequeamiento es una corriente de vapores a presión intermedia.
 - La anterior característica elimina la merma en potencia frigorífica, puesto que el vapor no produce potencia y además se da un ahorro en potencia consumida por el compresor de baja.
 - El inconveniente es la falta de control en el proceso de enfriamiento entre etapas.

F. TORRELLA

Pag. 24

Expansión múltiple. Esquema

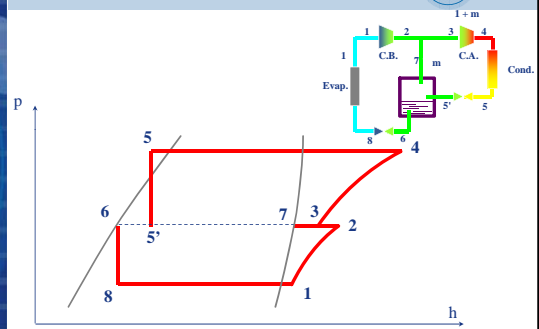


El desrecalentamiento se consigue por medio de la propia instalación.

F. TORRELLA

Pág. 25

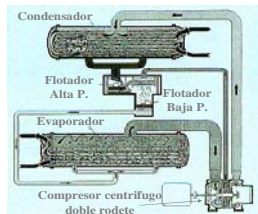
Expansión múltiple. Ciclo



F. TORRELLA

Pág. 26

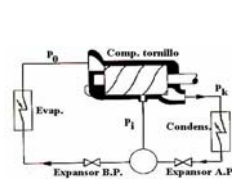
Expansión múltiple. Comp. centrífugo (A.A.)



F. TORRELLA

Pág. 27

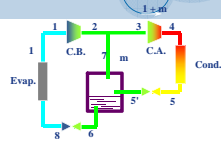
Expansión múltiple. Compresores de tornillo



F. TORRELLA

Pág. 28

Expansión múltiple Caudales



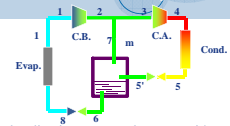
Desigualdad de caudales circulantes por etapas de compresión.
Balance en el separador a presión intermedia:

$$(1 + m) h_5 = 1 h_6 + m h_7$$

Caudal másico de vapor de salida del separador

$$m = \frac{h_5 - h_6}{h_7 - h_5}$$

Expansión múltiple. Eficiencia del sistema



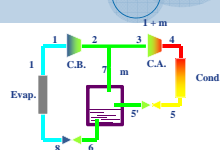
La potencia por unidad de masa condensada disminuye con la expansión escalonada, ya que parte del vapor sólo se comprime desde la presión intermedia. Si la potencia frigorífica, por unidad de masa condensada, no desciende, el efecto global será positivo. Producciones específicas sin y con expansión escalonada

$$q_0 = h_1 - h_5 = h_1 - h_5$$

$$q'_0 = \frac{h_1 - h_6}{1 + m} = \frac{h_1 - h_6}{1 + \frac{h_5 - h_6}{h_7 - h_5}} = \frac{(h_1 - h_6)(h_7 - h_5)}{h_7 - h_6}$$

Si la entalpía del estado "7" supera la del "1", la potencia, con expansión escalonada, supera al sistema sin esta disposición.

Expansión múltiple Resumen



– Ventajas

- Parte del vapor no se expande hasta la más baja presión, por lo que disminuye la potencia de compresión.
- Los vapores anteriores no interfieren, en cuanto a la transmisión térmica, en el evaporador.

– Inconvenientes

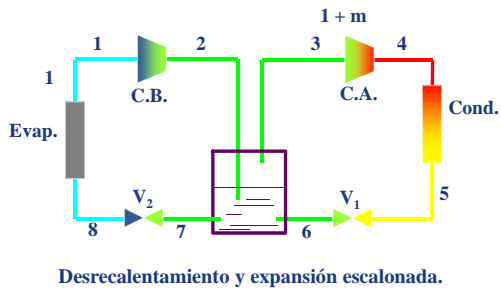
- Desrecalentamiento limitado entre etapas, lo que hace al sistema sólo apto con fluidos cuyo aumento de temperatura, en la compresión, sea moderado.

Máquinas con intercambiador intermedio. Conceptos básicos

– En grandes instalaciones se utilizan configuraciones dotadas de recipientes intermedios a la presión intermedia, estos tienen la función, no solo de provocar el enfriamiento de los vapores de baja, sino la obtención de títulos elevados en entrada a evaporador, son:

- De tipo abierto; o inyección total.
- De tipo cerrado; o de inyección parcial.

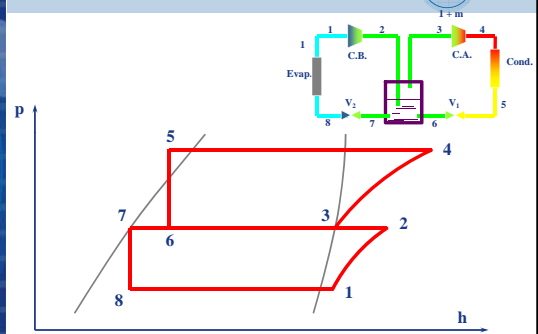
Intercambiador abierto. Inyección total Esquema



F. TORRELLA

Pág. 33

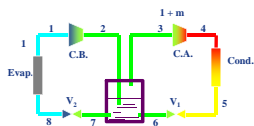
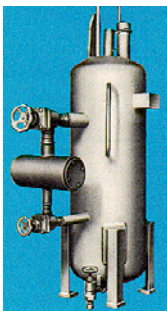
Inyección total Ciclo de la instalación



F. TORRELLA

Pág. 34

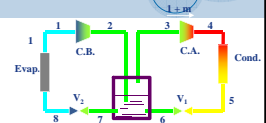
Recipiente a media presión Vista externa



F. TORRELLA

Pág. 35

Inyección total Análisis de caudales



Desigualdad de caudales circulantes por etapas de compresión.
Balance en el separador a presión intermedia:

$$1 h_2 + (1 + m) h_5 = 1 h_7 + (1 + m) h_3$$

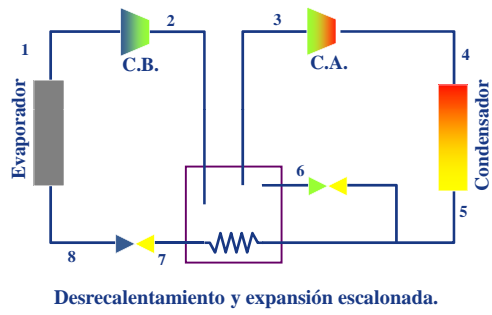
Caudal másico por condensador

$$1 + m = \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_5}$$

F. TORRELLA

Pág. 36

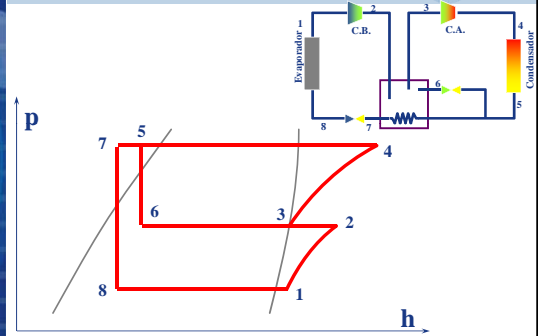
Intercambiador cerrado Inyección parcial. Esquema



F. TORRELLA

Pág. 37

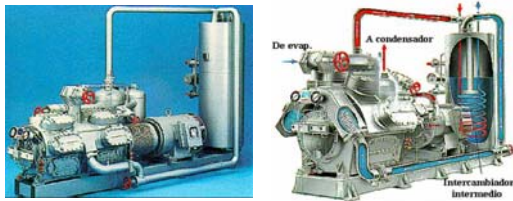
Intercambiador cerrado Inyección parcial. Ciclo



F. TORRELLA

Pág. 38

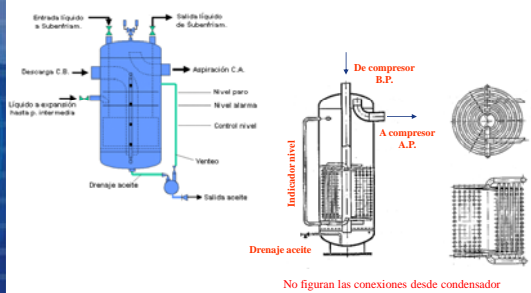
Inyección parcial. Vista



F. TORRELLA

Pág. 39

Intercambiador intermedio tipo cerrado



F. TORRELLA

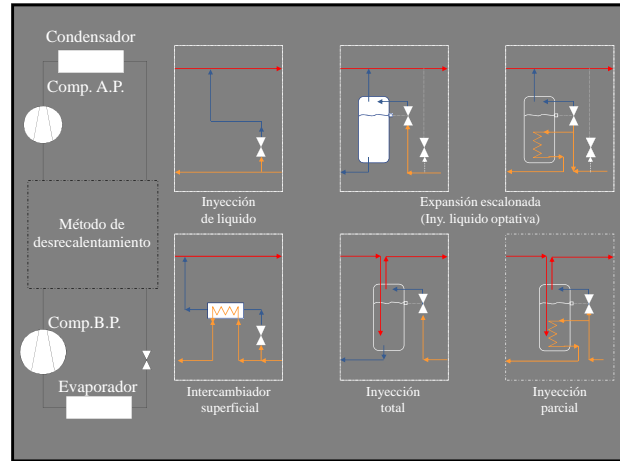
Pág. 40

Intercambiador intermedio Discusión

- La utilización de las máquinas con intercambiador tipo cerrado se debe a que a pesar de ser menos eficiente desde un punto de vista energético, la instalación trabaja con un expansor principal que actúa entre las presiones extremas (condensación y evaporación), lo que garantiza una mejor alimentación al evaporador, al ser este expansor de comportamiento más estable que los de la instalación con intercambiador abierto en la que los expansores trabajan con tasas inferiores a la total.

F. TORRELLA

Pág. 41



Elección de la presión intermedia. Métodos

- Igualdad de relaciones de compresión.
- Igualdad de temperaturas de descarga.
- Potencia mínima.
- Necesidad de una temperatura intermedia.
- Impuesta en compresores "compound".

F. TORRELLA

Pág. 43

Elección de la presión intermedia. Igualdad tasas.

$$\frac{p_i}{p_o} = \frac{p_K}{p_i} \rightarrow p_i = p_o \cdot p_K$$

La relación entre entre temperaturas de entrada "e" y salida "s" a compresores, será:

$$\frac{T_{sA}}{T_{eA}} = \left[\frac{p_K}{p_i} \right]^{\frac{n-1}{n}} = \left[\frac{p_i}{p_o} \right]^{\frac{n-1}{n}} = \frac{T_{sB}}{T_{eB}}$$

con lo que

$$T_{eA} > T_{eB} \quad ; \quad T_{sA} > T_{sB}$$

F. TORRELLA

Pág. 44

Igualdad de temperaturas de descarga.

En base a las consideraciones hechas con igualdad de tasas de compresión:

$$\frac{P_K}{P_i} < \frac{P_i}{P_o}$$

con lo que la etapa de compresión de baja trabaja con un menor salto.

Mínima potencia consumida.

Obtención del mínimo de la suma de:

$$P_{cB} = \frac{m_{cB} (h_{2s} - h_1)}{R_{iB} R_{mB}} = \frac{m_{cB} (h_2 - h_1)}{R_{mB}}$$

$$P_{cA} = \frac{m_{cA} (h_{4s} - h_3)}{R_{iA} R_{mA}} = \frac{m_{cA} (h_4 - h_3)}{R_{mA}}$$

Mínima potencia consumida.

- Formulas aproximadas:
 - Behringer (amoníaco); temperatura intermedia a la presión calculada como media geométrica

$$T_{opt} = T_i + 5^\circ\text{C}$$

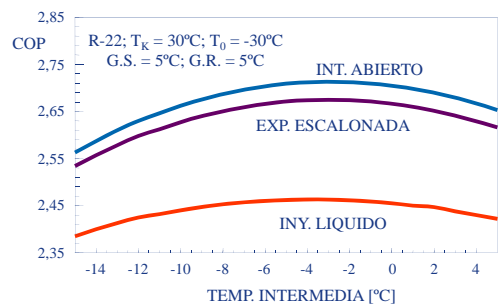
- Czaplinsky

$$T_{opt} = \sqrt{T_o \cdot T_K}$$

- Sandholt

$$P_i = \sqrt{P_o \cdot P_K} + 0.35 \quad [\text{Kg} / \text{cm}^2]$$

Representación.



EJEMPLO INSTALACION TIPO "BOOSTER"

F. TORRELLA

INSTALACION

- Comp. alternativos A.P.
- A.C.S. (desrecalent.)
- Condens. Aire
- Salas de proceso climatizadas, con evap. secos.
- Intercambiador intermedio tipo cerrado.
- Recipiente liquido B.P.
- Generador-hielo (preenfriamiento)
- Túneles de enfriamiento y cámaras de almacenamiento.
- Comp. tornillo B.P.

F. TORRELLA

Pag. 50

COMPRESION EN ALTA

- Presostato de alta en descarga
- Presostato de baja en succión
- Presostato diferencial de aceite
- Regulador de capacidad

F. TORRELLA

Pag. 51

INTERCAMBIADOR A.C.S.

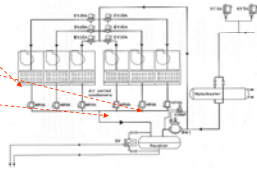
- Aprovechamiento entálpico de los vapores recalentados, previo a su condensación.

F. TORRELLA

Pag. 52

PUESTO DE CONDENSACION

- Válvulas solenoides de control.
- Válvulas antiretorno.
- Control de la presión de condensación, en caso de baja carga o aire de condensación a baja temperatura, deriva desde el intercambiador de A.C.S. hacia el recipiente de alta presión.
- Recipiente de alta presión, con válvula de flotador de alta.

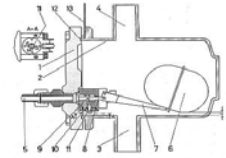


F. TORRELLA

Pág. 53

VALVULA FLOTADOR A.P.

- Pilota el suministro de fluido al recipiente de baja presión.
 - 9.- Obturador
 - 5.- Conexión a recipiente B.P.
 - 3, 4. Conexiones superior e inferior a depósito A.P.

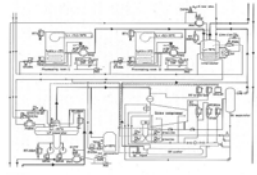


F. TORRELLA

Pág. 54

ZONA INTERMEDIA

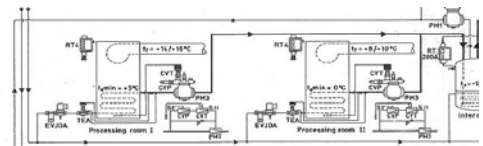
- Evaporadores alta temperatura.
- Intercambiador tipo cerrado.
- Recipiente liquido baja presión.
- Generador de hielo.
- Compresor de tornillo de baja presión.



F. TORRELLA

Pág. 55

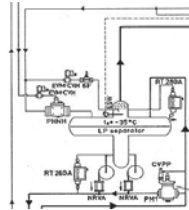
EVAPORADORES ALTA TEMP.



F. TORRELLA

Pág. 56

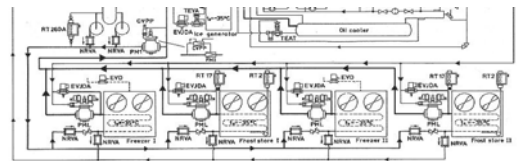
RECIPIENTE DE LIQUIDO B.P.



F. TORRELLA

Pag. 57

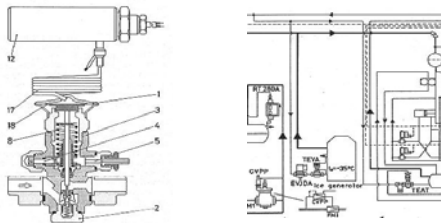
EVAPORADORES DE B.T.



F. TORRELLA

Pag. 58

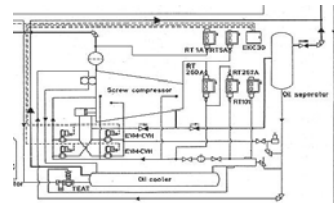
GENERADOR DE HIELO TERMOSTATICA DE NIVEL



F. TORRELLA

Pag. 59

COMPRESOR DE TORNILLO



F. TORRELLA

Pag. 60

INTERCAMBIADOR TIPO CERRADO

