

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

ASPECTOS ENERGETICOS

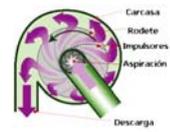


E. TORRELLA

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Principio

- Los compresores centrífugos son dispositivos dinámicos que intercambian de forma continua momento angular entre un elemento rotativo (rodete) y el flujo de vapores de refrigerante. Cuando las moléculas del fluido son aceleradas por la fuerza centrífuga, avanzan y son sustituidas. El efecto global es el de una continua compresión del caudal de vapor.



E. TORRELLA

Pag. 2

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Anytecedentes

- Entre 1921 y 1922 Carrier patenta el "centrifugal chiller" destinado al acondicionamiento de grandes espacios. Este tipo de compresores están fundamentados en los trabajos de Auguste Camille Edmond Rateau sobre máquinas de vapor.



E. TORRELLA

Pag. 3

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Los primeros compresores

- En 1910, H. Lorenz y E. Elgenfeld propusieron el uso de compresores centrífugos en el Congreso de Refrigeración de Viena.
- Sin embargo no fue hasta 1911 en que W. H. Carrier los aplica, el motivo de su introducción fue disminuir el tamaño de las instalaciones de gran potencia. En 1919 Carrier utilizó dicloroetileno ($C_2H_4Cl_2$) y después diclorometano (CCl_2H_2), también cloruro de metilo en 1926. En los años 30 se empieza a utilizar el R11 y más tarde R12, propano y otros fluidos para bajas temperaturas.
- En Suiza, Brown Boveri Co. En 1926 trabajo con amoníaco en este tipo de compresores, mas tarde con CFC.
- Los compresores, antes de 1940, tenían de 5 a 6 rodetes, para pasar a 2 ó 3 entre 1940 y 1960. A partir de 1960 se empezó a construir también con un único rodete.



Primer centrifugo Carrier



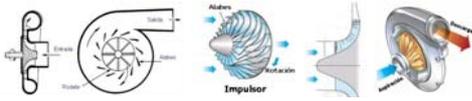
Reuben Trane. Turbovac 1939

E. TORRELLA

Pag. 4

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Base de funcionamiento



- El compresor centrífugo es un dispositivo de tipo dinámico, no de desplazamiento positivo como el resto de los equipos utilizados en máquinas de compresión. Está constituido por una o más ruedas impulsoras montadas sobre un eje y contenidas dentro de una carcasa. El aumento de presión se consigue por conversión desde energía cinética.

E. TORRELLA

Pag. 5

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

- El principio de operación de un compresor centrífugo es similar al de los ventiladores o bombas centrífugas.
 - El vapor a baja presión y con baja velocidad, proveniente de la tubería de succión, se introduce en la cavidad interna u ojo de la rueda impulsora a lo largo de la dirección del eje del rotor.
 - Una vez en la rueda, el vapor es forzado a salir radialmente hacia el exterior por la acción de los álabes del impulsor y por la fuerza centrífuga desarrollada en la rotación de la rueda.
 - El vapor es descargado a una velocidad alta, habiendo experimentado asimismo un aumento de temperatura y presión.
 - Cuando deja la periferia de la rueda es conducido a unos pasadizos situados en el cuerpo mismo del compresor y que están esencialmente diseñados para reducir la velocidad del vapor. Estos dirigen al vapor hacia la entrada del siguiente impulsor o, en el caso del último paso, lo descargan a una cámara desde donde el vapor pasa a la tubería de descarga hacia el condensador.

E. TORRELLA

Pag. 6

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Proceso de compresión

- Los dos procesos que tienen lugar en el interior de un turbocompresor centrífugo, son:
 - Un aumento de la energía cinética del gas (presión dinámica), y también algo la estática. Este proceso tiene lugar en el rodete.
 - Disminución gradual, sin turbulencias, de la velocidad alcanzada por el gas en el rodete, consiguiéndose como contrapartida una elevación de la presión estática. Este segundo proceso tiene lugar en el difusor.

E. TORRELLA

Pag. 7

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Aumento de energía cinética en rodete

- Este proceso tiene lugar en el rodete que tiene misión acelerar el gas, que es aspirado axialmente hacia el centro del rodete, y cambia su dirección en 90° convirtiéndolo en un flujo radial.
- Cuando el rodete de un turbocompresor centrífugo gira en presencia de un gas, la fuerza centrífuga le empuja desde la boca de entrada del rodete hasta el final del álabes. La velocidad del fluido a la salida del álabes, originada por esta fuerza centrífuga es W_2 .
- Por otra parte, el fluido es empujado también en la dirección de la trayectoria del extremo exterior del álabes, punto donde la velocidad es, $u_2 = r_2 \cdot \omega$. Estas dos velocidades, que actúan simultáneamente sobre el fluido a la salida del álabes, se combinan entre sí para dar en dicha salida una resultante c_2 que es, en magnitud y sentido, la velocidad absoluta a la que realmente el fluido abandona el álabes, cuyo valor suele ser del orden del (50 ± 70%) de u_2 , dependiendo del ángulo β_2 a la salida.



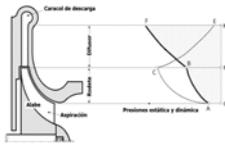
E. TORRELLA

Pag. 8

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Intercambio energía cinética a presión

- Este proceso tiene lugar en el difusor.
- Los cambios de velocidad y presión estática que el gas experimenta a su paso por el turbocompresor centrífugo son:
 - OA.- Presión estática y dinámica a la entrada del turbocompresor
 - MB.- Presión estática a la salida del rodete
 - MC.- Presión dinámica a la salida del rodete
 - NE.- Presión dinámica a la salida del difusor
 - NF.- Presión estática a la salida del difusor

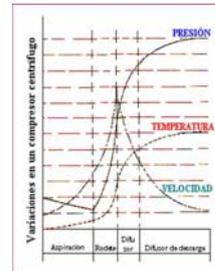


E. TORRELLA

Pag. 9

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Presión, velocidad y temperatura



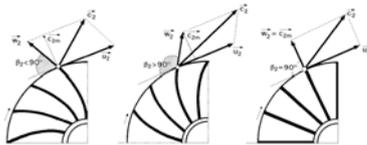
E. TORRELLA

Pag. 10

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

El rodete impulsor

- El rodete consta de un cierto número de álabes, que pueden ir dispuestos de varias formas. El parámetro fundamental que caracteriza el álabe de un turbocompresor es el ángulo de salida β_2 y, según él, se clasifican los álabes en:
 - Alabes curvados hacia atrás, $\beta_2 < 90^\circ$. Todos los compresores de refrigerante tienen los álabes vueltos hacia atrás.
 - Alabes curvados hacia adelante, $\beta_2 > 90^\circ$
 - Alabes de salida radial, $\beta_2 = 90^\circ$

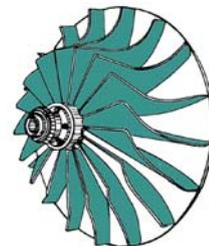


E. TORRELLA

Pag. 11

Rodete con álabes de salida radial, curvados a la entrada

- El ángulo β_1 de la velocidad relativa es el exigido por una entrada radial de la corriente absoluta, $\alpha_1 = 90^\circ$, sin rotación.
- La construcción con salida radial, $\beta_2 = 90^\circ$, reduce los esfuerzos centrífugos prácticamente a esfuerzos de tracción.
- Con este tipo de rodete se obtienen velocidades periféricas elevadísimas, pudiéndose llegar a los 500 m/seg.



E. TORRELLA

Pag. 12

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Leyes

- Los compresores centrífugos obedecen a la leyes propias de los ventiladores y bombas centrífugas.

Ideal Fan Laws

Law 1

$$Flow Rate_2 \propto Flow Rate_1 \times \frac{RPM_2}{RPM_1}$$

Law 2

$$Lift_2 \propto Lift_1 \times \left(\frac{RPM_2}{RPM_1}\right)^2$$

Law 3

$$Power_2 \propto Power_1 \times \left(\frac{RPM_2}{RPM_1}\right)^3$$

E. TORRELLA

Pag. 13

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Componentes



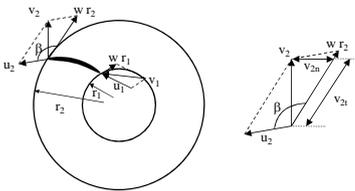
E. TORRELLA

Pag. 14

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Relación altura – Caudal (I)

- Sobre la figura se presenta un álabe de un rodete del compresor, con sus correspondientes triángulos de velocidad a la entrada y salida.



E. TORRELLA

Pag. 15

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Relación altura – Caudal (II)

- El par que el compresor precisa viene dado por la expresión:

$$T = G (v_{2t} r_2 - v_{1t} r_1)$$

- en la que:
 - T = par [kgm].
 - G = caudal másico [kg/s].
 - v_{2t} = velocidad tangencial del refrigerante en la salida [m/s].
 - r_2 = radio en la salida del rodete [m].
 - v_{1t} = velocidad tangencial del refrigerante en la entrada [m/s].
 - r_1 = radio en la entrada del rodete [m].

E. TORRELLA

Pag. 16

COMPRESORES CENTRÍFUGOS Relación altura – Caudal (III)

- Los fabricantes tienden a disminuir en lo posible el valor de la velocidad de entrada, con lo que puede considerarse:

$$v_{1r} \approx 0 \quad \Rightarrow \quad T = G v_{2r} r_2$$

- y la potencia se obtendrá multiplicando el par por la velocidad de giro, con lo que está se obtendrá como:

$$P = G v_{2r} r_2 w$$

- si ahora dividimos la potencia por el caudal másico de refrigerante, se obtendrá el trabajo por unidad de masa de refrigerante, que en una compresión isentrópica se corresponde con el aumento de entalpías específicas en el proceso, es decir:

$$\frac{P}{G} = \Delta h_s = v_{2r} r_2 w$$

E. TORRELLA

Pag. 17

COMPRESORES CENTRÍFUGOS Relación altura – Caudal (IV)

- El régimen de funcionamiento que permite el máximo desarrollo de presión es aquél para el que no existe flujo, lo que se denomina "régimen de cierre", en el cual se cumple:

$$v_{2r} = r_2 w$$

- dado que el fluido está girando a la misma velocidad que el rodete, por lo que en estas condiciones se cumple:

$$\Delta h_s = (r_2 w)^2$$

- expresión que nos permite concluir que el salto de presión será tanto más elevado cuanto mayor sea la velocidad de giro, o el tamaño del rodete.

E. TORRELLA

Pag. 18

COMPRESORES CENTRÍFUGOS Relación altura – Caudal (V)

- Si ahora dividimos los dos miembros de la expresión del salto entálpico por "g" (constante gravitatoria) se tiene la expresión de la altura del compresor:

$$Altura = v_{2r} w r_2 / g$$

- Del triángulo de velocidades en el extremo del rodete:

$$v_{2r} = w r_2 + v_{2n} \cot \beta$$

- sustituyendo

$$Altura = \frac{(w r_2)^2 + w r_2 v_{2n} \cot \beta}{g}$$

E. TORRELLA

Pag. 19

COMPRESORES CENTRÍFUGOS Relación altura – Caudal (VI)

- En un compresor determinado trabajando con un régimen de giro fijo se tienen como constantes las siguientes magnitudes "w", "r₂" y "β". Todos los compresores utilizados en el campo del frío industrial tienen los alabes vueltos hacia atrás, es decir, "β" > 90°, por lo que su cotangente toma un valor negativo. Por otro lado, el caudal que sale del rodete es proporcional a "v_{2n}", por lo que cuando el caudal aumenta, el factor "w.r₂.v_{2n}.cotβ" disminuye, dando como resultado la línea característica del compresor, que cuando no existen pérdidas, es una línea recta

E. TORRELLA

Pag. 20

COMPRESORES CENTRÍFUGOS Relación altura – Caudal (VI)

- El funcionamiento real difiere del visto sin pérdidas en las imperfecciones que se producen en el compresor, siendo la primera de ellas la debida al impacto del flujo circulatorio contra el rodete con la formación de remolinos, la siguiente deducción es la pérdida debida a la fricción que crece aproximadamente con el cuadrado del caudal, finalmente se deducen las pérdidas debidas al cambio de dirección a la entrada del rodete impulsor. Con relación a estas pérdidas hay que decir que al variar el caudal lo hace en dirección la velocidad a la entrada " v_1 ". El proyectista puede fijar el ángulo del alabe a la entrada del impulsor, pero éste será únicamente el adecuado para un determinado caudal que aparece marcado como "Punto de Proyecto", para caudales diferentes al de proyecto se producen pérdidas debidas a la turbulencia.

E. TORRELLA

Pag. 21

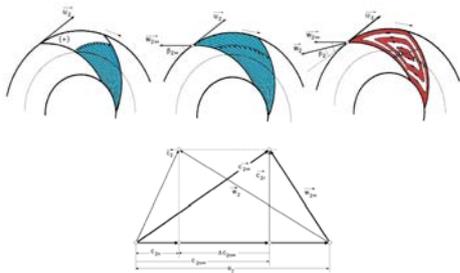
COMPRESORES CENTRÍFUGOS Deslizamiento

- Aunque la velocidad relativa a la salida del rodete debería ser w_2 bajo un ángulo β_2 igual al ángulo del álabe a la salida, lo cierto es que la teoría y la experiencia demuestran que la velocidad relativa efectiva a la salida del rodete sí es w_2 , pero bajo un ángulo $\beta_2' < \beta_2$. Este hecho se demuestra mediante la teoría del fluido ideal irrotacional, en el que se origina un torbellino relativo.
- En el rodete real con número finito de álaves la corriente no es guiada perfectamente por los álaves, sino que a la corriente relativa de desplazamiento del gas en el rodete se superpone un torbellino potencial o un giro relativo de la corriente en el espacio comprendido entre cada dos álaves consecutivos.

E. TORRELLA

Pag. 22

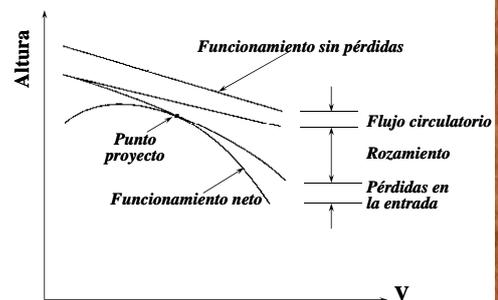
COMPRESORES CENTRÍFUGOS Deslizamiento



E. TORRELLA

Pag. 23

COMPRESORES CENTRÍFUGOS Relación altura – Caudal (VII)



E. TORRELLA

Pag. 24

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

$Q_0 - T_0$ (I)

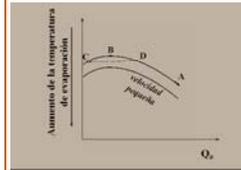
- La curva altura/caudal puede reconvertirse a un sistema de coordenadas potencia frigorífica/temperatura de evaporación, más conveniente en instalaciones de producción de frío. Esta nueva representación se ha plasmado sobre la figura siguiente, la cual posee una temperatura de condensación fija, en la que se puede observar que la temperatura de evaporación, eje de ordenadas, aumenta de arriba abajo, lo que es evidente pues al descender la temperatura se produce un aumento en el trabajo de compresión. Por otro lado el caudal es proporcional a la potencia.

E. TORRELLA

Pag. 25

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

$Q_0 - T_0$ (II)



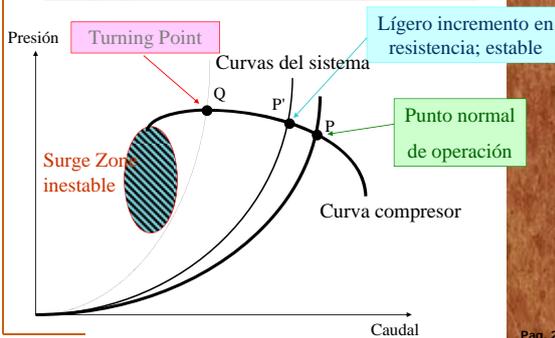
- Cuando la potencia disminuye desde el punto "A", el punto de funcionamiento se desplaza sobre la línea de funcionamiento, si el descenso hasta valores inferiores al del punto "B", punto de máxima altura, la diferencia de presiones entre las de condensación y evaporación supera a la que el compresor puede alcanzar, con lo que algo de vapor retrocede por el compresor cuando el punto se dirige al "C". Esto provoca un aumento de vapor en evaporador, y el punto de funcionamiento salta repentinamente al estado "D", repitiéndose el ciclo cuando el compresor se encuentra poco alimentado. Este fenómeno se produce a bajas cargas, inferiores al 35% de la nominal, recibiendo la denominación de "régimen de fluctuación, bombeo o surging".

E. TORRELLA

Pag. 26

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Surging



E. TORRELLA

Pag. 27

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Tasa máxima en una etapa

- Si se acepta que $\alpha_1 = 90^\circ$, se demuestra que la relación de compresión máxima teóricamente alcanzable en una etapa es:

$$i = \frac{P_{descarga}}{P_{aspiración}} = \left[\frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{u_2^2 C_{2u}}{RT_1} + 1 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

- Si se desprecia w_2 frente a u_2 se cumple que: $c_2 = u_2 = r_2 w$, y por lo tanto, que; $u_2 = c_2 u$ y $\beta_2 = 90^\circ$, por lo que la relación anterior quedaría en la forma:

$$i = \frac{P_{descarga}}{P_{aspiración}} = \left[\frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{u_2^2}{RT_1} + 1 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

- de la que se deduce que en un compresor dado que gira a velocidad constante y desplaza un gas determinado, cuanto mayor sea la temperatura de entrada del gas menor será la relación de compresión generada.

E. TORRELLA

Pag. 28

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Tasa máxima con varias etapas

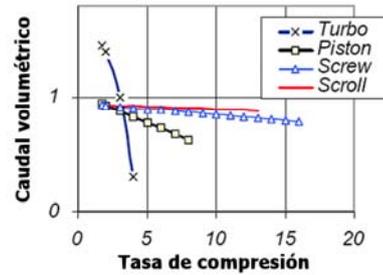
- Si se colocan unos cuantos rodets en serie, la relación de compresión total del turbocompresor es igual al producto de las relaciones de compresión de cada escalonamiento; si la relación de compresión es la misma para todos los escalonamientos, resulta igual a la enésima potencia de dicha relación de compresión, siendo Z el número de escalonamientos.
- Si la relación de compresión es pequeña se suelen construir todos los rodets iguales y con el mismo diámetro exterior, por lo que el salto entálpico en todos los rodets es igual pero la relación de compresión no, debido al aumento de temperatura del gas con la compresión.

E. TORRELLA

Pag. 29

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Relación tasa - caudal



E. TORRELLA

Pag. 30

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Aplicación de los turbocompresores

- Capacidad de desplazar grandes volúmenes
- Incapacidad de utilización ante relaciones de compresión elevadas.
- Las características enumeradas hacen que este tipo de compresores tenga su campo de aplicación en las grandes instalaciones de acondicionamiento de aire. Como orientación, actualmente su rango de aplicación oscila entre:

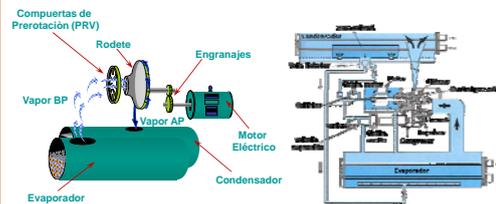
Caudal	Velocidad	Capacidad
0,03 ÷ 15 m ³ /s	1800 ÷ 90000 r.p.m.	50 ÷ 5000 tonR

E. TORRELLA

Pag. 31

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

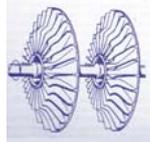
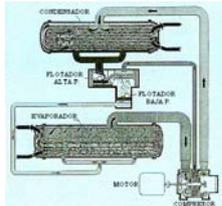
Un rodete



E. TORRELLA

Pag. 32

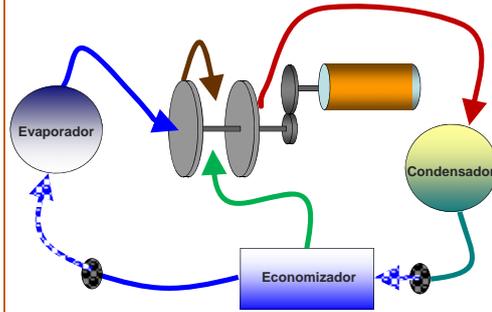
COMPRESORES CENTRÍFUGOS Dos rodetes



E. TORRELLA

Pag. 33

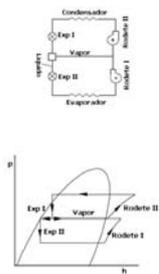
COMPRESORES CENTRÍFUGOS Dos rodetes. Economizador



E. TORRELLA

Pag. 34

COMPRESORES CENTRÍFUGOS Dos rodetes. Economizador

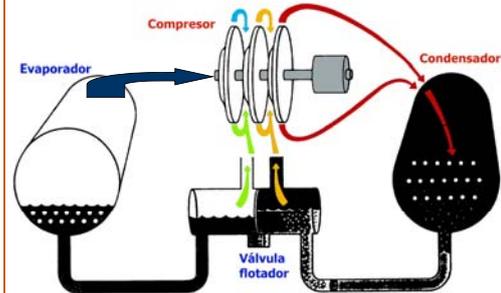


- Además de reducir el diámetro del rodete y el tamaño de la carcasa, la utilización de un economizador aumenta en teoría la eficiencia. En realidad se trata de un sistema ya visto en doble compresión y conocido como de expansión escalonada. La expansión del líquido de alta presión a la salida del condensador, se lleva a un depósito, por la parte superior se extrae el vapor que se mezcla con la salida del primer rodete, consiguiendo un cierto desrecalentamiento. El líquido restante se lleva a la segunda etapa de expansión, con lo que se consigue una menor entalpía a la entrada del evaporador, y por supuesto un menor porcentaje de vapor.
- En la práctica las dificultades de espacio entre rodetes limitan las posibilidades del sistema.

E. TORRELLA

Pag. 35

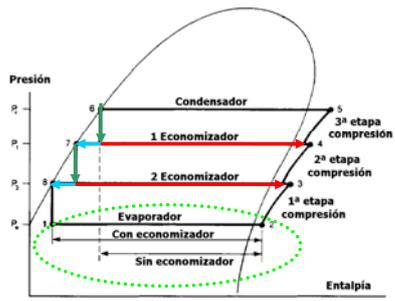
COMPRESORES CENTRÍFUGOS Tres rodetes. Economizador



E. TORRELLA

Pag. 36

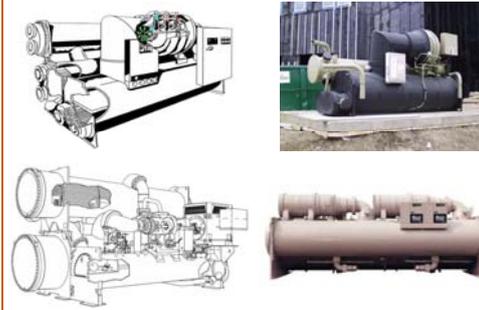
COMPRESORES CENTRÍFUGOS Tres rodetes. Economizador



E. TORRELLA

Pag. 37

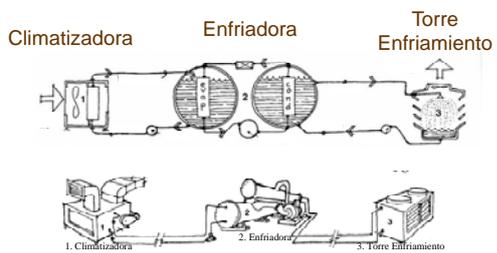
Vistas de enfriadoras con compresores centrífugos



E. TORRELLA

Pag. 38

Esquema de Inst. A.A. con compresores centrífugos



E. TORRELLA

Pag. 39



COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Regulación de capacidad

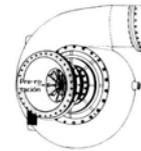
- Los métodos de regulación de la potencia de un compresor centrífugo en función de la demanda son:
 - Reducción de la velocidad de giro.
 - Alabes de prerotación.
 - Aumento de la presión de condensación por reducción del caudal del agente externo de condensación.
 - By-pass de vapor de la descarga a la aspiración.

E. TORRELLA

Pag. 41

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Alabes de prerotación



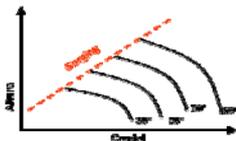
E. TORRELLA

Pag. 42

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Alabes de prerotación

- El método más común de reducción de carga son los dispositivos de prerotación (válvulas), cuando la carga baja, el caudal de refrigerante debe reducirse, las válvulas cierran para adaptarse a las necesidades.
- En la figura se observa para un compresor de un rodete con velocidad de giro constante, la disminución de caudal con el ángulo de cierre de las válvulas de prerotación.



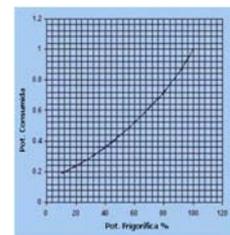
E. TORRELLA

Pag. 43

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Alabes de prerotación

- Con válvulas de prerotación, el control de capacidad puede mantenerse en el rango de 10 al 100%.
- En la figura se observa la desviación, respecto a la regulación ideal (bisectriz).



E. TORRELLA

Pag. 44

COMPRESORES CENTRÍFUGOS Prerotación/ Variador de frecuencia

- Las válvulas de prerotación son el sistema más barato, simple y efectivo de regulación en compresores centrífugos, pero se le puede combinar con sistemas de control por variación de frecuencia sobre el motor eléctrico de accionamiento, en ese caso se ha comprobado como más eficiente la combinación:
 - > 50% load, mejor con velocidad variable
 - < 50% load, mejor con prerotación
- A favor del variador de frecuencia se tiene la relación cúbica que existe con la velocidad de giro.

Ideal Fan Laws

Law 1

$$Flow Rate_2 \propto Flow Rate_1 \times \frac{RPM_2}{RPM_1}$$

Law 2

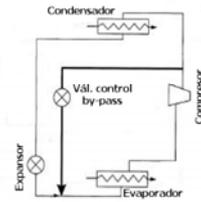
$$Lift_2 \propto Lift_1 \times \left(\frac{RPM_2}{RPM_1}\right)^2$$

Law 3

$$Power_2 \propto Power_1 \times \left(\frac{RPM_2}{RPM_1}\right)^3$$

COMPRESORES CENTRÍFUGOS Regulación por By-pass

- La regulación por by-pass de vapores procedentes de la descarga del compresor a la entrada de evaporador, modificando con ello el salto entálpico en evaporador y con esto la potencia, se han visto en compresores alternativos, y ya se ha dicho que desde un punto de vista de consumo energético son no aconsejables. Estas mismas conclusiones son válidas para compresores centrífugos.



COMPRESORES CENTRÍFUGOS Características

- Necesidad de más de un rodete para cubrir saltos de presión con refrigerantes actuales.
- Rango de 85 a 5000 TR incluso por encima de 10000 TR
- Refrigerantes: R22, R123, R134a & R717
- Regulación mediante álabes de prerotación o variación de velocidad.
- Mayores rendimientos volumétricos que los de desplazamiento positivo.

COMPRESORES CENTRÍFUGOS Comparación fluidos

Compressor Design Parameters			
Refrigerant	HFC 134a	HCFC 22	HCFC 123
Chiller size (tons)	1000	1000	1000
Compressor Gas Flow Rate (cfm/ton)	2.68	1.74	17.08
Compressor Gas Flow Rate (cfm)	2680	1740	17080
Tip Speed (fps)	653	678	629
Wheel Speed (rpm)	11,884	19,464	3550 @60Hz
Wheel diameter (in)	12.6	8	49.6
Acoustic Velocity @ 50°F (fps)	484	535	417
Minimum Inlet Diameter (in)	4.6	3.5	13.0