DEPARTAMENTO DE INGENIERIA ELECTRICA Y ENERGETICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA

COMPRESORES

Pedro Fernández Díez

I.- COMPRESORES ALTERNATIVOS

I.1.- INTRODUCCIÓN

Los compresores son máquinas que tienen por finalidad aportar una energía a los fluidos compresibles (gases y vapores) sobre los que operan, para hacerlos fluir aumentando al mismo tiempo su presión. En esta última característica precisamente, se distinguen de las soplantes y ventiladores que manejan grandes cantidades de fluidos compresibles (aire por ejemplo) sin modificar sensiblemente su presión, con funciones similares a las bombas de fluidos incompresibles.

Un compresor admite gas o vapor a una presión p_1 dada, descargándolo a una presión p_2 superior, Fig I.1. La energía necesaria para efectuar este trabajo la proporciona un motor eléctrico o una turbina de vapor.

Campo de utilización.- Los compresores alternativos tienen una amplia gama de volúmenes desplazados en el intervalo, $0 \div 1000$ m^3/h, entrando en competencia con los de paletas, tornillo, etc.

I.2.- FACTORES INCLUIDOS EN EL RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO REAL

El ciclo teórico de trabajo de un compresor ideal se entiende fácilmente mediante el estudio de un compresor monofásico de pistón funcionando sin pérdidas y que el gas comprimido sea perfecto, Fig I.3. Con ésto se da por hecho que el pistón se mueve ajustado herméticamente al cilindro, e incluso se considera que el paso del aire hacia y desde el cilindro tiene lugar sin resistencias en válvulas y conductos, es decir, sin cambio de presión.

El ***volumen de desplazamiento*** de un compresor es el volumen barrido en la unidad de tiempo por la cara o caras del pistón de la primera etapa, Fig I.2; en el caso de doble efecto, hay que tener en cuenta el vástago del pistón. El volumen desplazado V_D por un compresor es el volumen de la cilindrada de la máquina multiplicado por el número de revoluciones de la misma.

En el caso de ser un compresor de más de una etapa, el volumen engendrado viene indicado por la primera etapa.

El ***espacio muerto*** o volumen nocivo V_0 corresponde al volumen residual entre el pistón y el fondo del cilindro y las lumbreras de las válvulas, cuando el pistón está en su punto muerto, estimándose entre un $3\% \div 10\%$ de la carrera, de acuerdo con el modelo de compresor.

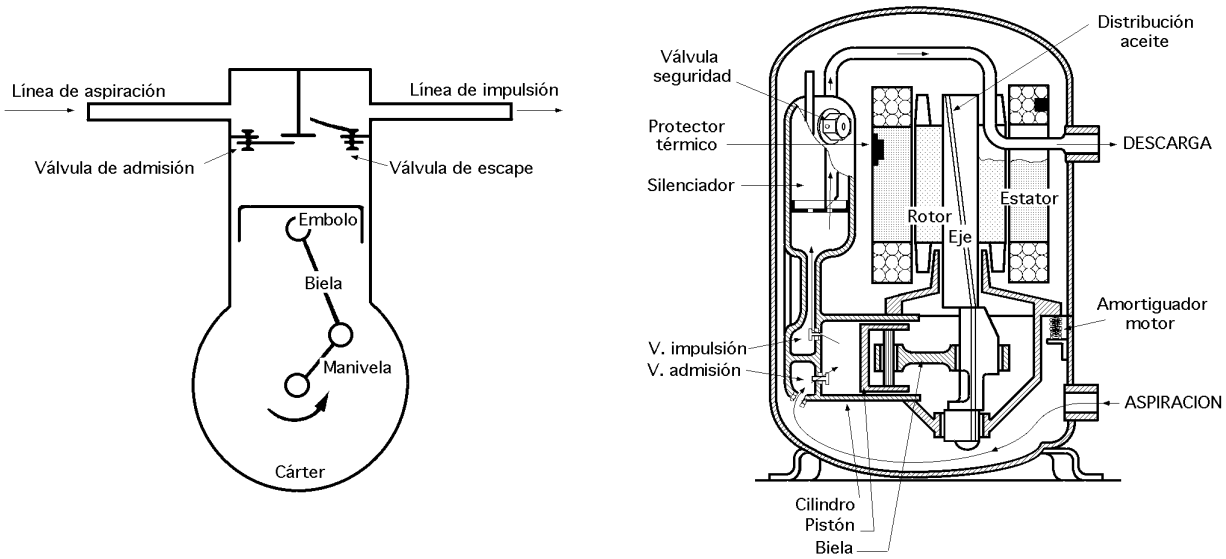


Fig I.I.1.- Esquema del funcionamiento de un compresor alternativo, y partes de un compresor hermético

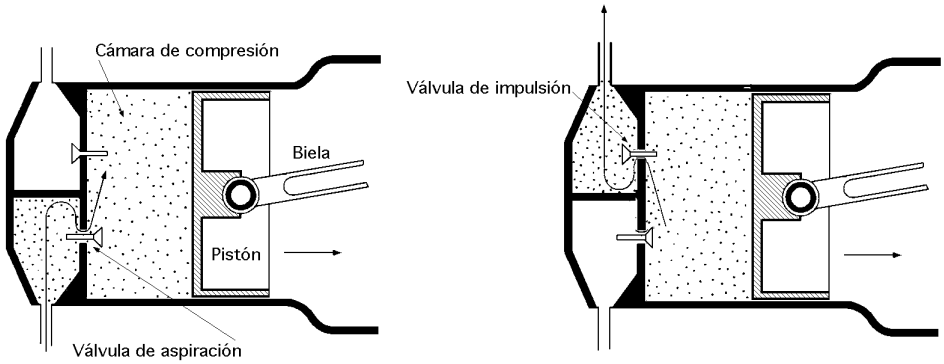


Fig I.I.2.- Volumen barrido en un compresor alternativo

Esto provoca un retraso en la aspiración debido a que el aire almacenado en el volumen residual a la presión p_2 debe expansionarse hasta la presión p_1 antes de permitir la entrada de aire en el cilindro. Sin embargo, su efecto es doble en razón a que si por un lado disminuye el volumen de aspiración, por otro ahorra energía, ya que la expansión produce un efecto motor sobre el pistón; se puede considerar que ambos efectos se compensan bajo el punto de vista energético.

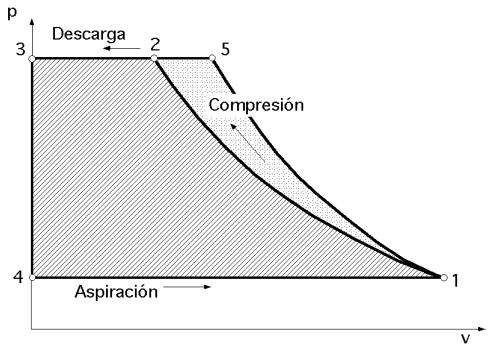


Fig I.3.- Ciclo de trabajo teórico de un compresor ideal, sin pérdidas, con espacio muerto nulo y con un gas perfecto

Si el compresor no tuviese espacio muerto, el volumen residual entre el punto muerto superior PMS y las válvulas de aspiración y escape sería 0; esta salvedad se hace en virtud de que la compresión del aire no se puede llevar, por razones físicas, hasta un volumen nulo, existiendo al extremo de la carrera del compresor un espacio muerto, que se corresponde con el menor volumen ocupado por el gas en el proceso de compresión.

La causa principal de la disminución del volumen de vapor efectivamente desplazado por un compresor es el espacio muerto o perjudicial. En el ciclo interno teórico del compresor, Fig I.4, al término de la compresión la presión es p_2; el vapor comprimido pasa en-tonces a la línea de escape, recta (2-3),

pero en el punto 3, punto muerto superior, queda todavía un volumen V_0, espacio muerto.

En la posterior carrera de retroceso (aspiración), este volumen V_0 de gas se expansiona hasta el punto 4, presión p_a, y es solamente entonces, al ser alcanzada la presión de la aspiración, cuando comienza la admisión de vapor dentro del cilindro.

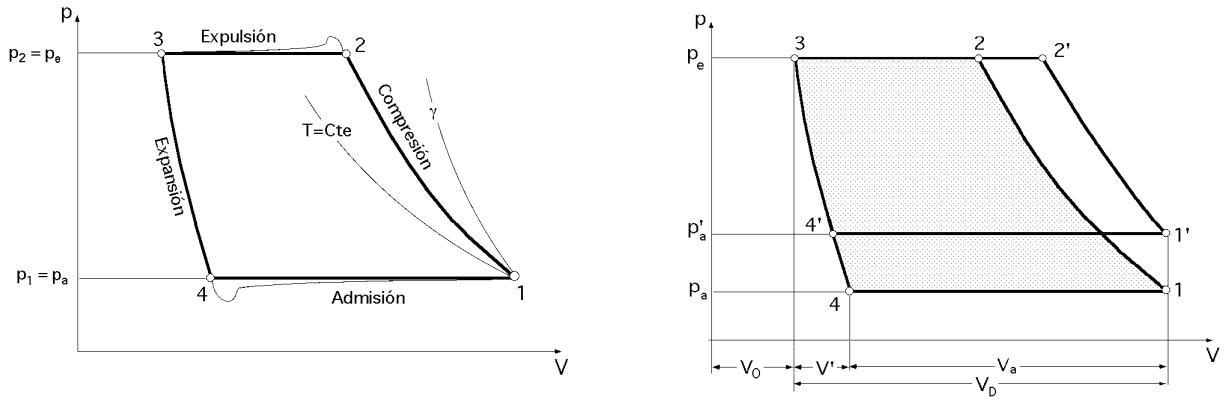


Fig I.4.- Diagrama de un compresor alternativo ideal

Si la transformación (3-4) es una politrópica de exponente ***n*** se cumple:

$$p_e V_0^n = p_a (V_0 + V') \quad ; \quad \frac{V'}{V_0} = \left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{1/n} - 1$$

siendo:

Relación de compresión: $\varepsilon_c = \dfrac{p_e}{p_c} = \dfrac{\text{Presión absoluta en el escape}}{\text{Presión absoluta en la aspiración}}$

Retraso en la apertura de la válvula de admisión.- Hasta que la presión dentro del cilindro sea (p_a - Δp_a) (para vencer la tensión del resorte de la válvula de admisión) no se abrirá ésta; por lo tanto el vapor al entrar en el cilindro sufrirá una expansión Δp_a (laminación) a su paso por el orificio de la válvula de admisión. Esto quiere decir que mientras dura la aspiración la presión del vapor dentro del cilindro es menor que la reinante en la línea de aspiración.

La consecuencia de este retraso en la apertura de la válvula de admisión es que el volumen admitido dentro es menor, pues parte de la carrera teórica de admisión del pistón se emplea en expansionar el gas desde p_a hasta, p_a - Δp_a.

Retraso en la apertura de la válvula de escape.- Por idéntico motivo, para que pueda salir el gas en el escape, deberá estar dentro del cilindro a una presión, p_e+ Δp_e, ligeramente superior a la p_e reinante en la línea de escape. En el supuesto de que en el punto muerto superior la presión dentro del espacio muerto no tenga tiempo material de igualarse a la p_e de la línea de escape, el recorrido del pistón en el retroceso para la expansión del gas del espacio muerto, no ya desde p_e hasta, p_a - Δp_a, sino desde, p_e+ Δp_e, hasta, p_a - Δp, deberá ser mayor, disminuyendo también por este concepto la carrera útil de admisión del pistón, y por lo tanto el volumen realmente admitido en el cilindro.

A señalar que los efectos debidos a los retrasos de apertura en las dos válvulas no están influenciados por el valor de la relación de compresión.

Calentamiento del cilindro.- El gas admitido en el cilindro en la carrera de admisión, se calienta al ponerse en contacto con las paredes interiores del cilindro, que están a temperatura más elevada, y también por el hecho de que el gas comprimido no es perfecto, rozamiento, disminuyendo su densidad, o lo que es lo mismo, aumentando su volumen específico.

Por esta razón, al final de la carrera de admisión el peso total de vapor admitido en el punto muerto inferior será menor, o lo que es lo mismo, el volumen aspirado, medido en las condiciones reinantes en la línea de aspiración, será menor que el barrido por el pistón en su carrera útil de admisión. Hay que tener en cuenta que este calentamiento del cilindro es función de la relación de compresión y aumenta al elevarse ésta. La pared del cilindro se calienta por doble motivo: por contacto directo con el gas a alta temperatura y por rozamiento mecánico entre pistón y cilindro.

Inestanqueidad de válvulas y segmentos.- Por este concepto, el volumen que realmente llega a impulsar el compresor es todavía menor; la inestanqueidad aumenta igualmente al elevarse la relación de compresión.

I.3.- POTENCIA MECÁNICA Y RENDIMIENTOS

Potencia teórica del compresor.- En un compresor alternativo ideal, el volumen V_D, m³/h, de vapor que proveniente de la línea de aspiración es succionado hacia el cilindro, comprimido a continuación y expulsado al final, precisa de una potencia teórica:

$$N_t = V_D \ \frac{m^3}{hora} \ \rho \ \frac{kg}{m^3} \ \Delta i \ \frac{Kcal}{kg} = V_D \ \rho (i_2 - i_1) \ \frac{Kcal}{hora}$$

siendo V_D, *el desplazamiento del pistón, o volumen barrido por el pistón en su carrera completa*

Potencia real del compresor.- La potencia real del compresor es:

$$N_r = V_a \ \frac{m^3}{hora} \ \rho \ \frac{kg}{m^3} \ \Delta i \ \frac{Kcal}{kg}$$

siendo ($V_a = V - V'$) *el volumen de gas o vapor realmente succionado (comprimido y expulsado) proveniente de la línea de aspiración, medido en las condiciones reinantes en ella*

La potencia real del compresor es siempre menor que la teórica debido a que:

a) En cada carrera de aspiración del pistón, el valor del volumen de gas succionado proveniente de la línea de aspiración V_a (medido en las condiciones allí reinantes), es menor que el desplazado V_D por dicho pistón; la razón principal de este menor volumen aspirado estriba en el espacio muerto y en que la densidad ρ del vapor que llena el cilindro al final de la carrera de aspiración, es menor que la del vapor situado en la línea de succión

b) En la carrera de compresión se presentan fugas de vapor (válvulas, segmentos), con lo que la cantidad de fluido efectivamente impulsada por el compresor será todavía menor.

Rendimiento mecánico.- Se define el rendimiento mecánico del compresor como la relación:

$$\eta_{mec} = \frac{\text{Trabajo absorbido según el ciclo indicado del compresor}}{\text{Trabajo absorbido en el eje del compresor}}$$

Este rendimiento es una medida de los rozamientos mecánicos del compresor, pistón-cilindro,

cabeza y pie de biela, etc.

Rendimiento eléctrico del motor.- Se define el rendimiento eléctrico del compresor como la relación:

$$\eta_{eléct} = \frac{\text{Potencia mecánica absorbida en el eje del compresor}}{\text{Potencia eléctrica absorbida por el motor}}$$

Este rendimiento contabiliza las pérdidas que se producen en el motor eléctrico.

Rendimiento global.- Es el cociente entre el trabajo absorbido por el compresor según el ciclo teórico y el trabajo absorbido en el eje del mismo.

$$\eta_{com} = \frac{\text{Trabajo teórico absorbido por el compresor}}{\text{Trabajo real absorbido por el compresor}}$$

También se puede considerar como el producto de los rendimientos, indicado, mecánico y eléctrico, de la forma:

$$\eta = \eta_i \; \eta_{mec} \; \eta_{eléc}$$

La eficiencia de la compresión es una medida de las pérdidas que resultan de la divergencia entre el ciclo real o indicado y el ciclo teórico (isentrópico) de compresión. Estas pérdidas son debidas a que tanto el fluido como el compresor, no son ideales sino reales, es decir con imperfecciones y limitaciones tales como:

a) Rozamiento interno a causa de no ser el fluido un gas perfecto y a causa también de las turbulencias

b) Retraso en la apertura de las válvulas de admisión y escape

c) Efecto pared del cilindro

d) Compresión politrópica

Los factores que determinan el valor del rendimiento de la compresión y del rendimiento volumétrico real del compresor, son los mismos. El diagrama del ciclo ideal de compresión se fija teóricamente y el del ciclo real de compresión se obtiene en el banco de ensayos mediante un sensor introducido en el volumen muerto del compresor, que transmite la presión reinante, que se registra en combinación con el movimiento del pistón, dando lugar al diagrama (p,v) interno de la máquina).

Rendimiento volumétrico ideal.- El rendimiento volumétrico ideal η_{vi}, aparece como consecuencia de la existencia del espacio muerto, y vale:

$$\eta_{vi} = \frac{V_a}{V} \; 100 = 100 \left[1 - \frac{V_0}{V} \left\{\left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{1/n} - 1\right\}\right] =$$

$$= \frac{\text{Volumen realmente admitido, medido a la p y T reinantes en la línea de aspiración}}{\text{Cilindrada}} \times 100$$

En la expresión del η_{vi} se comprueba que el rendimiento volumétrico ideal disminuye al aumentar el espacio muerto V_0 y la relación de compresión ε_c; es corriente que $\frac{V_0}{V} = 0{,}06$

Rendimiento volumétrico real.- El rendimiento volumétrico real $\eta_{v\,real}$ se define como:

$$\eta_{v\,real} = \frac{\text{Peso del vapor accionado por el compresor}}{\text{Peso del vapor teóricamente impulsado por el compresor calculado en base a } V_D} = \frac{V_a}{V_D} \times 100$$

siendo ρ_a la densidad del vapor en las condiciones de presión y temperatura reinantes en la línea de aspiración. Si se supone que en los puntos muertos inferior 1 y superior 3 no se llega a alcanzar el equilibrio de la presión exterior e interior, el diagrama real quedaría representado según se muestra en la Fig I.7.

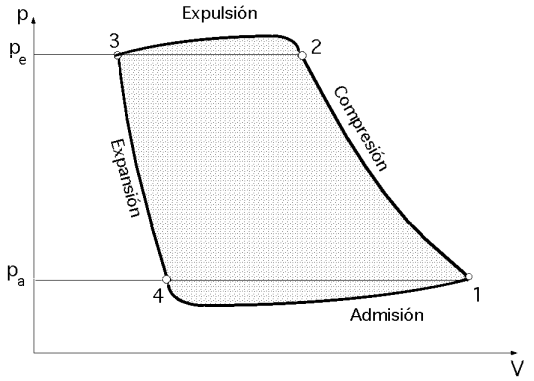


Fig I.5.- Diagrama real de trabajo de un compresor

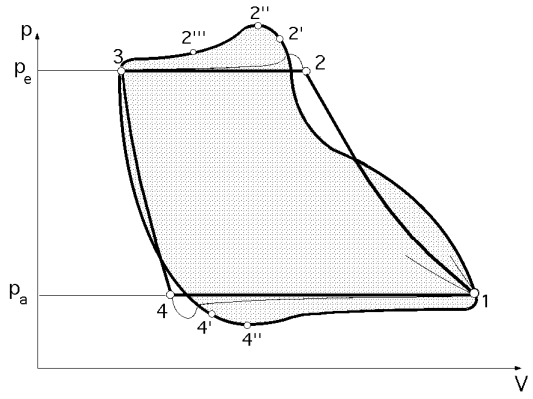


Fig I.6.- Diagrama indicado del compresor real, con igualación de presiones en los puntos muertos

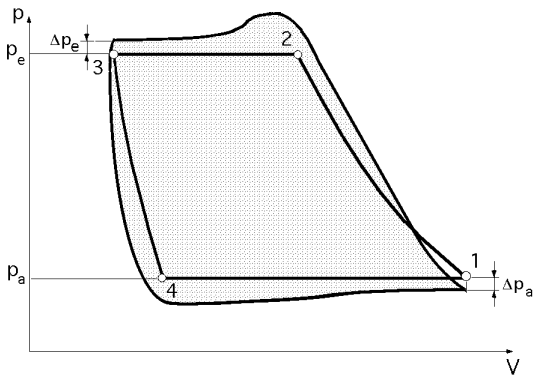


Fig I.7.- Diagrama indicado del compresor real, caso de no igualación de presiones en los puntos muertos

I.4.- DIAGRAMAS

DIAGRAMA INDICADO DEL COMPRESOR IDEAL.- El área (12341) del diagrama indicado del compresor ideal representa el trabajo teórico del compresor, de forma que, $i_2 - i_1$, proporciona el valor del trabajo teórico del compresor por Kg de fluido accionado por el compresor, es decir admitido y expulsado de él. Para que este valor de, $i_2 - i_1$, coincida con el área (12341) del diagrama indicado ideal, es necesario que $(V_1 - V_4)$ volumen admitido en el cilindro, represente el volumen correspondiente a 1 Kg de fluido medido a la presión y temperatura del punto 1, o lo que es lo mismo que, $(V_2 - V_3)$ volumen expulsado del cilindro, sea el correspondiente al mismo Kg medido esta vez en las condiciones del punto 2 .

La relación entre el rendimiento volumétrico ideal del compresor η_{vi}, y el gasto másico de fluido que queda en el espacio perjudicial al final de la carrera de expulsión **m**, supuesto que el compresor aspira 1 Kg de gas = $(V_1 - V_4)\ \rho_a$, se determina en la forma:

$$\eta_{vol} = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} \times 100 = \frac{(V_1 - V_4)\,\rho_a}{(V_1 - V_3)\,\rho_a} \times 100 = \frac{1}{1 + m - V_3\,\rho_a} \times 100 \qquad m = \frac{100 - \eta_{vol}(1 - V_3\,\rho_a)}{\eta_{vol}}$$

En la carrera de compresión el pistón efectúa un trabajo, y la máquina comprime (1 + m) kg; en la carrera de expansión, correspondiente a m Kg del espacio nocivo, el pistón recibe un trabajo.

En un diagrama termodinámico, en donde todas las variables vienen referidas a 1 kg de fluido, tanto la compresión (1-2), como la expansión (3-4), están representadas por la misma línea isentrópica ideal (líneas conjugadas), pues la presión y temperatura del vapor en la posición 2 del pistón son idénticas a las de la posición 3, y lo mismo para las posiciones 1 y 4.

DIAGRAMA INDICADO DEL COMPRESOR REAL

Las áreas A, B, C y D que diferencian el ciclo real del ideal vienen motivadas por:

A) La refrigeración, permite una aproximación del ciclo a una transformación isotérmica. Por falta de refrigeración, o por un calentamiento excesivo a causa de rozamientos, dicha área puede desaparecer.

B) El trabajo necesario para efectuar la descarga del cilindro.

C) El trabajo que el volumen perjudicial no devuelve al expansionarse el gas residual, y que es absorbido en la compresión.

D) El trabajo perdido en el ciclo de aspiración.

Las áreas rayadas B, C, D expresan las diferencias de trabajo efectuado en cada etapa del ciclo, entre el diagrama teórico y el diagrama real.

El diagrama estudiado corresponde a un compresor de una sola etapa, cuyo ciclo de compresión se realiza rápidamente, sin dar tiempo a que el calor generado en la compresión del aire pueda disiparse a un refrigerante o intercambiador de calor, pudiéndose decir que el aire durante su compresión sigue una evolución adiabática.

Si el área (12341) del diagrama indicado ideal representa el trabajo teórico de compresión, el área comprendida dentro del diagrama indicado real (sombreado), representará el trabajo real necesario para efectuar la compresión real; para obtener el valor del trabajo absorbido en el eje del compresor, a este trabajo hay que sumarle el perdido en vencer los rozamientos mecánicos del compresor.

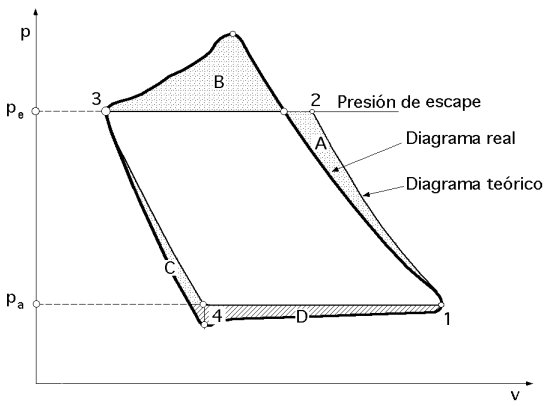


Fig I.8.- Diagrama teórico y real de trabajo de un compresor de una etapa

- Al final de la carrera de admisión, punto 1 muerto inferior, la velocidad del pistón disminuye hasta cero, igualándose las presiones del exterior p_{ext} y del interior del cilindro p_a (aunque por la velocidad del pistón no exista tiempo material a que éste equilibrio se establezca); la válvula de admisión está cerrada, así como la de descarga.

- Al final de la carrera de escape, punto 3 muerto superior, la velocidad del pistón disminuye igualmente hasta cero, tendiendo la presión dentro del cilindro a regresar al valor de p_e; la válvula de escape esta cerrada, así como la de admisión.

- Para que la válvula de admisión abra durante la carrera de retroceso, es necesario que la presión

reinante en el interior del cilindro sea inferior a la p_a del vapor de admisión; esto ocurre por ejemplo en el punto 4', en donde, $p_{4'} = p_a - \Delta p_a$, Fig I.6.

En el instante de la apertura, la válvula se abre de golpe, tendiendo luego a cerrarse algo (supuesta eliminada la posibilidad real de que la válvula comience a vibrar, abriéndose-cerrándose-abriéndose, etc...) , con lo que la presión dentro del cilindro aún bajará algo más, hasta el punto 4" por ejemplo; por lo tanto $(v_1 - v_{4'})$ será el volumen ocupado al final de la admisión por el gas aspirado al interior del cilindro, medido a la presión de aspiración p_a, pero a una temperatura superior, debido al efecto pared del cilindro, que se podría interpretar como que el cilindro permanece durante la compresión a una temperatura media, mientras que el fluido al comienzo de la compresión estará por debajo de ella y al final estará por encima, por lo que se puede considerar representado por dos calores, uno entrante y otro saliente.

- En la carrera de compresión, para que la válvula de escape se abra, es necesario que la presión reinante dentro del cilindro sea superior a la p_e de la línea de descarga; esto ocurre por ejemplo en el punto 2', en donde, $p_2 = p_e + \Delta p$, Fig I.6.

En el instante de la apertura, ésta se producirá igualmente de golpe, volviendo a cerrarse y originando que la presión en el interior del cilindro suba algo más, hasta 2" por ejemplo; en la carrera de expulsión al estar el vapor a mayor temperatura que la pared, ésta absorberá el calor del fluido.

- En los procesos de compresión y expansión, el sentido de la transmisión del calor entre el vapor y las paredes del cilindro se invierte; en todo este razonamiento se ha supuesto que el compresor real carece de camisa de agua.

Durante la última parte del proceso de expansión y en la inicial del de compresión, hemos visto que la temperatura de la pared era mayor que la del vapor, pasando por lo tanto calor de aquélla a éste; en la parte inicial del proceso de expansión y la final del de compresión, la temperatura del vapor es superior a la de la pared, por lo que el calor pasará de aquél a ésta; ésto se puede interpretar como si el vapor funcionase con un coeficiente politrópico variable.

- Si se pretende representar todo ésto en un diagrama termodinámico, resulta más sencillo y correcto definir los estados inicial y final 1 y 2, justo antes y después del compresor, como puntos de equilibrio termodinámico.

Así en el punto 1, antes de la válvula de admisión, las condiciones del vapor son las existentes y conocidas de la línea de admisión.

En el punto 2 (justo después de la válvula de escape a través de la cual el gas se habrá laminado, expandiéndose isentálpicamente desde una presión comprendida entre $(p_e + \Delta p_e)$ y p_e, a otra que es la reinante p_e en la línea de descarga; la presión es p_e pero la temperatura, (valor que junto a la p_e permite determinar la posición del punto 2 en el diagrama termodinámico correspondiente), será función de todas las aportaciones y cesiones caloríficas, así como de las dos laminaciones que sufre el gas a lo largo de todo el ciclo interno del compresor real.

Supuesto fijado correctamente el punto 2, midiendo por ejemplo su temperatura T_2, de la transformación (1-2) sólo conocemos sus puntos inicial y final en el diagrama termodinámico, no pudiendo ser considerada como una politrópica, como hasta ahora se ha venido haciendo, pues como se ha descrito en el ciclo real indicado, tienen lugar operaciones que termodinamicamente no tienen sentido incluirlas en una politrópica.

Lo que sí es cierto, supuesto correctamente fijado el punto 2, es que $(i_2 - i_1)$ representa el trabajo

neto realizado por el compresor real y que este valor coincide con el área que el diagrama indicado real proporciona, por lo que se tiene otra forma diferente de determinar el punto 2, mediante el diagrama indicado real referido a 1 kg de gas en la admisión y escape, calculando su superficie ***a***, por lo que:

$i_2 - i_1 = a \qquad i_2 = a + i_1$

La camisa de agua de refrigeración en un cilindro hace que T_2 sea menor, disminuyendo el valor de $(i_2 - i_1)$. No es correcto representar en el diagrama termodinámico puntos tales como el 2", 2"', etc..., que representan la presión de una parte del gas comprimido, y no la del resto que ya ha salido y estará por lo tanto a la presión de escape p_e.

I.5.- RENDIMIENTO

- El η_{vol} depende principalmente de la relación de compresión y algo de la velocidad del compresor, y se ha comprobado que compresores de las mismas características de diseño tienen aproximadamente los mismos rendimientos volumétricos, independientemente del tamaño de compresor que se trate.

Para una estimación aproximada existen gráficos como el de la Fig I.9, y para órdenes de magnitud aproximados la Tabla I.1.

Tabla I.1.- Valores aproximados de rendimientos

(p_1/p_2)	η_{vol} %	η_i %	η_{mec} %	$\eta_{eléc}$ %
2	88	90	85 a 93	85 a 90
4	83	82	85 a 93	85 a 90
6	78	74	85 a 93	85 a 90

- El η_i depende igualmente de la relación de compresión. Tiene el mismo orden de magnitud que el rendimiento volumétrico.

El η_{mec} depende de la velocidad de rotación. Para una misma velocidad, será máximo cuando el compresor esté muy cargado

- El $\eta_{eléc}$ depende de la potencia del motor (a mayores potencias, mayores rendimientos).

-Dificultad de separar los rendimientos indicado y mecánico

Por lo que respecta al rendimiento indicado, es necesario definir qué ciclo se considera de partida como teórico; se suele tomar la isentrópica (1 - 2), o para el caso de un cilindro refrigerado por camisa de agua una politrópica (1 - 2') de exponente **n** conocido, función del enfriamiento producido en el cilindro (aletas-aire; circuito de agua refrigerante, etc).

En el rendimiento indicado queda recogido el efecto pared, pudiéndose establecer la hipótesis simplificadora de que todo el calor generado por rozamiento entre el pistón y el cilindro se incorpora al fluido.

Sin embargo, si dentro del rendimiento mecánico se han incluido a su vez todas las pérdidas por rozamientos mecánicos, tanto internos al cilindro como externos a él, la pérdida debida al rozamiento del pistón se contabilizaría dos veces

El problema se puede plantear suponiendo que el rendimiento mecánico contabiliza solamente los rozamientos mecánicos externos al cilindro, minimizando y desvirtuando el significado del rendi-

miento mecánico, tanto más cuanto que el mayor frotamiento se presenta entre el pistón y el cilindro; según ésta hipótesis, el calor disipado por el rozamiento pistón-cilindro quedaría englobado dentro del rendimiento indicado, con la hipótesis de que el 100% del calor así generado se incorpora al fluido.

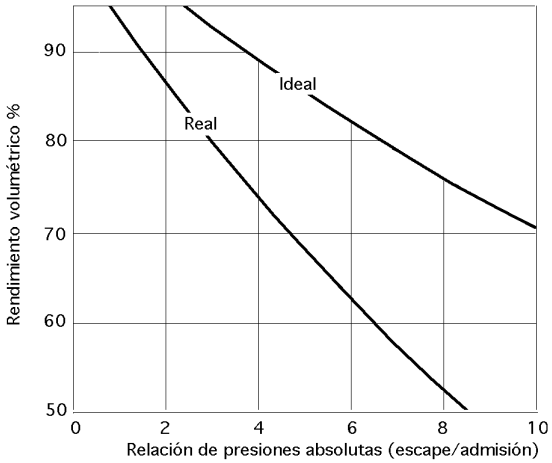


Fig I.9.- Rendimientos volumétricos reales e ideales de un compresor

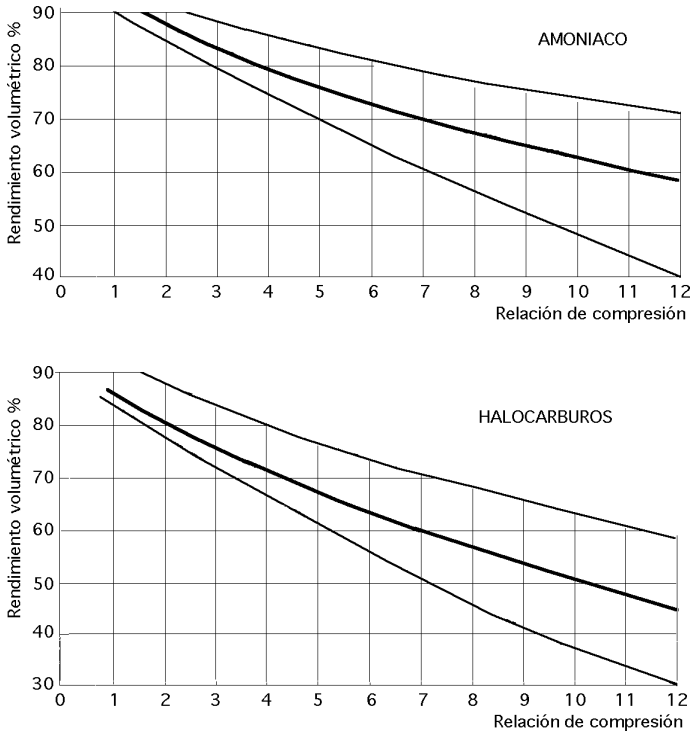


Fig I.10.- Rendimientos volumétricos reales de algunos compresores, valores medios y campo de aplicación.

También se puede suponer que en el rendimiento mecánico quedan englobados todos los rozamientos mecánicos, tanto internos como externos. El efecto pared contabilizado en el rendimiento indicado incluiría en este caso solamente el calor cedido por la pared proveniente del gas a la presión y temperatura de alta.

La conclusión que se obtiene de este razonamiento es la enorme dificultad de separar los rendimientos indicado e interno, por lo que es más práctico englobar ambos rendimientos en el rendimiento del compresor total.

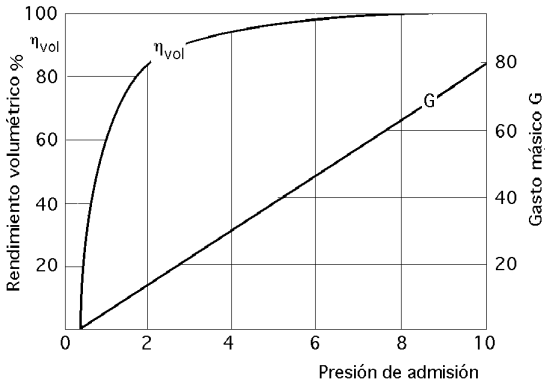


Fig I.11

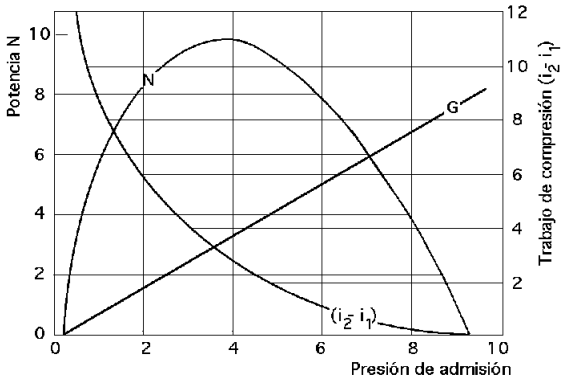


Fig I.12

En la Fig I.11 se representa la influencia de la presión de admisión p_a sobre el rendimiento volumétrico ideal $\eta_{vol\ ideal}$ y sobre el gasto másico G comprimido por un compresor alternativo ideal dado, supuesta constante la presión de escape p_e, siendo:

$$G = V_D \frac{\eta_{vol\ ideal}}{V_1}$$

$$\eta_{vol} = 1 - \frac{V_{espacio\ muerto}}{V_{Carrera}} \{(\frac{p_e}{p_a})^{1/n} - 1\}$$

En la Fig I.12 se representa la influencia de la presión de admisión p_a sobre el trabajo específico de la compresión $(i_2 - i_1)$ y sobre la potencia mecánica N absorbida por un compresor alternativo ideal dado, suponiendo constante y conocida la presión de escape p_e.

En la Fig I.13 se representa, (para un ciclo frigorífico), la influencia de la presión de admisión p_a sobre el efecto frigorífico Δi y sobre la potencia frigorífica, G Δi, producida por un compresor alternativo ideal dado, suponiendo constante y conocida la presión de escape p_e.

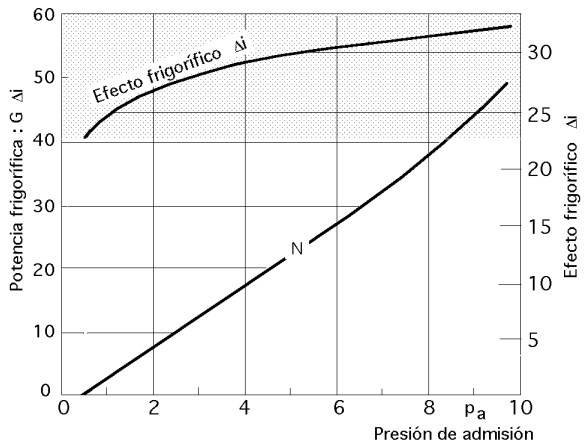


Fig I.13

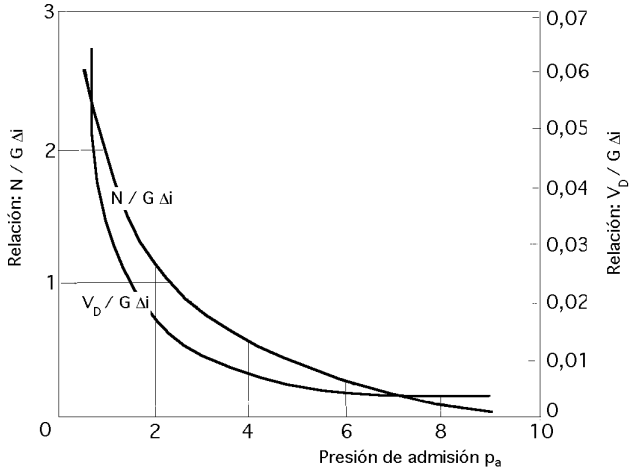


Fig I. 14

En la Fig I.14 se representa la influencia de la presión de admisión p_a sobre la relación (potencia del compresor/potencia frigorífica), N/Δi, y sobre el desplazamiento específico, $V_D/\Delta i$, de un compresor alternativo ideal dado, suponiendo constante y conocida la presión de escape p_e, siendo:

$$\frac{N}{G\,\Delta i} = \frac{i_2 - i_1}{\Delta i} \quad ; \quad \frac{V_D}{G\,\Delta i} = \frac{V_1}{\eta_{vol\ ideal}\,\Delta i}$$

En la Fig I.15 se representa la influencia de la presión de escape p_e sobre el rendimiento volumétrico ideal y sobre el trabajo específico de compresión, de un compresor alternativo ideal dado, suponiendo constante y conocida la presión de admisión p_a.

En la Fig I.16 se representa la influencia de la presión de escape p_e sobre la potencia frigorífica Δi y sobre la potencia mecánica absorbida por un compresor alternativo ideal dado, suponiendo constante y conocida la presión de admisión p_a.

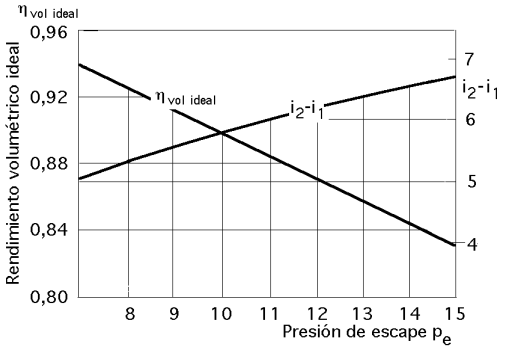


Fig I.15

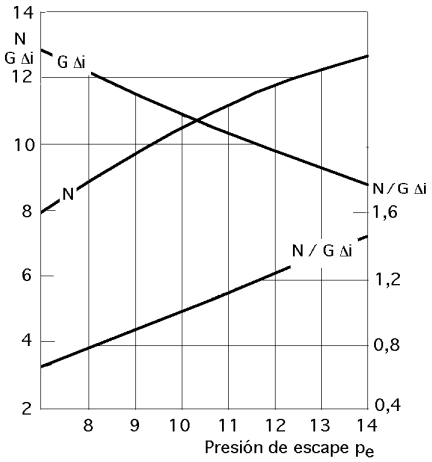


Fig I.16

I.6.- COMPRESIÓN EN ETAPAS

El grado de compresión ε_c es el cociente entre la presión absoluta de descarga p_2 y la presión absoluta de admisión o entrada p_1. Puede tener cualquier valor pero en la práctica, en compresores de una sola etapa no suele pasarse de relaciones de compresión de 3,5 ÷ 4, ya que relaciones de compresión más altas necesitan un compresor voluminoso que encarece el equipo. Además como toda compresión lleva consigo un aumento de temperatura de los gases que se procesan, existe el riesgo de que éstos salgan excesivamente calientes, lo que perjudicaría tanto el equipo mecánico como la lubricación de la máquina. Cuando la relación de compresión es muy grande, se aconseja el empleo de compresores de varias etapas escalonadas con o sin refrigeración intermedia, cada una de las cuales tiene una relación de compresión del orden de 3,5 ÷ 4.

Según sea el nº de etapas, la relación de compresión ε_c en cada etapa es:

$$\varepsilon_c = \sqrt[n]{\frac{p_{máx}}{p_{mín}}}$$

siendo ***n*** el nº de etapas, que permite disponer de una relación de compresión ideal idéntica en cada etapa. En un compresor de dos o más etapas se puede establecer una relación de compresión total, que es la relación entre la presión absoluta final en la descarga de la última etapa y la presión absoluta inicial en la aspiración de la primera etapa; también se puede establecer una relación de compresión parcial de cada etapa, que es la relación entre la presión absoluta final en la descarga de aquella

etapa y la presión absoluta en la aspiración de la misma etapa.

DIAGRAMA DE UN COMPRESOR DE DOS ETAPAS.- En la compresión en etapas, se puede refrigerar el aire entre cada una de ellas mediante un sistema de refrigeración intermedio (con un agente enfriador exterior que puede ser el aire o el agua), cuya acción principal es la de dispersar el calor producido durante la compresión.

La refrigeración intermedia perfecta se consigue cuando la temperatura del aire que sale del refrigerador intermedio es igual a la temperatura del aire a la entrada en la aspiración del compresor.

Cuando las relaciones de compresión de todas las etapas sean iguales, se logra un consumo de potencia mínimo.

Si aumentamos el número de etapas, la compresión se acercará a la isoterma del aire inicial, que es la transformación de compresión que requiere menos trabajo.

La compresión en dos o más etapas permite mantener la temperatura de los cilindros de trabajo entre límites razonables; temperaturas anormalmente altas llevan consigo el riesgo de explosiones y carbonización del aceite lubricante y problemas en las válvulas.

Los compresores más usuales en el mercado tienen refrigeración intermedia, y son de dos etapas. El diagrama indicado en la Fig I.17 corresponde a un compresor de dos etapas, y en ella los diagramas independientes de cada cilindro se consideran como si fueran de un compresor de una etapa.

La superposición de los diagramas de trabajo correspondientes al cilindro de baja presión, que es el que comprime el aire aspirado hasta una presión aproximada de 2 a 3 bars, y al de alta presión, que comprime el aire recibido hasta la presión de trabajo o descarga, indica que la energía que requiere el conjunto de cilindros es muy inferior a la que exigiría si toda la compresión se hubiera realizado de una sola vez.

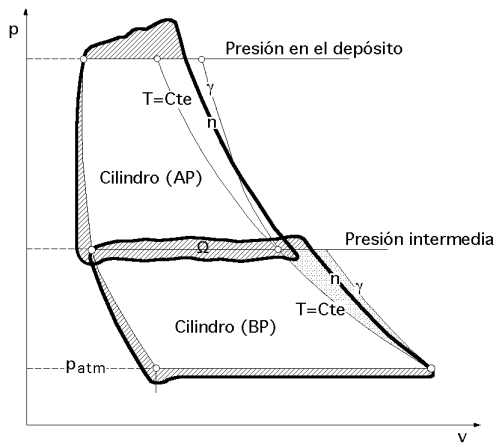


Fig I.17.- Diagrama de un compresor de dos etapas

El área rayada Ω corresponde a un trabajo perdido que se realiza dos veces sobre el aire, en la expulsión del cilindro de baja presión y en la compresión del cilindro de alta presión.

De la observación de la Fig I.17 se deduce que, para compresores de una etapa, o de dos etapas, de simple efecto, pero en la primera fase de compresión, la curva de compresión está siempre comprendida entre la isotérmica y la adiabática, pero aproximándose más a la segunda que a la primera, lo que refleja un proceso politrópico.

Para un compresor de dos etapas, el trabajo teórico efectuado es mínimo cuando los dos cilindros logran idéntica cantidad de trabajo.

Debido a que el cilindro de alta presión tiene que admitir todo el aire entregado por el cilindro de

baja presión, la presión del refrigerador intermedio viene fijada por el tamaño de los cilindros.

El trabajo total es, $T_{AP} + T_{BP}$.

La ecuación politrópica se puede aplicar a los dos cilindros.

$$T_{comp.1ªetapa} = \frac{p_1\ v_1}{n-1}\ n\ \{(\frac{p_2}{p_1})^{n-1/n} - 1\} = n\ c_v\ \frac{p_2\ v_2 - p_1\ v_1}{R} = n\ \frac{p_1\ v_1 - p_2\ v_2}{n-1}$$

El trabajo politrópico de compresión en la segunda etapa sería idéntico al anterior entre las presiones correspondientes.

La presión intermedia p_i de la refrigeración para dos etapas es:

$$p_i = \sqrt{p_{1(asp)}\ p_{2(descarga)}}$$

La presión óptima para el refrigerador es la raíz cuadrada del producto de las presiones de aspiración y de descarga. Si el trabajo realizado por cada cilindro es el mismo, el trabajo total es el doble del correspondiente a uno de los dos cilindros.

I.7.- REFRIGERACIÓN

Durante la compresión se engendra calor, y si no se elimina, se eleva la temperatura del aire a medida que se va comprimiendo. En la mayoría de las aplicaciones, la elevación de la temperatura que sufre el fluido al ser comprimido $T_2 > T_1$, es perjudicial para su utilización.

Por lo tanto, los compresores se refrigeran para evitar este efecto y reducir el trabajo absorbido por la compresión. Siendo poco práctico que el aire retenga todo su calor, se recurre a eliminarlo a medida que se comprime mediante procedimientos apropiados.

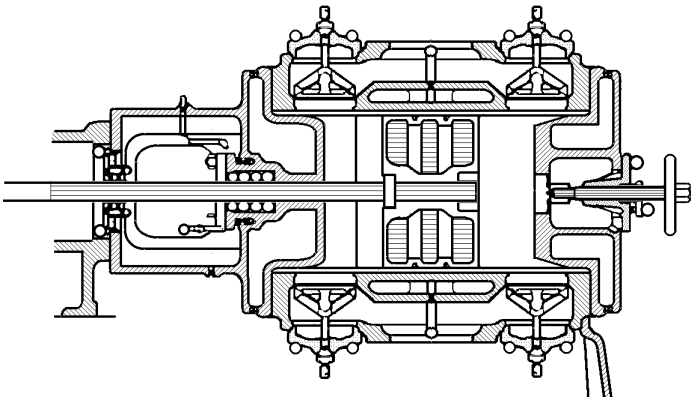


Fig I.18.- Compresor alternativo con camisa refrigerante

La *potencia mínima necesaria en la compresión es la correspondiente a una compresión isotérmica*, que es irrealizable en la práctica, pero que puede aproximarse fraccionando la compresión en varias etapas, refrigerando el gas entre cada etapa, de forma que el conjunto de la compresión se aproxime a la isotérmica. El ampliar el número de etapas incrementa la pérdida de carga total en las válvulas, refrigeradores y separadores, al tiempo que el precio del compresor aumenta con el número de etapas.

El *ciclo real de un compresor en el cual se disipa parcialmente el calor generado en la compresión, se acerca más a una transformación politrópica*, Fig I.18.

Los fabricantes de compresores insisten en que para conseguir un rendimiento óptimo, el aire aspi-

rado por el compresor debe ser tan frío como sea posible, ya que la temperatura final será tanto más baja cuanto más lo sea la inicial.

REFRIGERACIÓN INTERMEDIA.- Sabemos que para grandes relaciones de compresión hay que acudir a la compresión por etapas. La principal ventaja de este tipo de compresión es que permite una refrigeración del fluido (vapor o gas) entre etapa y etapa, que se traduce en un ahorro de la energía a aportar para mover el compresor, tomando la precaución de no refrigerar en exceso, ya que pudiera ser que el ahorro de energía de compresión fuese inferior al de los gastos de refrigeración.

Como el paso del gas por el sistema de refrigeración supone una pérdida de carga, la presión del gas que llega a la admisión de la siguiente etapa será inferior a la de salida de la etapa anterior, lo cual supone una pérdida de energía extra que habrá que añadir.

Un dato importante a tener en cuenta es que el by-pass, entre succión y descarga, tiene que estar refrigerado, ya que de no ser así entraría gas caliente en la etapa de admisión el cual al ser comprimido se recalentaría y se podría llegar a la rotura del compresor por un calentamiento excesivo.

El agua que refrigera el ciclo de compresión extrae, aproximadamente entre un 15% ÷ 40% del calor total de compresión, y la refrigeración intermedia en los compresores de dos etapas elimina alrededor de un 30% ÷ 40% del calor por lo que se recomienda una temperatura de entrada para el agua de refrigeración entre los 5ºC ÷ 10ºC superior a la entrada de aire, saliendo del compresor entre 40ºC ÷ 50ºC.

I.8.- COMPRESORES DE AIRE A PISTÓN

Los compresores son máquinas que aspiran el aire ambiente (a presión atmosférica) y lo comprimen hasta lograr una presión superior. Existen varios tipos de compresores y vamos a exponer someramente algunos modelos, resaltando las prestaciones más interesantes.

La gama de compresores a pistón conocidos en el mercado se puede resumir atendiendo al caudal que se dispone y al rendimiento del mismo en CV necesarios para comprimir 1 m³/min a 7 bars de presión efectiva.

a) Compresores de simple efecto y una etapa de compresión, refrigerados por aire.- Se emplean hasta una capacidad de 1 m³/min y su rendimiento no supera los 10 CV/m³/min

b) Compresores de simple efecto, de dos etapas de compresión, refrigerados por aire.- A partir de 2 m³/min y hasta 10 m³/min, siendo su rendimiento del orden de 7,6 ÷ 8,5 CV/m³/min

c) Compresores de doble efecto, dos etapas de compresión, y refrigeración por agua.- Comienzan con 10 m³/min, y llegan hasta 100 m³/min, estando su rendimiento entre 6,6 ÷ 7 CV/m³/min.

d) Compresores de simple efecto, dos etapas de compresión, refrigeración por aire, sin engrase de cilindros.- Se inician con 2 m³/min y terminan en 10 m³/min acusando un rendimiento que varía de, 8,2 ÷ 9 CV/m³/min.

e) Compresores de doble efecto, dos etapas de compresión, refrigeración por agua, sin engrase de cilindros.- Parten de 10 m³/min y llegan hasta los 100 m³/min teniendo un rendimiento fluctuante dentro de los, 7,1 ÷ 7,5 CV/m³/min.

I.9.- CLASIFICACIÓN DE LOS COMPRESORES ALTERNATIVOS

POR EL NÜMERO DE ETAPAS..- Los compresores se pueden clasificar, atendiendo al estilo de

actuar la compresión, de una o dos etapas.

Compresores de una etapa.- Se componen básicamente de un cárter con cigüeñal, pistón y cilindro. Para su refrigeración llevan, en la parte exterior, aletas que evacúan el calor por radiación y convección; se utilizan en aplicaciones en donde el caudal está limitado y en condiciones de servicio intermitente, ya que son compresores de pequeñas potencias. En estos compresores, la temperatura de salida del aire comprimido se sitúa alrededor de los 180ºC con una posible variación de ±20ºC.

Compresores de dos etapas.- El aire se comprime en dos etapas; en la primera (de baja presión BP) se comprime hasta una presión intermedia p_i = 2 a 3 bars, y en la segunda (de alta presión AP), se comprime hasta una presión de 8 bars. Estos compresores son los más empleados en la industria cubriendo sus caudales una extensa gama de necesidades. Pueden estar refrigerados por aire o por agua. El aire comprimido sale a unos 130ºC con una variación de ± 15ºC.

POR EL MODO DE TRABAJAR EL PISTÓN

De simple efecto.- Cuando un pistón es de simple efecto, Fig I.19a, trabaja sobre una sola cara del mismo, que está dirigida hacia la cabeza del cilindro. La cantidad de aire desplazado es igual a la carrera por la sección del pistón.

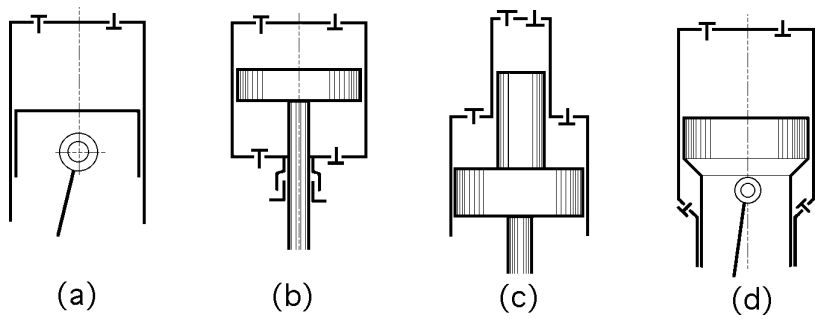


Fig I.19.- Formas de trabajar el pistón

De doble efecto.- El pistón de doble efecto trabaja sobre sus dos caras y delimita dos cámaras de compresión en el cilindro, Fig I.19b. El volumen engendrado es igual a dos veces el producto de la sección del pistón por la carrera. Hay que tener en cuenta el vástago, que ocupa un espacio obviamente no disponible para el aire y, en consecuencia, los volúmenes creados por las dos caras del pistón no son iguales.

De etapas múltiples.- Un pistón es de etapas múltiples, si tiene elementos superpuestos de diámetros diferentes, que se desplazan en cilindros concéntricos. El pistón de mayor diámetro puede trabajar en simple o doble efecto, no así los otros pistones, que lo harán en simple efecto. Esta disposición es muy utilizada por los compresores de alta presión, Fig I.19c.

De pistón diferencial..- El pistón diferencial es aquel que trabaja a doble efecto, pero con diámetros diferentes, para conseguir la compresión en dos etapas, Fig I.19d. Su utilidad viene limitada y dada la posición de los pistones está cayendo en desuso.

POR EL NUMERO Y DISPOSICIÓN DE LOS CILINDROS.- En los compresores de cilindros, o a pistón, los fabricantes acostumbran a utilizar diversas formas de montaje para éstos, siendo las más frecuentes la disposición vertical, la horizontal, en L ó en ángulo a 90º, y de dos cilindros opuestos, debiendo también incluir la colocación en V muy adoptada para los compresores pequeños.

Los *compresores verticales* sólo se utilizan para potencias pequeñas, ya que los efectos de macha-

queo, relativamente importantes producidos por esta disposición, conducen al empleo de fundaciones pesadas y voluminosas, en contraposición de las disposiciones horizontales o en ángulo, que presentan otras cualidades de equilibrio tales que, el volumen de las fundaciones, se reduce muchísimo.

Para *compresores pequeños*, la forma en V es la más empleada.

Para *compresores grandes de doble efecto*, se recurre al formato en L o en ángulo, con el cilindro de baja presión vertical y el de alta presión horizontal.

Estos compresores deben trabajar a una presión comprendida entre 6 y 7 bar, inferior a la presión máxima establecida del orden de (8÷10) bar, que indica la presión límite a la que puede trabajar, no siendo recomendable el que un compresor trabaje constantemente a su presión máxima.

I.9.- REGULACIÓN DE LA CAPACIDAD

La mayoría de los compresores se diseñan para trabajar en unas condiciones operativas fijas y determinadas, de acuerdo con el proceso al que van destinados. No obstante, siempre se pueden presentar emergencias que obliguen a variaciones en las condiciones de operación. La capacidad de un compresor es el gasto másico de fluido que circula por el compresor, que debe ser controlado en forma manual o automática, para contrarrestar los aspectos negativos que puedan aparecer.

Para ello se puede recurrir a las siguientes soluciones:

a) Regulación de la capacidad utilizando un motor de velocidad variable; al igual que en las bombas, la regulación a base de disminuir el número de emboladas no es fácil, máxime en los compresores de cierto tamaño, que suelen ir siempre acoplados a un motor eléctrico síncrono.

b) Regulación de la capacidad utilizando una válvula en la aspiración que cierre y haga que la presión de admisión sea menor que la existente en la línea de aspiración

c) Regulación de la capacidad en los compresores de varios cilindros, descargando algunos de ellos

d) Regulación de la capacidad variando el espacio nocivo en forma artificial, manual o automáticamente, tal como se indica en la Fig I.20

e) Regulación de la capacidad en forma escalonada mediante el control, manual o automático, de válvulas de by-pass, Fig I.21-20, de forma que en el recorrido del cilindro se puedan disponer hasta 3 válvulas con el fin de conseguir un control escalonado de la capacidad, que van inutilizando partes sucesivas de la cámara de compresión.

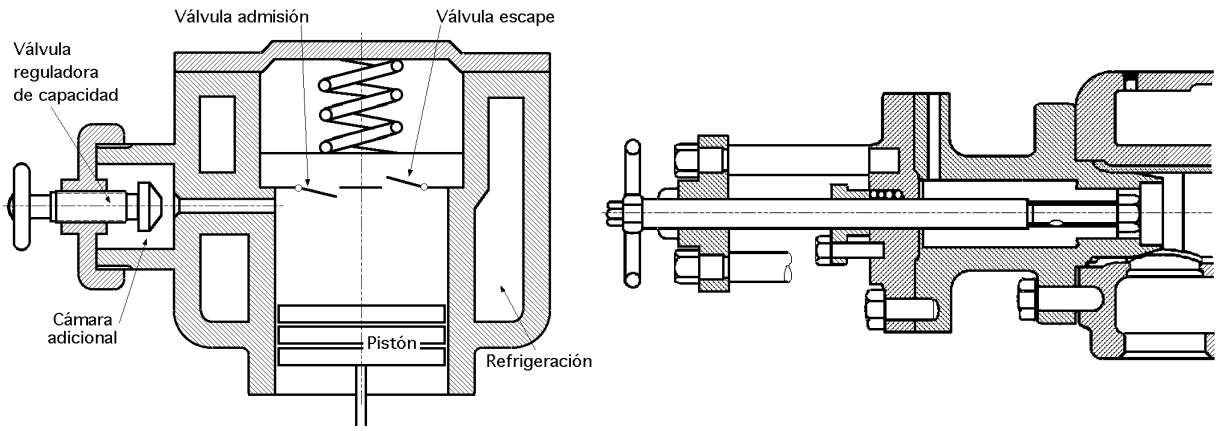


Fig I.20.- Regulación de la capacidad por variación del espacio nocivo, y detalle del mismo

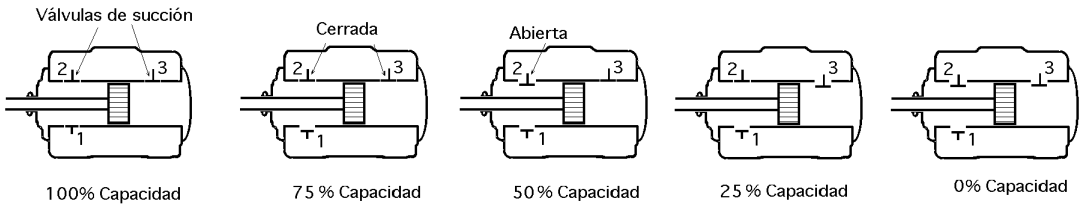


Fig I.21.- Compresor de doble efecto; variación de la capacidad

A título de ejemplo supongamos el compresor de doble acción de la Fig I.21: Si mantenemos el espacio muerto y todo lo demás normal, el compresor está actuando a plena carga. Si abrimos el espacio muerto, tenemos que el compresor trabajará al 75%; se observa cómo se van obteniendo las diferentes capacidades de compresión al actuar con las posibilidades de que dispone el compresor. En el ejemplo representado en la Fig I.22 se dispone únicamente de una válvula reguladora de la capacidad

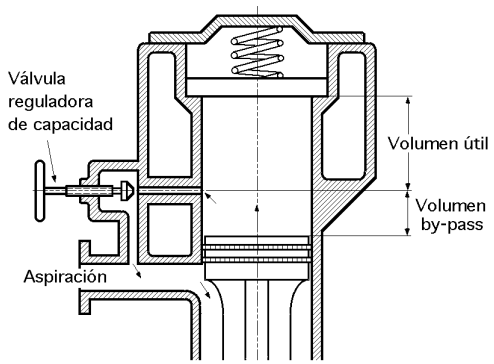


Fig I.22.- Regulación de la capacidad mediante un by-pass

f) Regulación de la capacidad en compresores pequeños, mediante un control ***on-off***, parando y arrancando el motor por medio de un termostato.

g) Regulación de la capacidad utilizando un by-pass refrigerado*,* entre la descarga y la succión, de forma que según se recircule una mayor o menor cantidad, se obtendrá un menor o mayor caudal de gas comprimido. Este sistema de regulación se suele utilizar generalmente en combinación con el anterior. En todos estos casos las presiones de descarga y aspiración se mantienen invariables en el proceso. Sólo se regulan las cantidades de gases enviadas. Cuando se estrena un compresor hay que seguir cuantas recomendaciones nos sugiera el fabricante para una mejor conservación y funcionamiento del mismo. De su cumplimiento dependerá mucho la vida del compresor y se evitarán desagradables consecuencias.

Puesta en marcha de los compresores alternativos.-En las instrucciones suministradas por el fabricante, se suele detallar esta operación; no obstante, en términos generales se puede decir:

1. Comprobar líneas, válvulas, juntas, etc.

2. Comprobar los sistemas de lubricación y niveles de aceite. Algo de aceite debe ir al cilindro directamente, pero mucho aceite puede ensuciar las válvulas (hollín) y es antieconómico. Poco aceite puede ser causa de un desgaste prematuro de los anillos del pistón. Poner en marcha el sistema en caso de cilindros lubricados.

3. Comprobar el sistema de refrigeración de agua del cilindro y hacer circular el agua antes de ponerlo en marcha, para prevenir un sobrecalentamiento y pérdida de engrase.

4. Girar el volante lentamente para dar algunas emboladas y desalojar cualquier líquido que pudiera haber en el cilindro, y repartir bien el aceite.

Tabla I.2.- Cuadro técnico de síntomas de funcionamiento anormal, causas y corrección

ANOMALÍA	CAUSA	CORRECCIÓN
No arranca el compresor	a) Falta de aceite	Llenar de aceite al nivel.
	b) Poca temporización en el temporizador del cuadro eléctrico, no dando tiempo al cambio y no subiendo la presión de aceite.	Dar más tiempo al temporizador
	c) Falta de agua	Abrir la llave de entrada o dar mayor caudal
Dispara la válvula de seguridad entre fases	a)Válvula de seguridad mal (Destarada)	Repararla o reponerla.
	b) Membranas o tórica de regulación mal (Pasa aire de regulación a la 1ª etapa)	Reponer
Aceite en filtro de aspiración	Demasiado engrase (Al trabajar en vacío expulsa por la aspiración)	Ajustar el engrase y revisar
Consumo excesivo de aceite del cárter	a) Empaquetadura deteriorada o floja	Reapretar o reponer
	b) Nivel de aceite muy bajo	Revisar
No sube la presión de aceite	a) Giro inverso de la bomba	Cambiar la polaridad del motor
	b) Falta de aceite	Llenar de aceite el nivel
	c)Bomba descebada	Cebarla
	d)Manómetro o tubería averiada	Reponer o reparar tubería
Caudal del compresor disminuido	a) Válvulas de admisión o escape mal	Revisar válvulas
	b) Pistón de regulación en posición pisando (válvula abierta)	Limpiar zona pistón descargador
	c) Filtro aspiración sucio	Limpiar el filtro
	d) Desgaste segmentos.	Reponer
Inconvenientes en el suministro de aire	Tubería de admisión obstruida. Filtro sucio.	Limpiar
Sube la presión final	a) Presostato averiado.	Reponer (comprobar micro)
	b) Tubería presostato rota.	Arreglar.
	c) Electroválvula averiada, no abre, queda agarrada	Revisar funcionamiento o reponer.
	d) Tubería regulación rota.	Arreglar tubería
	e) Pistón descargador bloqueado en posición alta. (No abre válvula)	Aligerar pistón descargador
La máquina se para	a) Falta de aceite (Funcionando la seguridad)	Comprobar seguridad y circuito de engrase
	a) Falta de agua (Funcionando la seguridad)	Comprobar seguridad y circuito de agua
	c) Alta temperatura en escape (Funcionando termostato)	Refrigerador final sucio o poca agua.
	e) Fallo eléctrico.	Revisar maniobra
Baja la presión entre fases (en carga)	a) Válvula admisión 1ª etapa mal	Revisar válvulas
	b) Pistón de regulación en posición pisando (Válvula abierta)	Limpiar zona pistón descargador
	c) Válvula de escape 1ª etapa mal (Baja un poco la presión)	Revisar válvulas
Baja la presión entre fases (en vacío)	Válvula escape 1ª etapa mal (Fuga.)	Revisar válvulas.
Baja la presión final	a) Consumo excesivo en red	No es ningún fallo del compresor
	b) Presostato mal tarado o averiado.	Tarar bien o reponerlo
Aire caliente a la salida de los refrigerad	a) Falta de agua, si el agua sale caliente	Aportar más caudal de agua
	b) Sucios los refrigeradores. (Agua sale fría)	Limpiarlos
Calentamiento del compresor	a) Válvulas en malas condiciones	Revisar
	b) Presión de descarga excesiva.	Controlar
	c) Lubricación insuficiente.	Vigilar el aceite

5. Arrancar el compresor en descarga y con las válvulas de admisión y escape cerradas y el by-pass abierto. Después abrir la impulsión y cerrar el by-pass. A continuación ir abriendo la válvula de aspiración lentamente. De esta manera se da tiempo a evaporar todo el líquido. Durante todo el arranque el compresor debe tener las válvulas 2 y 3 de succión abiertas del todo (bloqueadas a tope). Así tenemos la seguridad de que el compresor no trabaja en carga.

6. Poner en carga el compresor, primero al 25%, después 50% y por último al 100%.

Parada de compresores alternativos

1. Poner el compresor en descarga. Dejarle funcionando un poco sin carga para enfriar el pistón y asegurar la retención de una capa de aceite protector sobre todas las superficies metálicas. El agua de refrigeración debe seguir fluyendo hasta después de parar el compresor.

2. Cerrar la válvula de la línea de aspiración, abrir el by-pass y después cerrar la línea de impulsión.

3. Parar el motor o turbina que mueve el compresor.

4. Si el compresor va a estar parado unos días, el eje del pistón se debe proteger con una capa de aceite contra la corrosión.

5. Antes de la nueva puesta en marcha se debe sacar el aceite del cárter y poner uno nuevo.

II.- COMPRESORES VOLUMETRICOS

II.1.- COMPRESORES HELICOIDALES

Los compresores helicoidales utilizados en técnicas frigoríficas pueden ser de dos tipos:

a) De dos rotores, (Lysholm), que comenzaron a utilizarse en los años 30 y están compuestos de dos husillos roscados (rotores), uno motor y otro conducido.

b) De rotor único, (Zimmern), que comenzaron a utilizarse en los años 60 y están compuestos por un rotor o husillo roscado único, que engrana con un par de ruedas satélites dentadas idénticas.

COMPRESOR HELICOIDAL DE DOS ROTORES

El compresor helicoidal de dos rotores, Fig II.1, es una máquina rotativa de desplazamiento positivo, en la que la compresión del vapor se efectúa mediante dos rotores (husillos roscados).

El rotor conductor tiene cuatro o cinco dientes helicoidales, y engrana con seis celdas o cámaras de trabajo, igualmente helicoidales, del rotor conducido, alojados ambos dentro del estator.

Para asegurar el cierre hermético de las cámaras de trabajo y, por lo tanto, la separación de las cavidades de aspiración e impulsión del compresor, la sección transversal de los dientes ha evolucionado desde un perfil circular, hasta perfiles cicloidales, en orden a mejorar el funcionamiento mecánico y dinámica de los rotores.

El perfil del tornillo conductor es convexo, mientras que el del conducido es cóncavo; el rotor conductor, conectado al eje motor, gira más rápido que el conducido en una relación, 6/4 = 1,5 ó 6/5 = 1,2.

El vapor que penetra por la cavidad de aspiración, situada en uno de los extremos del compresor, llena por completo cada una de las cámaras de trabajo helicoidales del rotor conducido.

Durante el giro de los rotores, las cámaras de trabajo limitadas entre los filetes de los rotores y las superficies internas del estator, dejan de estar en comunicación directa con la cavidad de aspiración y se desplazan junto con el vapor a lo largo de los ejes de rotación.

En un momento determinado, cada cámara de trabajo se cierra por uno de sus extremos mediante uno de los cuatro dientes del rotor conductor, quedando así atrapado un volumen de vapor V_1, que queda desconectado de la aspiración a la presión p_1 (fin de la fase de admisión), comenzando la etapa

de compresión; al proseguir la rotación, el volumen se va reduciendo hasta que se pone en comunicación con la lumbrera de escape, alcanzando un valor V_2 a la presión p_2, momento en que se produce el fin de la fase de compresión y comienzo de la de escape.

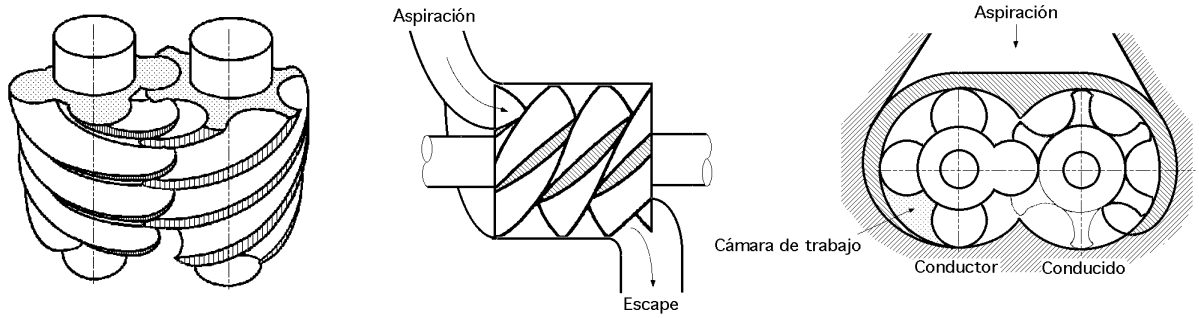


Fig II.1.- Tornillos de un compresor helicoidal de dos rotores

El perfil de los rotores helicoidales es tal que los conducidos se descargan completamente; el husillo conductor es el que realiza el trabajo de desplazamiento, actuando al mismo tiempo como rotor y como desplazador. El husillo conducido tiene la misión de separar las cavidades de admisión e impulsión, pero sin desalojar al vapor.

Cada una de las cámaras de trabajo se comporta como si el cilindro fuese un compresor alternativo, en donde cada diente del rotor conductor hace las veces de pistón, que primero cierra y después comprime el volumen inicialmente atrapado V_1, por lo que un compresor helicoidal no es sino un compresor alternativo de seis cilindros helicoidales, en el que se han eliminado el cigüeñal, el espacio nocivo y las válvulas de admisión y escape.

FUNCIONAMIENTO.- El proceso se puede descomponer en cuatro partes:

a) Aspiración, que consiste en el llenado progresivo de una cámara de trabajo de volumen V_1

b) Desplazamiento a presión constante, de forma que al continuar la rotación, la cámara de trabajo que contiene el volumen de vapor V_1 se mueve circunferencialmente sin variar el volumen.

c) Compresión, en la que cada diente del rotor conductor engrana con el extremo de cada cámara de trabajo en cuestión, decreciendo progresivamente su tamaño hasta que, cuando su valor es V_2, se pone en comunicación con la cavidad de escape.

d) Escape, en el que al proseguir el giro, el volumen disminuye desde V_2 a cero, produciéndose la expulsión del vapor a la presión de salida p_2.

COMPRESOR HELICOIDAL DE ROTOR UNICO

El compresor helicoidal de rotor único consta de un rotor conductor con seis cámaras de trabajo helicoidales de perfil globoidal, que acciona dos ruedas dentadas satélite que tienen once dientes cada una, de perfil idéntico al de las cámaras de trabajo, y situadas a ambos flancos del rotor conductor, Fig II.2; la velocidad de las ruedas dentadas es (6/11) de la del rotor principal.

La potencia de compresión se transfiere directamente desde el rotor principal al vapor; las ruedas dentadas no disponen de ningún tipo de energía, salvo pérdidas por rozamiento.

Las *holguras* entre los perfiles en movimiento tienen que ser pequeñas, (las óptimas para cada tipo de máquina), con el fin de evitar fugas o filtraciones de vapor desde la cavidad de escape hacia regio-

nes donde las presiones sean más bajas. La inexistencia de juntas y segmentos hace que las pérdidas por rozamiento mecánico sean más bajas en comparación con las que se producen en los compresores alternativos. Las holguras relativas son mayores en las máquinas pequeñas, en las que predominan las pérdidas por fugas, que en las máquinas grandes, en las que dominan las pérdidas debidas a la caída de presión por rozamiento del fluido.

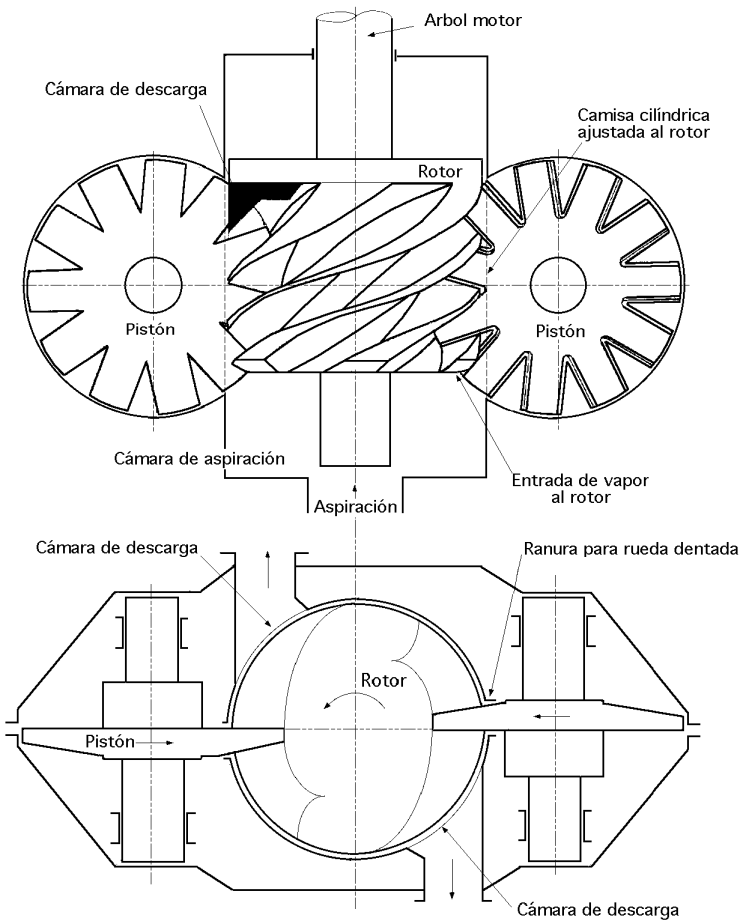


Fig II.2.- Compresor helicoidal de rotor único

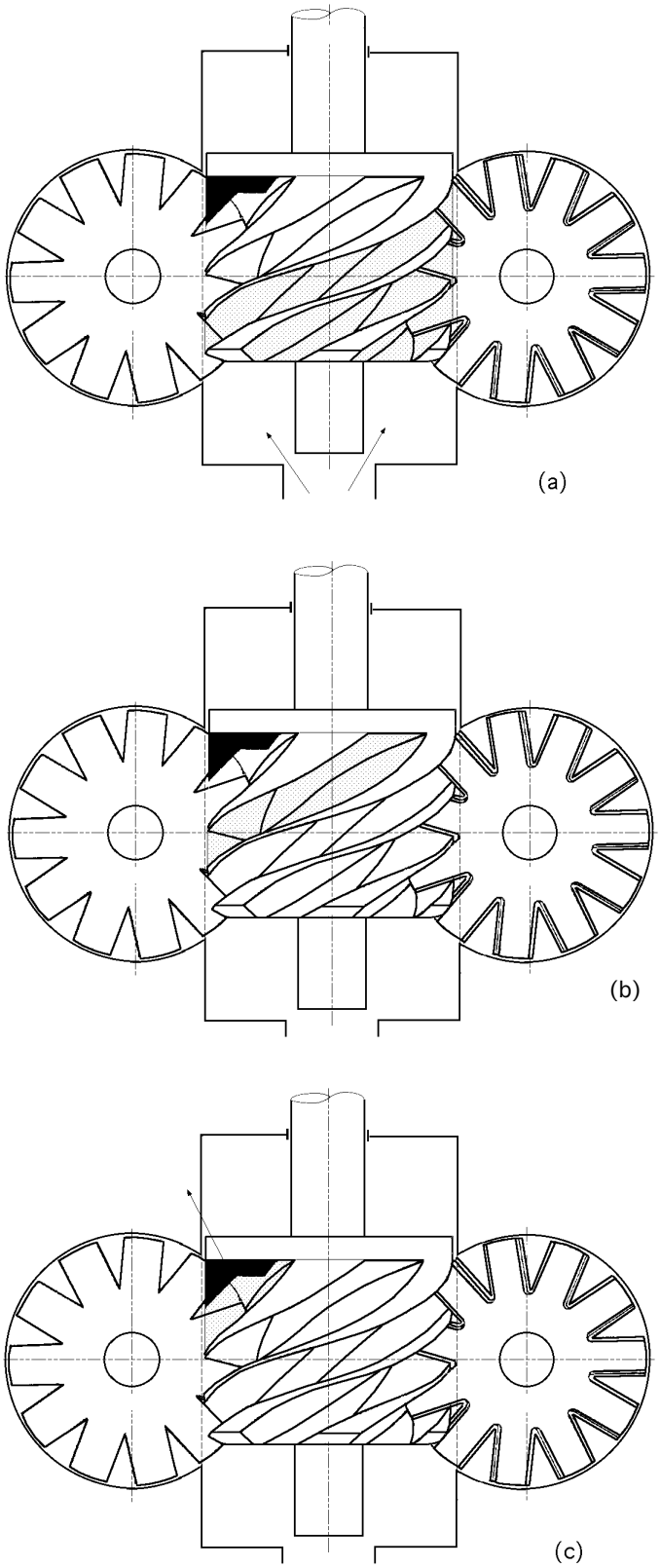
LUBRICACIÓN.- Para asegurar el sellado de las holguras entre los perfiles en contacto se utiliza aceite lubricante en exceso, lográndose así un desgaste despreciable de las partes móviles, por no existir contacto entre ellas.

El rotor y las ruedas dentadas se diseñan con holguras tan pequeñas que eviten por completo la necesidad del aceite sellador, con la ventaja de que el fluido refrigerante circula libre de aceite por todo el circuito frigorífico y, en particular, por la línea de aspiración, pudiéndose incrementar la presión en la aspiración del compresor y simplificando la instalación al eliminar la bomba y el circuito del aceite. En estos compresores el desgaste de las partes móviles se convierte en un problema de importancia que se ha solventado utilizando materiales de fibra de carbono y teflón.

FUNCIONAMIENTO.- El proceso se puede descomponer en las fases siguientes:

Aspiración: El rotor encerrado en una camisa cilíndrica, tiene todas las cámaras de trabajo en comunicación con la cavidad de aspiración por uno de sus extremos. Un diente de una de las ruedas dentadas engrana con cada cámara, efectuándose la aspiración del vapor conforme se desplaza dentro de la cámara.

Compresión: Al proseguir la rotación, las cámaras (c) una vez se han llenado completamente, se cierran y separan de la cavidad de aspiración mediante un diente perteneciente a la otra rueda dentada, reduciendo progresivamente su volumen, comprimiendo así el vapor.



a) Aspiración; b) Compresión; c) Descarga

Fig II.3.- Fases del funcionamiento de un compresor helicoidal de rotor único

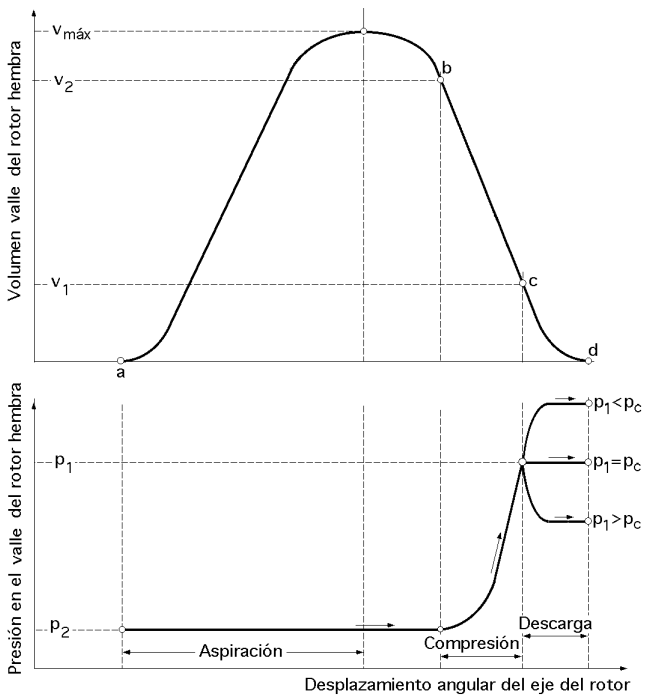
Escape: En un momento determinado, cada una de las cámaras de trabajo, con volúmenes decrecientes y presiones crecientes, se pone en comunicación con la lumbrera de escape, cesando la compresión y produciéndose la expulsión del vapor hasta que el volumen V_2 queda reducido a cero.

De lo expuesto se deduce que las cámaras de trabajo del rotor, se comportan a todos los efectos como seis cilindros de doble efecto, en los que los dientes actúan como pistones; mientras que por uno de sus lados se efectúa la aspiración del vapor, por el otro se realiza simultáneamente su compresión y escape.

La velocidad del fluido a la entrada y salida del compresor helicoidal se incrementa según el cuadrado de sus dimensiones, mientras que el flujo de fluido frigorígeno se incrementa con el cubo de sus dimensiones. Si por ejemplo se doblan las dimensiones del compresor, las áreas de entrada y salida se multiplicarían por un factor 4 y el flujo por 8; como las pérdidas de carga son proporcionales al cuadrado de la velocidad, duplicar el tamaño de un compresor helicoidal supone multiplicar por 4 las pérdidas de carga.

Los esfuerzos axiales y radiales que el vapor ejerce en los compresores helicoidales de rotor único, están equilibrados y compensados, cosa que no sucede en los de dos rotores, por lo que la vida de los rodamientos se convierte en un aspecto crítico de su diseño.

Los compresores helicoidales pueden ser de tipo abierto en el caso de utilizar amoníaco como refrigerante, y tanto abiertos como herméticos si se emplean halocarburos. En la Fig II.3 se observan las sucesivas etapas por las que atraviesa una cámara de trabajo en orden creciente de volúmenes y en la Fig II.4 el funcionamiento del compresor de tornillo de rotor único.



a) Comienzo de la aspiración
b) El diente comienza a cerrar el valle
c) El valle se pone en comunicación con el orificio de salida
d) El diente abandona el valle

Fig II.4.- Funcionamiento del compresor de tornillo de rotor único

RELACION DE COMPRESION DE DISEÑO.- En los compresores de rotor único y en los de dos rotores, se cumple que:

$$p_1 \, V_1^{\gamma} = p_2 \, V_2^{\gamma} \quad ; \quad \frac{p_2}{p_1} = \left\{\frac{V_1}{V_2}\right\}^{\gamma}$$

La expresión, $\varepsilon_c = \frac{p_2}{p_1}$, es la relación de compresión de diseño que un determinado compresor puede generar funcionando con un fluido frigorígeno dado.

Cualquier compresor volumétrico, (sin válvula de admisión), genera siempre una relación de compresión de diseño ε_d fija y constante para un determinado refrigerante.

Un compresor volumétrico alternativo, (con válvula de admisión), comprime el vapor hasta que su presión iguala o supera ligeramente la de condensación; en ese instante la válvula de escape se abre por presión, lo que provoca una relación de compresión ε_d variable, función en cada caso de las condiciones de carga térmica existentes en el evaporador y en el condensador. El volumen de vapor aspirado en cada embolada es también variable, por depender de ε_d, (cuanto mayor sea ε_d menor será el rendimiento volumétrico y menor también el volumen realmente aspirado).

El compresor volumétrico rotativo tiene una relación de compresión de diseño ε_d fija y constante. Cuando la cámara de trabajo se reduce a cero al final de la fase de escape (espacio muerto nulo), el volumen de vapor aspirado V_D en la siguiente fase de aspiración es constante, y depende únicamente de la geometría y velocidad del compresor. La relación de compresión impuesta por la instalación es la relación entre las presiones ε_c del condensador y del evaporador, $\varepsilon_c = \frac{p_c}{p_e}$

PRESION FINAL DE COMPRESION.- Para conseguir el máximo rendimiento del compresor helicoidal, la presión generada en los canales helicoidales del rotor conducido tiene que ser exactamente igual a la presión existente en el escape; de no ser así se producirían pérdidas internas que aunque no perjudican al compresor, ni merman significativamente su capacidad frigorífica, aumentan la potencia consumida reduciendo el rendimiento final; éstos compresores se seleccionan teniendo en cuenta la relación de compresión ε_d, sabiendo que también van a funcionar de modo satisfactorio fuera de la relación elegida consumiendo algo más de energía.

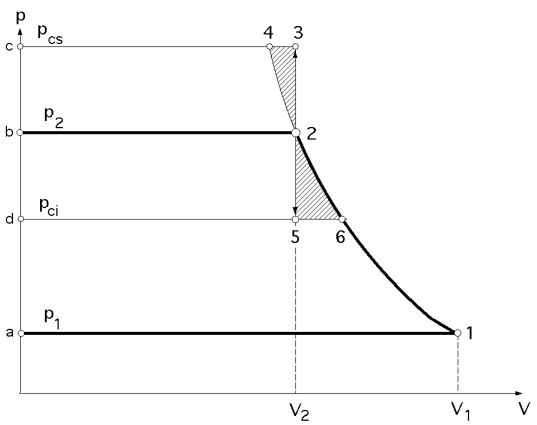


Fig II.5.- Diagrama teórico de un compresor helicoidal

La presión p_2 de diseño del compresor seleccionado no siempre es posible hacerla coincidir con la presión de condensación impuesta por la instalación frigorífica p_c, por lo que se pueden dar los siguientes casos, Fig II.5.

a) Si $p_c = p_2$ la compresión se realiza según el ciclo indicado (1-2-b-c-1), cuya superficie representa el trabajo teórico consumido por el compresor.

b) Si $p_c > p_2$ cuando el volumen de la cámara de trabajo alcanza el valor V_2 se pone en comunicación con la lumbrera de escape, produciéndose un reflujo de vapor desde la cavidad de alta presión hacia la celda de volumen V_2, que de modo casi instantáneo eleva la presión en el interior desde p_2 a p_{cs}.

La entrada del volumen (3-4) de vapor que proviene de la parte de alta, finaliza la compresión

hasta p_{cs}, objetivo que el compresor por sí solo no habría podido conseguir. Como el árbol motor sigue girando, la cámara llena de vapor a la presión p_{cs} disminuye su volumen en la fase de descarga desde V_2 hasta el valor cero según (3-c).

El área (1-2-3-c-a-1) del diagrama indicado representaría el trabajo mecánico de la compresión realizada; si el valor de ε_d hubiera coincidido con el de ε_i (o haber existido válvula de escape en lugar de lumbrera), la compresión hubiese proseguido sin problemas hasta p_{cs} según (2-4) y el área (1-2-4-c-a-1) habría representado el trabajo mecánico consumido por el compresor. En consecuencia, el área (2-4-3-2) representa el trabajo adicional consumido, pérdida que supondrá una disminución de la eficiencia frigorífica.

c) Si $p_c < p_2$ cuando el volumen de la cámara de trabajo alcanza el valor V_2 se pone en comunicación con la lumbrera de escape, se produce un reflujo de vapor desde la cámara de volumen V_2 hacia la parte de alta, que de modo casi instantáneo disminuye la presión en el interior desde p_2 a p_{ci}. Como el árbol motor sigue girando, la cámara llena de vapor a la presión p_{ci} disminuye su volumen en su fase de descarga desde V_2 hasta el valor cero según (5-d).

El área (1-2-5-d-a-1) del diagrama indicado representa el trabajo mecánico de la compresión así realizada; si el valor de ε_d hubiera coincidido con el de ε_i, la compresión hasta p_{ci} se hubiese efectuado según (1-6) y el área (1-6-d-a1) habría representado el trabajo mecánico consumido por el compresor.

El área (2-5-6) representa el trabajo adicional consumido, pérdida que supondrá una disminución de la eficiencia frigorífica.

A pesar de estos aspectos negativos, los compresores volumétricos rotativos tienen unos valores del rendimiento volumétrico cercanos a la unidad (inexistencia de espacio muerto), lo que hace que los circuitos diseñados con este tipo de compresores tengan siempre valores de la eficiencia frigorífica iguales o superiores a los alcanzados con los alternativos.

El ***aceite*** utilizado en estos compresores tiene como misión:

a) Lubricar, a pesar de que, excepto en el arranque, no existe contacto metálico alguno entre los dos rotores entre sí y entre éstos y la carcasa o estator.

b) Sellar las holguras de las partes en movimiento.

c) Absorber el calor desarrollado en la compresión por contacto directo con el fluido frigorígeno, disminuyendo la temperatura de escape y el calor a disipar por el condensador.

El fabricante tiene que proporcionar para cada compresor, trabajando en determinadas condiciones de funcionamiento, los datos de la potencia eléctrica consumida mínima correspondiente a la relación de volúmenes óptima $N_{eléc}$***, de los flujos caloríficos*** q_e ***a extraer del aceite (dato necesario para dimensionar el enfriador de aceite y el condensador) y el calor eliminado al exterior*** q_c ***de condensación, de la forma:***

$$q_c = G + 860\, N_{eléc} - q_e$$

Los efectos de absorción calorífica y de sellado, y la inexistencia de espacio muerto perjudicial (que en los compresores alternativos reduce mucho el rendimiento volumétrico) hace que con este tipo de compresores se puedan conseguir en una sola etapa relaciones de compresión que con compresores alternativos requerirían dos.

El circuito de lubricación incluye un enfriador de aceite, (utilizando agua como elemento refrigerante), un separador de aceite del fluido frigorígeno a la salida del compresor, y una bomba de aceite, utilizada únicamente en el arranque, ya que en funcionamiento normal la circulación del aceite está asegurada por la diferencia de presiones, $p_2 - p_1$.

CAMPO DE UTILIZACION..- Los compresores de tornillo se sitúan, en cuanto a producción frigorífica, entre los alternativos y los centrífugos, abarcando la siguiente gama de prestaciones:

$$100\ Tm < G < 300\ Tm \quad ó \quad 600\ m^3/h < V_D < 4000\ m^3/h$$

Estos compresores, al igual que los alternativos, se utilizan en instalaciones industriales con presiones del orden de, 15 ÷ 20 Kg/cm2. La tendencia es que en el futuro su aplicación se extienda a volúmenes de desplazamiento V_D por debajo de los 600 m3/h.

REGULACION DE LA CAPACIDAD

La capacidad de desplazamiento se puede realizarse de tres modos diferentes:

a) Variando la velocidad de giro del rotor conducido.

b) Mediante una laminación a la entrada del compresor, que origina un aumento de la relación de compresión; este efecto, en otros compresores puede elevar peligrosamente la temperatura de escape del vapor, pero no en los helicoidales.

c) Cuando el consumo de potencia sea un factor a tener en cuenta, se utiliza otro método consistente en una o varias válvulas deslizantes, Fig II.6; la función de éstas válvulas, Fig II.7, es devolver mediante un (by-pass) situado en la cavidad de entrada del compresor, una fracción (variable) del volumen total desplazado a plena carga, retardando así el comienzo de la compresión; las válvulas deslizantes puede funcionar desde la presión correspondiente a plena carga, hasta cargas parciales cercanas a cero, en forma manual o automática, mediante un pistón movido hidráulicamente por el aceite del compresor.

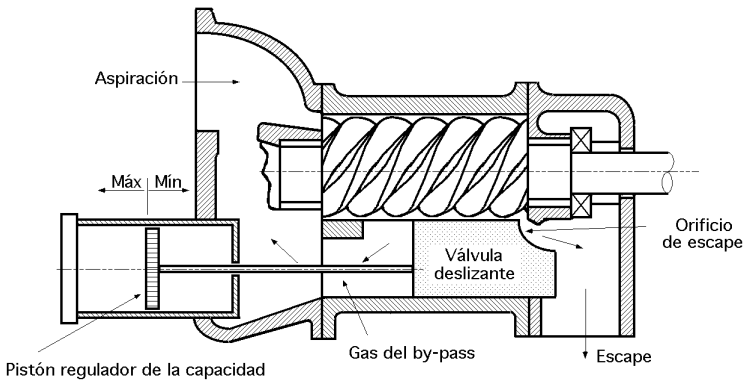


Fig II.6.- Compresor helicoidal de dos rotores,
con regulación de la capacidad de volumen desplazado mediante válvula deslizante

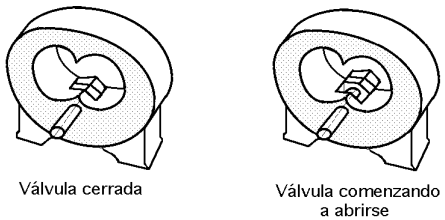


Fig II.7.- Válvula deslizante en posiciones de cierre y apertura parcial

Cuando éste pistón trabaja a plena carga, la válvula deslizante situada en posición de cierre, comienza la regulación de la capacidad alejándose de esta posición, descubriendo una abertura en la parte inferior del alojamiento de los rotores Fig II.7.

Como el efecto de la válvula deslizante no es otro que disminuir el valor de V_1 manteniendo constante el de V_2, la reducción de la capacidad lleva aparejada otra reducción simultánea, no deseable, de la relación de compresión de diseño ε_d, inconveniente que algunas veces se soluciona mediante válvulas deslizantes capaces de modificar también el tamaño de la lumbrera de escape, variando de este modo el valor de V_2 y el de la relación de volúmenes de diseño.

VENTAJAS.- Se pueden alcanzar en una etapa relaciones de compresión muy altas, sin necesidad de enfriamiento intermedio, aunque en la práctica esto carece de interés ya que no es económicamente interesante el hacerlo.

- Son, junto con los compresores centrífugos, las máquinas mejores de regular

- No tienen válvulas de admisión y escape

- No tienen espacio muerto perjudicial

- Pueden manejar sin ningún peligro volúmenes de fluido frigorígeno líquido, posibilidad que no tienen los compresores alternativos y centrífugos.

- Ausencia de pulsaciones.

- Mínimo desgaste de sus componentes giratorios.

- Son bastante silenciosos, más los de rotor único que los de rotor doble.

SOBREALIMENTACION.- Para conseguir en una etapa relaciones de comprensión elevadas, el compresor helicoidal no tiene los problemas del alternativo, para grandes valores de ε_c ; la compresión en una sola etapa disminuye demasiado el efecto frigorífico del ciclo, aumentando por consiguiente el coste de funcionamiento de la instalación.

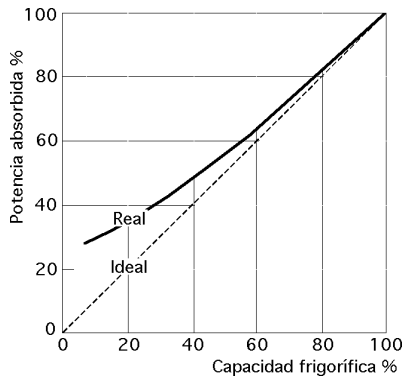


Fig II.8.- Características de control con válvula deslizante

Una solución para mejorar en estos casos el COP de un sistema de compresión simple con compresor helicoidal, consiste en utilizar la ventaja que supone la expansión escalonada en orden a separar a una presión intermedia p_i entre p_1 y p_2 las fases líquidas y de vapor producido en la expansión de p_2 a p_i, evitándose la inútil, perjudicial (desde el punto de vista de la producción frigorífica) y gravosa (desde el punto de vista de la potencia mecánica consumida) continuación de la expansión de la fase vapor desde p_i a p_1.

Este vapor saturado seco, cuya separación se realiza en un economizador, se lleva hacia el compresor, introduciéndose en él a través de una lumbrera secundaria de admisión, situada en un lateral entre la lumbrera primaria de admisión y la de escape.

Si la ubicación de la lumbrera secundaria es correcta, la entrada adicional de vapor se producirá en el momento en que el canal del rotor conducido esté ya cerrado, lleno de vapor y a una presión ligeramente inferior a la p_i reinante en el economizador.

De esta manera, en la segunda etapa, el compresor comprimirá conjuntamente la carga original de

vapor y la adicional, razón por la que el compresor que lo realiza suele denominarse sobrealimentado.

El resultado final es la consecución de un COP superior al que se alcanzaría sin sobrealimentación y en una etapa, pero inferior siempre al que puede conseguirse con el sistema, más complejo, de compresión y expansión escalonadas con dos compresores.

II.2.- COMPRESORES FRIGORIFICOS ROTATIVOS DE PALAS DESLIZANTES

Los compresores rotativos de rotor único cilíndricos, pueden ser: compresores de rodillo y compresores de palas.

COMPRESOR DE RODILLO.- En los compresores de rodillo el eje motor y el eje del estator son concéntricos, mientras que el eje del rotor es excéntrico una distancia **e** respecto a ellos, Fig II.9. Al deslizar el rotor sobre el estator se establece entre ellos un contacto, que en el estator tiene lugar a lo largo de todas y cada una de sus generatrices, mientras que en el rotor sólo a lo largo de una A, la correspondiente a la máxima distancia al eje motor.

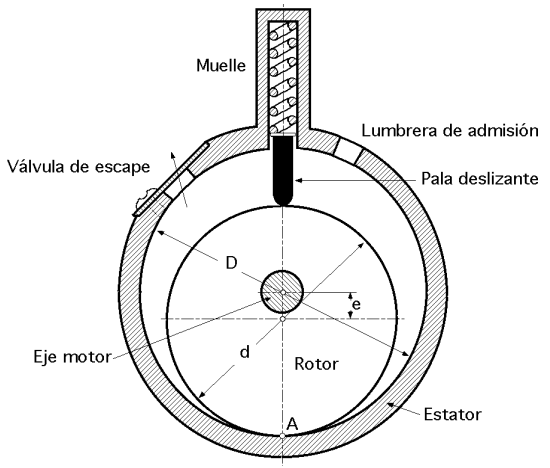


Fig II.9.- Compresor rotativo de pala deslizante

El pistón deslizante, alojado en el estator, se aprieta y ajusta contra el rotor mediante un muelle antagonista ubicado en el estator. La admisión del vapor se efectúa a través de la lumbrera de admisión y el escape a través de la válvula de escape.

El vapor aspirado en el compresor, que llena el espacio comprendido entre el rotor y el estator, se comprime de forma que, al girar, disminuye progresivamente su espacio físico (cámara de trabajo), Fig II.10, hasta que alcanza la presión reinante en la válvula de escape, que en ese momento se abre, teniendo lugar a continuación la expulsión o descarga del vapor.

El volumen de vapor teórico desplazado por el compresor de estas características V_D es:

$$V_D = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) 60 \, L \, n \ (m^3/hora)$$

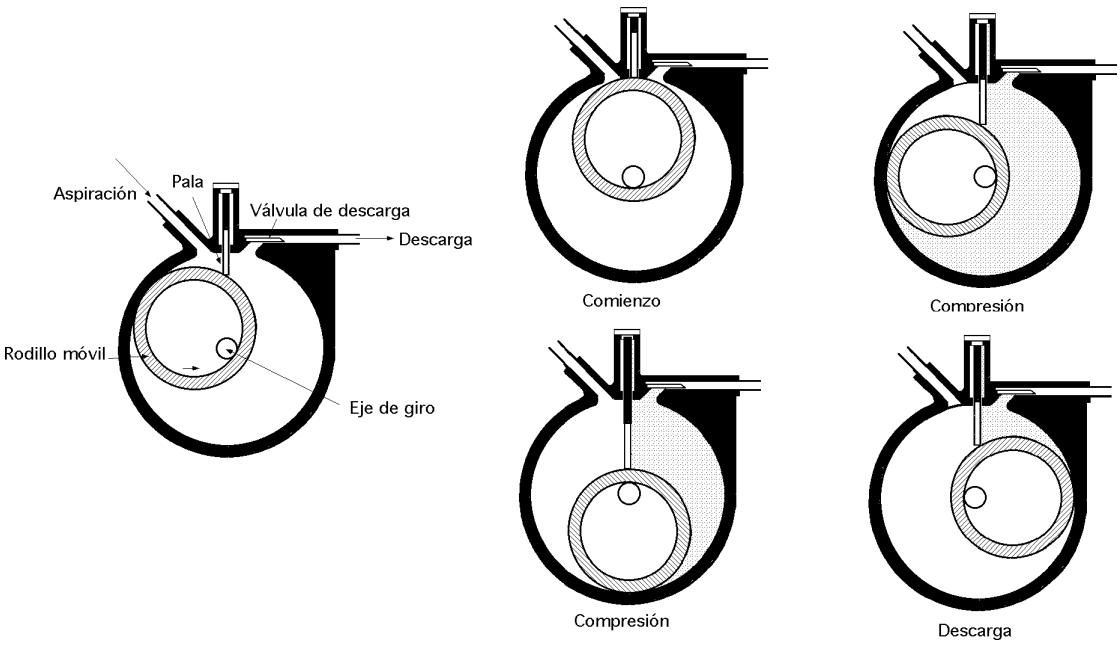


Fig II.10.- Funcionamiento de un compresor de rodillo de pala deslizante

$$V_D = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) 60 \, L \, n \quad \frac{m^3}{hora}$$

siendo D el diámetro interior del estator, ***d*** el diámetro del rotor, L la longitud de contacto (rotor-estator) y ***n*** el nº de rpm del rotor; la excentricidad ***e*** es la distancia entre el eje motor y el eje del estator

$$e = \frac{D - d}{2}$$

COMPRESOR DE PALAS.- En este compresor el eje motor es excéntrico respecto al eje del estator y concéntrico respecto al eje del rotor Fig II.11. El rotor gira deslizando sobre el estator, con cinemática plana (radial), en forma excéntrica respecto a la superficie cilíndrica interior del estator, estableciéndose un contacto que, en el estator tiene lugar sobre una única generatriz, mientras que en el rotor tiene lugar a lo largo de todas sus generatrices; el rotor es un cilindro hueco con ranuras radiales en las que las palas están sometidas a un movimiento de vaivén, (desplazadores).

Bajo la acción de la fuerza centrífuga, las palas (1 ó más) aprietan y ajustan sus extremos libres deslizantes a la superficie interior del estator, al tiempo que los extremos interiores de dichas palas se desplazan respecto al eje de giro.

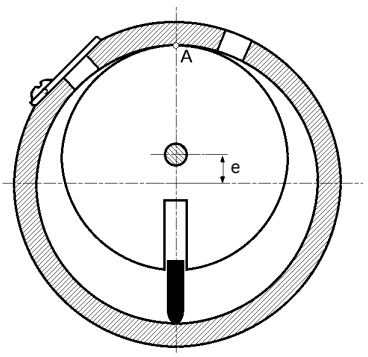


Fig II.11.-
Compresor de palas monocelular

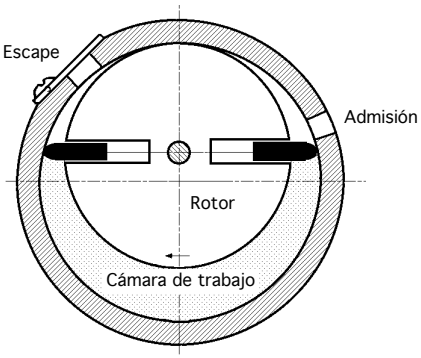


Fig II.12.-
Compresor bicelular

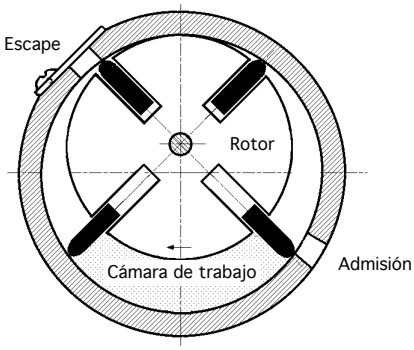


Fig II.13.-
Compresor multicelular

La ***admisión del vapor*** se efectúa mediante la lumbrera de admisión y el escape a través de la válvula de escape. El vapor llena el espacio comprendido entre dos palas vecinas y las superficies correspondientes del estator y del rotor (cámara de trabajo), cuyo volumen crece durante el giro del rotor hasta alcanzar un valor máximo, y después se cierra y traslada a la cavidad de impulsión del compresor, comenzando al mismo tiempo el desalojo del vapor de la cámara de trabajo.

El ***funcionamiento del compresor*** de una pala es similar al del compresor de rodillo, siendo el volumen desplazado V_D idéntico, el cual se puede incrementar añadiendo más palas o aumentando la excentricidad ***e***.

La ***ubicación de la lumbrera de admisión en el estator***, para una posición fija de la generatriz de contacto (rotor-estator), se fija de forma que el rendimiento volumétrico no disminuya demasiado, para así conseguir en el compresor un volumen desplazado V_D máximo; ésto implica que hay que situar la lumbrera de forma que el espacio comprendido entre dos palas consecutivas sea el máximo posible, en el instante en que la segunda pala termine de atravesar dicha lumbrera; a continuación este espacio físico en su giro hacia la válvula de escape, disminuye, dando lugar a la compresión del vapor hasta

alcanzar la presión de salida, momento en que se efectúa el escape a través de la válvula correspondiente.

En el compresor monocelular (una pala), la posición de la lumbrera de admisión tiene que estar lo más cerca posible de la generatriz A de contacto (rotor-estator), Fig II.10, siendo el desplazamiento teórico (cámara de trabajo) idéntico al de un compresor de rodillo.

En el compresor bicelular (dos palas), la posición de la lumbrera de admisión es la indicada en la Fig II.12, siendo el volumen teórico desplazado (cámara de trabajo) proporcional a dos veces el área sombreada, que es la máxima que geométricamente se puede conseguir.

En el compresor multicelular, (cuatro o más palas), la posición de la lumbrera de admisión es la indicada en la Fig II.13, siendo el volumen teórico desplazado proporcional a cuatro veces el área sombreada, que es la máxima que se puede obtener.

Se observa que el desplazamiento aumenta con el número de palas (2, 4... veces el área sombreada), llegándose a construir compresores con 6, 8 y hasta 10 palas; con compresores de más de 10 palas no se generan ganancias sensibles en el volumen desplazado.

El volumen desplazado crece aumentando la excentricidad e (o lo que es lo mismo disminuyendo el diámetro ***d***, para un diámetro D constante); esta solución genera un aumento de la fuerza centrífuga a la que están sometidas las palas, por lo que se ocasiona un rozamiento excesivo entre éstas y el estator, con su consiguiente deterioro y desgaste.

Otra solución consiste en incrementar el número de palas que permite reducir la excentricidad y los efectos perjudiciales de la fuerza centrífuga.

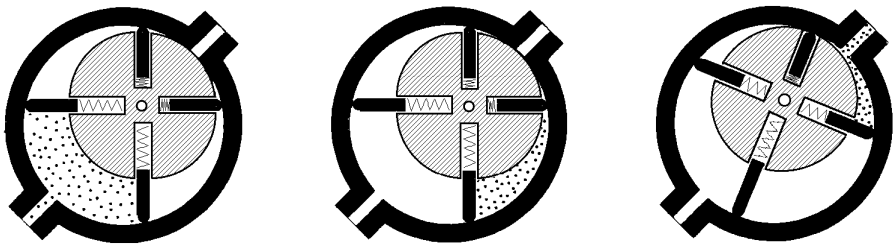


Fig II.14.- Funcionamiento del compresor multicelular

Rendimiento volumétrico.- Como no existe expansión del vapor entre las presiones de salida y entrada, el rendimiento volumétrico de este tipo de compresores es excelente, por lo que a bajas presiones de aspiración pueden funcionar de forma más eficiente que los alternativos.

Rendimientos indicado y mecánico.- Los valores de estos rendimientos son análogos a los que se presentan en los compresores alternativos.

Lubricación.- La lubricación es esencial para la buena conservación mecánica de los distintos órganos, y para obtener un buen rendimiento. El aceite ayuda al sellado de las holguras mecánicas y evita las fugas de vapor internas; una deficiencia en la lubricación se traduce en una caída de presión y de rendimiento. Estos compresores funcionan con una cantidad de aceite superior a la de los alternativos de la misma potencia frigorífica, por lo que a la salida disponen de un separador de aceite.

Campo de utilización.- En cuanto al volumen desplazado, los compresores rotativos de rotor único se sitúan entre los alternativos y los centrífugos, es decir:

$$600\ \frac{m^3}{hora} < V_D < 5000\ \frac{m^3}{hora}$$

Teniendo en cuenta la magnitud del volumen de vapor (o gas) desplazado y su elevado rendimiento a bajas presiones de aspiración, les hace útiles en acondicionadores de aire e industrialmente como compresores ***booster*** en circuitos de compresión escalonada.

Por razones constructivas, raramente trabajan por encima de, $3 \div 5$ Kg/cm^2, no sobrepasando relaciones de compresión mayores de 7.

Ventajas.- Son máquinas poco ruidosas, no necesitan válvula de admisión por lo que el vapor aspirado entra de manera continua, y como no existen espacios muertos perjudiciales los rendimientos volumétricos son muy altos.

Inconvenientes.- Su fabricación exige una gran precisión.

II.3.- COMPRESOR FRIGORIFICO ROTATIVO TIPO SCROLL

Aunque el compresor Scroll, o de espiral fue descrito por primera vez en 1905 por el francés Leon Creux, sólo las recientes técnicas de mecanización por control numérico han hecho posible la fiabilidad de fabricación imprescindible para este tipo de compresores, cuyo diseño se basa principalmente en la consecución de tolerancias muy estrechas en piezas de forma geométrica complicada, como es el caso de los perfiles en espiral.

El compresor Scroll se puede considerar como la última generación de los compresores rotativos de paletas, en los cuáles éstas últimas han sido sustituidas por un rotor en forma de espiral, excéntrico respecto al árbol motor, que rueda sobre la superficie del estator, que en lugar de ser circular tiene forma de espiral, concéntrica con el árbol motor.

El contacto entre ambas superficies espirales se establece, en el estator, en todas sus generatrices, y en el rotor también en todas sus generatrices.

Como se puede comprobar, hay otra diferencia fundamental respecto a los compresores rotativos de paletas, y es la de que la espiral móvil del rotor no gira solidariamente con este último, sino que sólo se traslada con él paralelamente a sí misma.

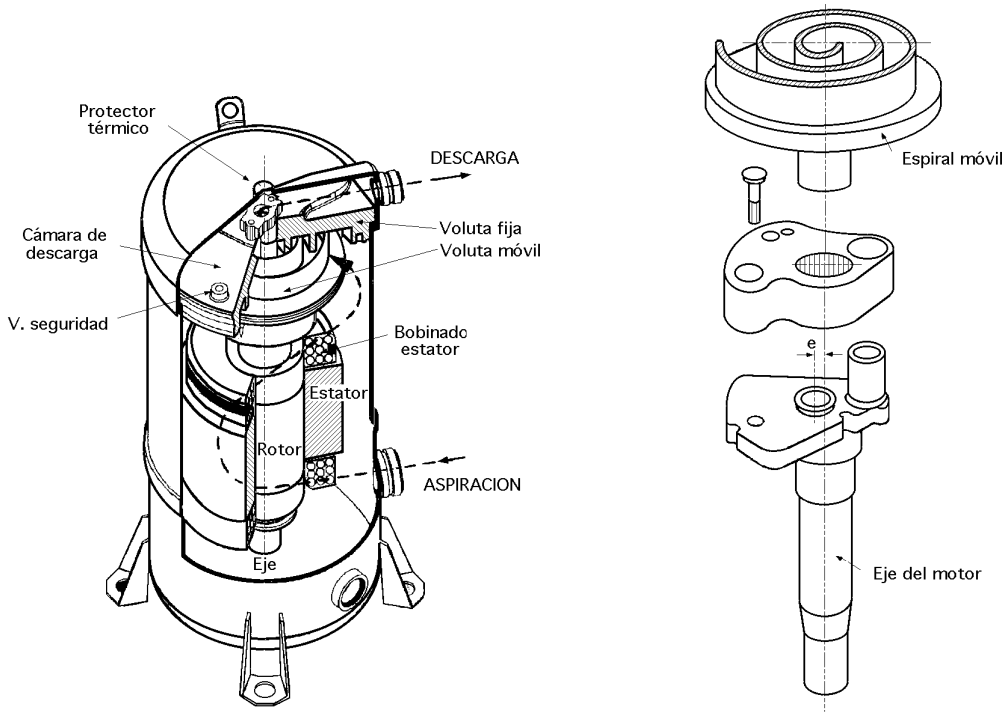


Fig II.15.- Vista del conjunto árbol motor-rotor del compresor Scroll, y conjunto espiral móvil-eje del motor

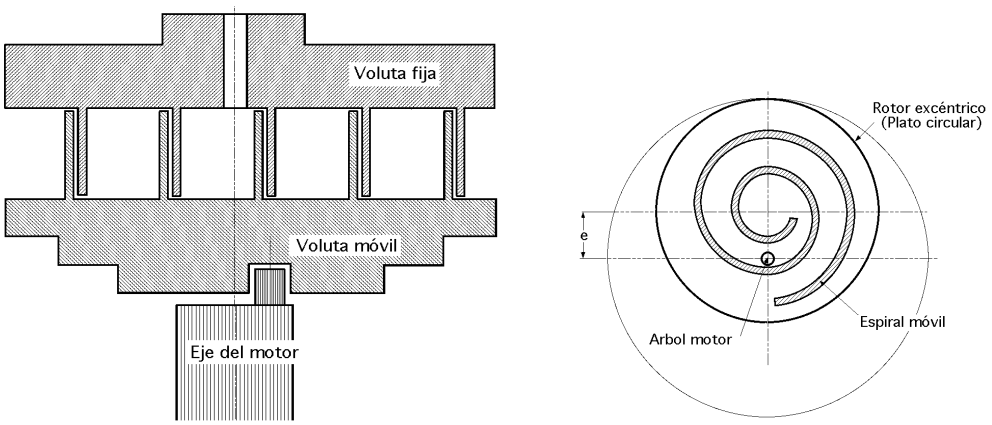


Fig II.16.- Volutas fija y móvil

Rodadura sin deslizamiento.- En la teoría de engranajes, los flancos de los dientes de un par de ruedas dentadas se diseñan de modo que sean perfiles de evolvente de círculos (la evoluta es, en este caso particular, un circulo denominado circulo base), con el objeto de conseguir así que los dientes rueden uno sobre el otro sin deslizamiento.

En el caso del compresor Scroll, el hecho de que los perfiles de las dos espirales sean de evolvente, permite a la espiral móvil rodar sin deslizamiento sobre la espiral fija, cumpliéndose en todo momento la alineación de los centros de las dos espirales y el punto de contacto entre ambas.

Funcionamiento.- En este tipo de compresores, las celdas o cámaras de compresión de geometría variable y en forma de hoz Fig II.15 están generadas por dos caracoles o espirales idénticas, una de ellas, la superior, fija (estator), en cuyo centro está situada la lumbrera de escape, y la otra orbitante (rotor), estando montadas ambas frente a frente, en contacto directo una contra la otra Fig II.16.

La espiral fija y la móvil cuyas geometrías se mantienen en todo instante desfasadas un ángulo de 180º, merced a un dispositivo antirotación, están encajadas una dentro de la otra de modo que entre sus ejes hay una excentricidad ***e***, Fig II.16 en orden a conseguir un movimiento orbital de radio **e** del eje de la espiral móvil alrededor del de la espiral fija.

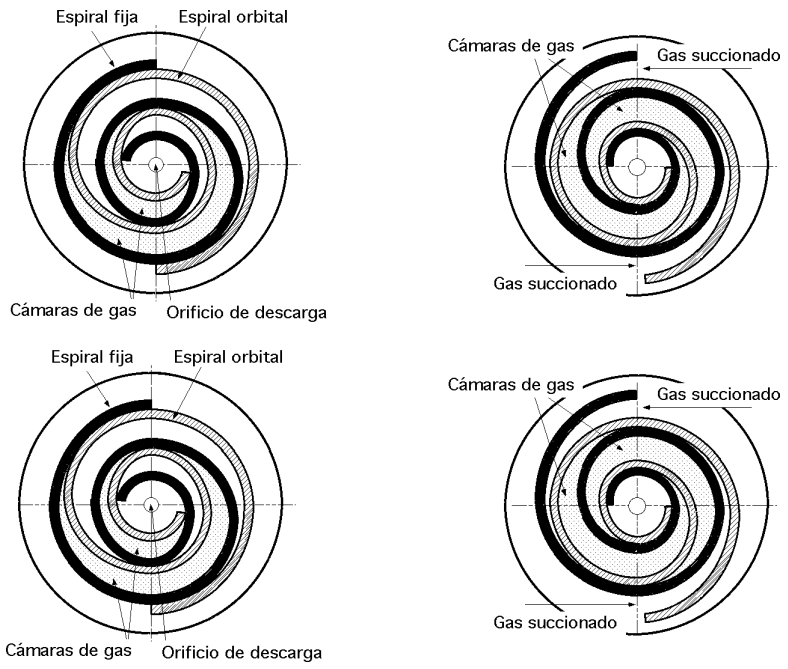


Fig II.17.a- Vistas del compresor Scroll en diversas etapas de funcionamiento

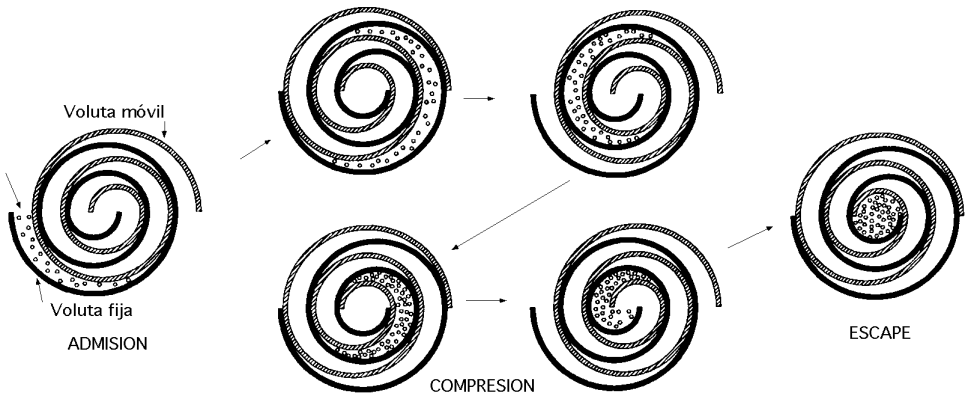


Fig II.17.b- Vistas del compresor Scroll en diversas etapas de funcionamiento

Fijándose exclusivamente en el conjunto (árbol motor-rotor) Fig II.15, con cada giro de 360º del árbol motor se imprime a la espiral inscrita en el plato, rotor excéntrico, los dos movimientos siguientes:

a) Uno de rotación de 360º alrededor de su eje, (que tendría lugar igualmente si el valor de e fuera nulo)

b) Otro simultáneo de traslación paralela a si misma alrededor del eje del árbol motor (que no se produciría si el valor de e fuese nulo).

Si se desea que la espiral describa únicamente éste último movimiento de traslación orbital sin la rotación producida por el hecho de estar solidariamente sujeta al plato, es necesario eliminar mediante un dispositivo antirotación, ésta última unión rígida, lo que se consigue montando la espiral móvil sobre un simple cojinete vertical de apoyo, concéntrico con ella.

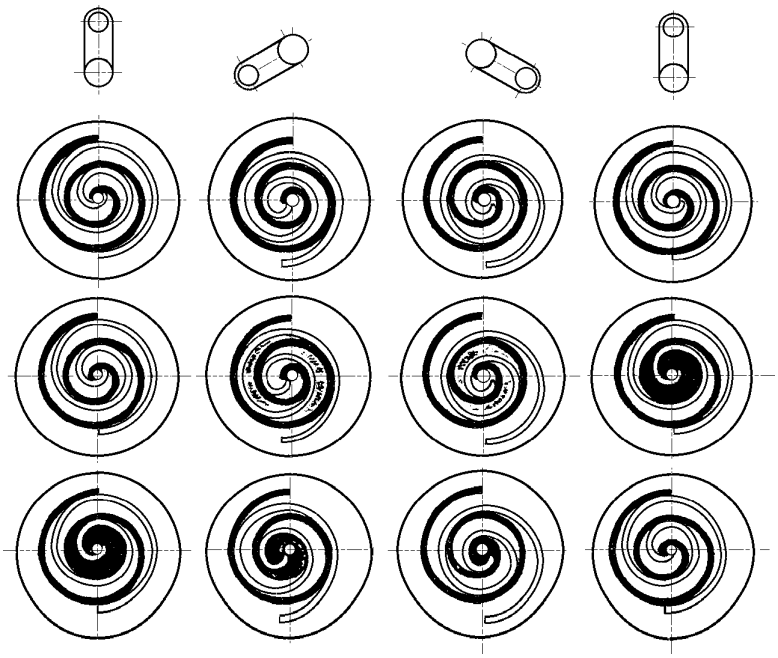


Fig II.18.- Diversas posiciones de las volutas

De esta manera, el giro del árbol motor o cigüeñal arrastra al conjunto del caracol móvil, haciéndole describir alrededor del árbol motor (y por lo tanto alrededor del centro del caracol fijo, punto donde está situada la lumbrera de escape), una órbita de radio **e** sin rotación simultánea. Como consecuencia de este movimiento, las mencionadas celdas, y el vapor atrapado en ellas, son empujadas suavemente hacia el centro de la espiral fija, al mismo tiempo que su volumen se va reduciendo progresi-

vamente, comprimiendo el vapor; cuando éste llega al centro de la espiral fija, se pone en comunicación con la lumbrera de escape ubicada en él, produciéndose de esta manera la descarga del vapor.

El funcionamiento se puede descomponer en las tres fases siguientes:

Aspiración: En la primera órbita, 360º, en la parte exterior de las espirales se forman y llenan completamente de vapor a la presión p_1 dos celdas de volumen V_1

Compresión: En la segunda órbita, 360º, tiene lugar la compresión a medida que dichas celdas disminuyen de volumen y se acercan hacia el centro de la espiral fija, alcanzándose al final de la segunda órbita, cuando su volumen es V_2, la presión de escape p_2.

Descarga: En la tercera y última órbita, puestas ambas celdas en comunicación con la lumbrera de escape, tiene lugar la descarga (escape) a través de ella.

Cada uno de los tres pares de celdas, estarán en cada instante en alguna de las fases descritas, lo que origina un proceso en el que la aspiración, compresión y descarga tienen lugar simultáneamente y en secuencia continua, eliminándose por esta razón las pulsaciones casi por completo.

Presión final de compresión..- Todo lo dicho para los compresores helicoidales, es válido también para el compresor Scroll. Al igual de lo que acontecía con el compresor helicoidal, en el caso del Scroll pueden asimismo presentarse los tres casos representados en la Fig II.19.

Regulación de la capacidad.- Algunas compresores utilizan una válvula deslizante o de corredera montada en el estator, que permite abrir secuencialmente una serie de lumbreras de by-pass practicadas en el fondo de él, variándose de esta forma el valor del volumen V_1 de vapor realmente admitido en el compresor, sistema similar al descrito en la regulación de los compresores de tornillo.

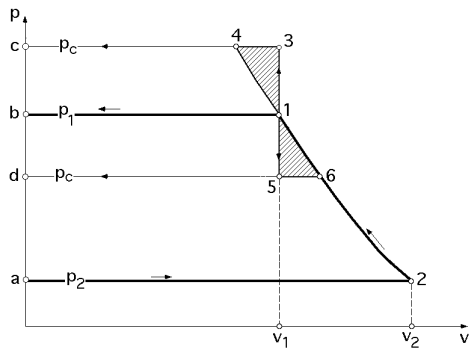


Fig II.19.- Presión final de compresión; casos posibles

Si todas las lumbreras de by-pass permanecen cerradas, únicamente queda abierta la de escape, proporcionando el compresor en este caso el máximo de su capacidad. Este sistema consigue una regulación suave y progresiva de la capacidad del compresor.

Otros compresores consiguen un cierto grado de regulación mediante la fabricación de unidades múltiples equipadas con dos o más compresores Scroll de tamaños iguales, o diferentes, montados en paralelo, lo que permite cubrir una amplia gama de capacidades frigoríficas y fraccionar la potencia frigorífica de modo escalonado.

A título de ejemplo, una unidad tándem compuesta por dos compresores diferentes, uno del 40% y el otro del 60% de la potencia frigorífica total, posibilita el escalonamiento siguiente: 40% (funcionando sólo el primero), 60% (idem el segundo) y 100% (idem los dos).

Para los tamaños pequeños, y si la frecuencia de paradas y puestas en marcha no es excesiva, se

utiliza el control “on-off”, parando y arrancando el motor por medio de un termostato o un presostato.

Campo de utilización.- Se emplean en el campo de los pequeños desplazamientos (aire acondicionado y bomba de calor en viviendas) para potencias frigoríficas comprendidas entre 5 y 100 kW, ocupando un espacio intermedio entre los compresores rotativos y los alternativos. Hasta la fecha se fabrican solamente herméticos.

El vapor se introduce en la carcasa del compresor, por su parte inferior, en donde está situado el motor, pasando por entre los devanados del estator y rotor, refrigerándolos; a la salida del motor el vapor reduce su velocidad facilitándose de este modo la separación de la mayor parte del aceite arrastrado por el vapor de aspiración.

Lubricación.- La lubricación de los dos cojinetes del cigüeñal y el de apoyo de la espiral móvil, se realiza con aceite impulsado a través del interior del cigüeñal mediante una bomba centrífuga sumergida en el cárter y movida por el mismo cigüeñal. Este circuito de aceite está totalmente separado de las superficies de contacto de ambas espirales, cuya lubricación está asegurada por la pequeña cantidad de aceite arrastrado por el vapor de aspiración.

Pérdidas mecánicas por rozamiento.- La inexistencia de juntas y segmentos en los compresores Scroll, característica común también a los helicoidales, hace que las pérdidas mecánicas por rozamiento en este tipo de compresores, sean más bajas en comparación con las que se producen en los compresores alternativos.

Estanqueidad..- Para conseguir la estanqueidad suelen llevar mecanizada en el borde superior de ambas espirales una ranura que cumple el mismo cometido de sellado que los segmentos en los pistones de los compresores alternativos. Si entre ambos lados de la ranura (dos celdas en diferentes estadios de compresión) existe una diferencia de presiones Δp, el caudal de fluido (vapor o gas) que se filtrará de una celda a la otra, disminuyendo el rendimiento volumétrico del compresor, será tanto menor cuanto mayor sea la resistencia que se oponga a dicho flujo.

Esta resistencia, que es función de la holgura existente entre las superficies en contacto de ambas espirales, se aumenta practicando la ranura antes mencionada, que recibe el nombre de ***cámara de alivio*****.** Su misión es originar un ensanchamiento brusco seguido de una contracción de la vena fluida, dos resistencias adicionales que no se presentarían de no existir dicha acanaladura. La diferencia de presiones Δp entre dos cámaras de compresión adyacentes, es siempre menor que la $(p_c - p_e)$ generada por el compresor, lo que evidentemente disminuye todavía más el riesgo de fugas y filtraciones.

VENTAJAS.- Los circuitos frigoríficos y de bomba de calor que utilizan compresor Scroll alcanzan valores del COP inusualmente altos, posibles únicamente debido al elevado rendimiento volumétrico que tiene este compresor para todas las condiciones de funcionamiento que pueden presentarse (relaciones de compresión diversas).

Las causas de este buen rendimiento volumétrico son:

a) Inexistencia de espacio muerto perjudicial.

b) Ausencia de válvulas de admisión y escape así como de segmentos que elimina tanto posibles retrasos en su apertura como inestanqueidades.

c) El contacto, tanto en los flancos de las espirales como en sus bases y bordes superiores, es perfecto y constante (adaptabilidad axial y radial muy buena).

d) Mínimo efecto de pared merced a la separación física de las zonas de aspiración (exterior espirales) y des-

carga (interior espirales)

Otra consecuencia beneficiosa del elevado rendimiento volumétrico que poseen este tipo de compresores es su menor desplazamiento o tamaño, comparado con el necesario para un alternativo de la misma potencia frigorífica.

- La ***simultaneidad*** conque se producen la aspiración, compresión y escape del vapor en un compresor Scroll, en comparación con las fases correlativas en las que ocurren en uno alternativo, hace que las variaciones del par motor en un compresor Scroll sean mucho más reducidas que en uno alternativo, disminuyendo por esta razón los esfuerzos a que está sometido el motor así como las vibraciones; a señalar igualmente la ausencia casi total de pulsaciones.

- Una ***elevada fiabilidad de funcionamiento***, lo que se traduce en un indice muy bajo de fallos, debido principalmente a los tres aspectos de diseño siguientes:

a) Pequeño número de partes móviles, un 60% menos que en un compresor alternativo

b) Ausencia de válvulas

c) Buena resistencia frente a los esfuerzos causados por la llegada al compresor de líquido y/o partículas sólidas (suciedad)

- ***Excelente nivel sonoro***, (6 db), menor que el de los compresores alternativos de su rango y ésto debido a que la espiral móvil rueda sin deslizamiento sobre la espiral estacionaria

- Como la espiral móvil rueda sin deslizamiento sobre la espiral estacionaria, el ***desgaste*** experimentado por las superficies espirales en contacto es mínimo.

- ***Tamaño y peso pequeño***, un 40% y un 15% menor que el de uno alternativo, respectivamente.

INCONVENIENTES.- El hecho de no estar inherentemente equilibrado, al contrario de lo que sucede con los compresores de tornillo, impone un límite e impide de modo decisivo la fabricación de compresores Scroll de tamaños grandes.

A presiones de escape altas, las dos espirales, la estacionaria y la orbital, tienden a separarse debido al empuje generado por la presión interna del vapor; esto se traduce en un aumento de las holguras, lo que a su vez reduce el rendimiento del compresor. Para evitar este aspecto negativo, algunos fabricantes utilizan espirales compensadas en presión, haciendo gravitar la presión de alta o una intermedia en el reverso de al menos una de las espirales.

Selección.- La selección del compresor más adecuado a las necesidades de proyecto, se efectúa mediante las curvas características suministradas por el fabricante. En ellas se indica, para cada par de presiones de condensación y evaporación, la potencia frigorífica producida y la eléctrica consumida por cada modelo de compresor que utiliza un fluido frigorígeno determinado y en base a unos valores de recalentamiento y subenfriamiento que varían de unos catálogos a otros. Es norma que los distintos tamaños de compresores de una misma firma tengan idéntico perfil de espirales, pero diferentes alturas axiales y, por lo tanto, distintos desplazamientos.

III.- TURBOCOMPRESORES

III.1.- INTRODUCCION

Los turbocompresores son turbomáquinas térmicas que sirven para comprimir un gas; se pueden dividir en dos grupos: soplantes y turbocompresores. Las máquinas hidráulicas TMH para gases se denominan ventiladores.

Los ***ventiladores*** generan un incremento de presión total Δ_{ptotal} pequeño, del orden de 1 m. de c.a., o una relación de compresión 1,1. Si el incremento de presiones no excede el valor indicado, la variación de volumen específico del gas a través de la máquina se puede despreciar en el cálculo de la misma, por lo que el ventilador es una TMH.

En la actualidad, en el diseño de una turbomáquina hay que tener en cuenta la compresibilidad del fluido para incrementos de presión mucho menores, hasta 0,3 m. de c.a., por lo que los ventiladores, hasta dicho incremento de presión, se pueden diseñar como TMH.

Los ***soplantes o turbosoplantes*** son máquinas destinadas a comprimir generalmente aire, en las que la relación de compresión es ($1{,}1 < \varepsilon_c < 3$); no tienen ningún tipo de refrigeración incorporada y, en general, son de un único escalonamiento. Así por ejemplo, para el aire que se precalienta en los recuperadores de los altos hornos, la soplante tiene que impulsarle a una presión equivalente a la resistencia de la conducción, más la resistencia de las toberas de inyección en la zona de fusión de los hornos, con una relación de compresión del orden de 3, utilizándose en estas circunstancias soplantes de varios escalonamientos, en los que el aire no se refrigera, ya que posteriormente habría que precalentarle antes de introducirle en el horno.

Las turbosoplantes se pueden clasificar en función de la relación de compresión ε_c en la forma:

sop*lantes de BP.....:* ε_c *= 1,1 a 1,5*
soplantes de MP.....: ε_c *= 1,5 a 2,5*
soplantes de AP.....: ε_c *= 2,5 a 4.*

El número de revoluciones de los turbosoplantes varía de 3.000 a 21.000 rpm.

Los turbocompresores son máquinas térmicas que comprimen gases con relaciones de compresión mayores, y por ello tienen incorporada refrigeración, a no ser que su destino aconseje lo contrario,

como sucede en los turbocompresores de las turbinas de gas.

Tanto los turbosoplantes como los turbocompresores pueden ser radiales o centrífugos, diagonales (semiaxiales o de flujo mixto) y axiales, siendo los primeros y los últimos los más importantes.

Aunque en el campo de las grandes presiones el compresor alternativo es aún insustituible, la evolución de los turbocompresores hace posible su aplicación a presiones cada vez más elevadas, con grandes caudales, lográndose máquinas de mayor potencia unitaria y de mejor rendimiento.

Uno de los factores que más han influido en la investigación de la mejora de rendimientos en los turbocompresores ha sido el desarrollo espectacular de la turbina de gas en los últimos años, ya que el turbocompresor forma parte integral de dicha máquina; la potencia neta de una turbina de gas es igual a la potencia útil desarrollada por la turbina, menos la potencia absorbida por el turbocompresor, por lo que la mejora del rendimiento del turbocompresor es de gran influencia en el desarrollo de la turbina de gas.

En las turbinas de gas de aviación o turborreactores, el turbocompresor axial en comparación con el turbocompresor centrífugo ofrece la ventaja de mayor potencia para una misma sección transversal, por lo que el avión dotado de turborreactor con turbocompresor axial tiene un coeficiente de arrastre menor, en igualdad de potencia, que el dotado de turbocompresor centrífugo. Así se explica que pocas máquinas hayan conocido un desarrollo tan espectacular como el turbocompresor axial desde la patente de Parsons en 1901 hasta el turbocompresor axial actual.

Los primeros turbocompresores axiales se construyeron alrededor de 1900 por Sir Charles Parsons; tenían una baja relación de compresión, así como rendimientos muy modestos, del orden del 55%, por lo que se abandonaron en favor de los turbocompresores centrífugos de varios escalonamientos por su más alto rendimiento, del 70% al 80%. Hasta el año 1926 no se emprendieron más desarrollos de turbocompresores axiales, en que A. A. Griffith establece los principios básicos de su teoría del perfil aerodinámico, para el diseño de los álabes de los turbocompresores y turbinas. Los turbocompresores actuales sobrepasan rendimientos del 90%, con relaciones de compresión mayores de 30.

La compresión de gases, y muy especialmente la del aire, es un proceso industrial muy frecuente; si los caudales de aire o de gas son relativamente elevados, y las presiones no son excesivas, el turbocompresor aventaja a los compresores alternativos y rotativos de desplazamiento positivo.

Las ventajas de los turbocompresores en comparación con los compresores alternativos son:

- *Construcción compacta*
- *Volumen de máquina reducido*
- *Seguridad de funcionamiento*
- *Mantenimiento prácticamente nulo*
- *Carencia de desgaste*
- *Escasa cimentación*
- *Montaje sencillo*
- *Marcha exenta de vibraciones*
- *Regulación progresiva fácil*
- *Carencia de vibraciones en los conductos de gas*
- *Empleo de motores eléctricos normales, para su accionamiento*
- *Pequeño consumo de corriente eléctrica en el arranque*
- *Carencia de problemas de mezcla del aceite de lubricación con el gas, etc*

Estas ventajas justifican la introducción del turbocompresor en la industria y su penetración cada vez mayor en el campo hasta ahora reservado a los compresores alternativos, sobre todo cuando se requieren caudales másicos elevados.

Las mayores dificultades encontradas en el desarrollo de los turbocompresores axiales provienen del proceso de flujo, ya que cuando un fluido se acelera rápidamente en un conducto experimenta una pérdida moderada de la presión de remanso, mientras que si experimenta una rápida deceleración, da lugar a gradientes adversos de presión, que se pueden traducir en desprendimientos de la capa límite de la corriente y en consecuencia provocar grandes pérdidas. Por ello, para limitar las pérdidas durante la difusión, la relación de deceleración del flujo a través de las coronas de álabes tiene que mantenerse en valores bajos, circunstancia que implica el que para una relación de compresión dada, un turbocompresor axial tenga muchos escalonamientos.

III.2.- CLASIFICACION DE LOS TURBOCOMPRESORES

Los turbocompresores se clasifican, según la dirección del flujo, en los tres tipos siguientes, Fig III.1:

a) Radiales; b) Diagonales (semiaxiales, radioaxiales ó de flujo mixto); c) Axiales

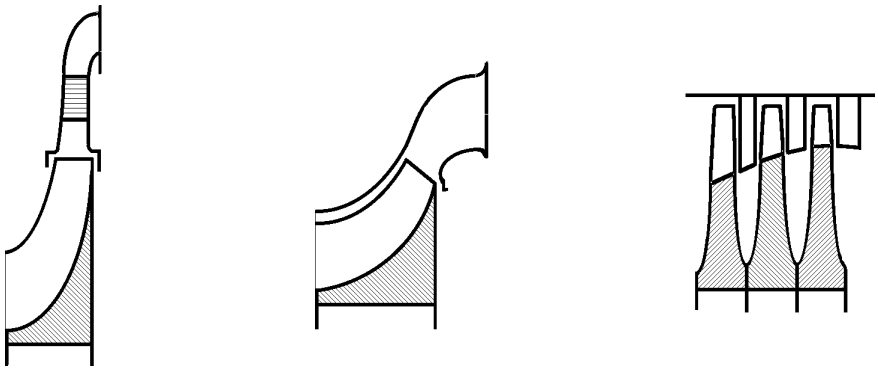


Fig III.1.- Corte de un turbocompresor: a) Radial; b) Diagonal; c) Axial

Los turbocompresores radiales y diagonales se denominan turbocompresores centrífugos; los turbocompresores diagonales no son muy corrientes y su teoría fundamental no difiere de la de los turbocompresores radiales. El diseño específico del rodete de doble curvatura, característico de las turbomáquinas diagonales, es análogo al empleado en las bombas helicocentrífugas. El turbocompresor diagonal puede suministrar un caudal 2 ÷ 3 veces mayor que un turbocompresor del mismo diámetro con un rendimiento un 5% mayor. Se utiliza para humos, gas de alto horno, plantas de desulfurización, industrias de productos farmacéuticos y alimenticios, túneles de aireación, etc.)

COMPARACION DE LOS TURBOCOMPRESORES CENTRÍFUGOS Y LOS AXIALES

El turbocompresor centrífugo tiene las siguientes ventajas sobre el turbocompresor axial:

a) Mayor robustez y, por tanto, mayor seguridad en la explotación

b) Menor número de escalonamientos

c) Mayor facilidad de alojamiento de los sistemas de refrigeración intermedia

d) Mayor zona de estabilidad de funcionamiento, por lo que respecta al fenómeno de bombeo

El turbocompresor axial ofrece las siguientes ventajas con relación al turbocompresor radial:

a) Mejor rendimiento

b) Para un mismo gasto másico y presión, mayor número de revoluciones

c) El turbocompresor axial tiene menor volumen, menor superficie frontal, y menor peso para igualdad de gasto másico y de relación de compresión. Esta ventaja es excepcionalmente importante en aviación, e históricamente constituyó el estímulo para la evolución del turbocompresor axial con destino a los turborreactores; la ventaja se hace patente en el campo de las relaciones de compresión elevadas y grandes potencias; por esta razón, los turbocompresores de los motores Turbina de gas de gran potencia suelen ser axiales y los de los motores Turbina de gas de pequeña potencia, radiales.

Si la relación de compresión es pequeña, ésta se puede lograr con un turbocompresor radial de un solo escalonamiento, con lo cual el peso y volumen de la máquina será menor que si se empleara un turbocompresor axial, que necesariamente tendría que ser de varios escalonamientos.

La relación de compresión por escalonamiento es:

Escalonamiento turbocompresor radial: máxima realizable de, 3 ÷ 5; valores normales de, 1,5 ÷ 2,5

Escalonamiento turbocompresor axial: máxima realizable de, 1,5 ÷ 2; valores normales de, 1,05 ÷ 1,2

III.3.- RENDIMIENTO DE LOS TC

Aunque el turbocompresor axial tiene mejor rendimiento que el radial, es mucho más sensible a las variaciones de la carga; su rendimiento disminuye más rápidamente al variar las condiciones de funcionamiento con relación al punto de diseño, Fig III.2; la curva de rendimiento en función del gasto másico del turbocompresor radial es más plana (horizontal) que la del turbocompresor axial.

En la Fig III.3 se indican las curvas características relación de presiones (p_F/p_E) en función del caudal volumétrico Q_E a la entrada de la máquina, a diferentes números de revoluciones, correspondientes a un turbocompresor radial y axial respectivamente.

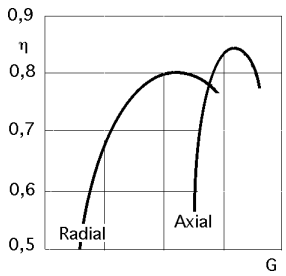


Fig III.2.- Curvas típicas de rendimiento a cargas parciales de un TC: a) radial; b) axial.

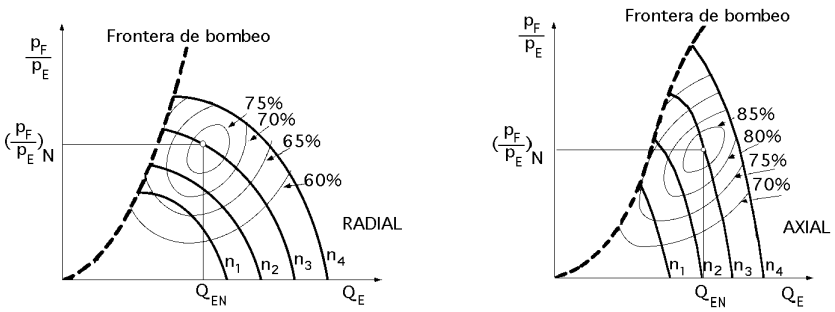


Fig III.3.- Curvas características de un turbocompresor: a) radial; b) axial, con las curvas límites de bombeo

En el punto nominal o de diseño, que viene determinado por el caudal volumétrico nominal a

la entrada Q_{ent} y la relación de presiones nominal $(\frac{p_F}{p_E})_{nominal}$, el rendimiento es máximo, siendo en general, más elevado en el turbocompresor axial.

Funcionamiento inestable (surging o bombeo).- En los turbocompresores, para cada valor de **n** hay un caudal mínimo por debajo del cual el flujo se rompe y su funcionamiento se vuelve inestable; éste fenómeno depende fundamentalmente del número de Mach M periférico del rodete. Para números M bajos, la carga crítica es del orden del 50% de la de diseño, mientras que para valores del número M elevados, la carga crítica puede llegar a ser del 100% de la de diseño.

Al disminuir el gasto másico por debajo del 35% del de diseño (cargas reducidas), la cantidad de fluido no es suficiente para que el compresor pueda generar la presión reinante en el escape, y es por ésto por lo que el fluido saliente del rodete al difusor tiende momentáneamente a refluir, originándose un flujo de retroceso, desde el difusor hacia el rodete, acompañado de vibraciones, ruido y desprendimiento de la capa límite, que se conoce con el nombre de ***bombeo***, descendiendo algo la presión de escape; en esta nueva situación, y cuando ha entrado en el rodete suficiente fluido de reflujo, la compresión normal se restablece nuevamente, descargándose el fluido al difusor, momento en el que otra vez se vuelve a repetir el proceso inestable, y así sucesivamente.

Este fenómeno es ruidoso y origina una sobrecarga en los cojinetes así como temperaturas de descarga excesivas a causa de que el mismo fluido se comprime repetidamente.

En consecuencia hay que evitar las condiciones que ocasionan este mal funcionamiento y de ahí la existencia, para cada velocidad de giro, de un valor mínimo del caudal Q tanto más pequeño cuanto menor sea *n*, por debajo del cual el funcionamiento se hace inestable.

El lugar geométrico de estos valores mínimos constituye la denominada curva límite de compresión o de ***bombeo***, siendo el turbocompresor axial más sensible a este fenómeno, mientras que el turbocompresor radial tiene una zona de funcionamiento estable mayor.

III.4.- NUMERO ESPECIFICO DE REVOLUCIONES

a) El ***número específico adimensional de revoluciones*** θ de un turbocompresor se define en la forma:

$$\theta = \frac{\sqrt{\Phi}}{\Psi^{3/4}}$$

siendo:

$$\Psi = \text{Coeficiente de carga o de presión} = \frac{T_u}{u_e^2/g} = \frac{\text{Salto isentrópico en el escalón}}{\text{Energía correspondiente a la velocidad periférica del rodete}}$$

$$\Phi = \text{Coeficiente de caudal} = \frac{\text{Caudal en la arista de succión de BP}}{Q\ u_e} = \frac{c_m}{u_e} = \frac{Q/\Omega}{u_e} = \frac{4\ Q}{\pi\ d_e^2\ u_e}$$

tomándose el caudal Q en condiciones estáticas, Ω es una sección que depende del tipo de rotor, y d_e y u_e se refieren al diámetro exterior.

Valores usuales del coeficiente Φ de caudal en los turbocompresores son:

TC radiales: 0,01 ÷ 0,08

TC diagonales: 0,05 ÷ 0,4

TC axiales: 0,05 ÷ 0,5

Según el tipo de máquina, el coeficiente Φ de caudal se define como:

TC axiales, $\Phi_a = \frac{c_a}{u_e} = \frac{c_m}{u_e}$

TC radiales, $\Phi_r = \frac{c_a}{u_e}(1 - \nu^2) = \frac{c_m}{u_e}(1 - \nu^2)$

siendo ν la relación de cubo.

b) El ***número específico de revoluciones n_q se refiere a las condiciones de rendimiento óptimo*** es:

$$n_q = \frac{\sqrt{Q}}{T_u^{3/4}} \qquad \begin{cases} \text{TC radiales, } n_q = 0{,}4744 \dfrac{\sqrt{Q_r}}{\psi^{3/4}} \\ \text{TC axiales, } n_q = 0{,}4744 \sqrt{1 - \nu^2} \dfrac{\sqrt{Q_a}}{\psi^{3/4}} \end{cases}$$

La relación entre los coeficientes θ y n_q es:

$$n_q = 0{,}4744\ \theta \sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}$$

siendo en la inmensa mayoría de los casos prácticos, $\sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}} = 1$

El factor $\sqrt{\frac{r_{total}}{r_{estática}}}$ proviene de que el caudal másico se toma para n_q en condiciones totales y para θ en condiciones estáticas.

Los turbocompresores centrífugos tienen un número específico de revoluciones θ ***inferior a los turbocompresores axiales.*** El turbocompresor centrífugo de admisión simple se puede diseñar desde caudales mínimos de 500 m³/h, mientras que los de admisión doble pueden alcanzar caudales de 290.000 m³/h, Fig III.4. Los turbocompresores axiales exigen caudales mínimos superiores a los 14.400 m³/h y se pueden construir para caudales superiores a 1.000.000 m³/h.

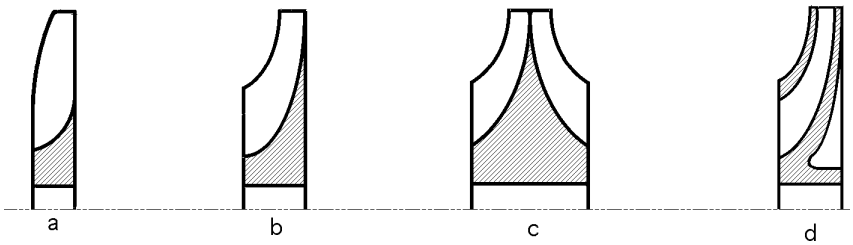


Fig III.4.- Tipos de rodetes centrífugos:
a) Abierto; b) Semiabierto de simple aspiración; c) Semiabierto de doble aspiración; d) Cerrado

La posibilidad de conseguir un funcionamiento estable limita en ambos tipos de turbocompresor la relación total de compresión a conseguir en un solo cuerpo o carcasa. Con los turbocompresores centrífugos se pueden alcanzar relaciones de compresión de, 10÷12, mientras que con los turbocompresores axiales no es fácil alcanzar en un solo cuerpo una relación de compresión mayor de, 6÷8.

Los turbocompresores radiales se construyen actualmente hasta una presión final de 600 bar y los axiales hasta 50 bar.

III.5.- INCREMENTO DE PRESION

TURBOCOMPRESOR AXIAL.- En el turbocompresor axial, la ecuación de Euler es de la forma:

$$T_u = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$$

El ***incremento de presión producido en el rodete*** se debe al frenado de la corriente, $w_1 > w_2$, que crea un efecto de difusión en el rodete, de la forma:

$$i_2 - i_1 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$$

ya que el otro término que figura en la ecuación:

$$\frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$$

representa, tanto en el turbocompresor axial como en el centrífugo, el incremento de energía cinética en el difusor.

TURBOCOMPRESOR RADIAL.- En el ***turbocompresor radial***, la ecuación de Euler es de la forma:

$$T_u = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

incremento que se debe en primer lugar a la ***fuerza centrífuga, que origina un incremento de presión en el rodete*** expresado por el término:

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

y luego, secundariamente, ***al frenado de la corriente en el rodete***, (efecto de difusión), expresado por el término

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$$

Para mejorar el rendimiento muchas veces se prescinde de este segundo término; en los turbocompresores de álabes curvados hacia atrás, Fig III.5a, se suele buscar un pequeño frenado de la corriente por la posición de w_2.

El aumento de presión en un turbocompresor se consigue más eficientemente en la corona móvil que en la corona fija, ya que en la primera, además del efecto de difusión que origina un frenado en la corriente, debido al término $\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$ se dispone del efecto de la fuerza centrfuga debido a $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$, con pérdidas mínimas.

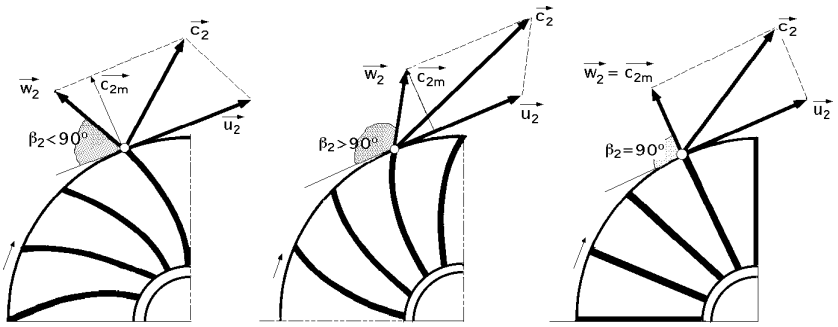
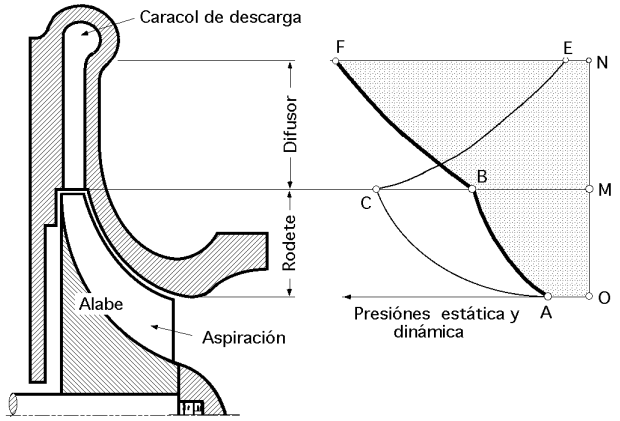


Fig III.5.- Rodete de TC centrífugo con álabes:
a) Curvados hacia atrás; b) Curvados hacia delante; c) De salida radial



OA.- Presiones 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
Fig III.6- Cambios de presión, estática y dinámica a través de un turbocompresor centrífugo

En la corona fija se dispone del efecto de difusión debido a la variación de energía cinética:

$$\frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$$

que no proporciona un buen rendimiento, por lo que el turbocompresor radial, gracias al término debido a la fuerza centrífuga, es más apropiado para grandes presiones, las cuales se consiguen aumentando el nº de rpm y la relación de diámetros (d_2/d_1).

El salto adiabático isentrópico máximo de un escalonamiento radial es aproximadamente el triple de un escalonamiento axial, de donde se deduce que para el mismo incremento de presión un turbocompresor axial requiere aproximadamente el triple número de escalonamientos que un turbocompresor radial.

Tabla III.1.- Rendimientos en los turbocompresores

Tipo	Relación de compresión	Rendimiento
Refrigeraciones múltiples escalonadas	5 ÷ 10	Total refrigeración = 0,55 a 0,8
Un escalonamiento	1,3 ÷ 2	Interno = 0,65 a 0,68
Soplante AP, 1 escalonamiento	2,5 ÷ 4	Total adiabático = 0,60 a 0,82
Soplante MP, 1 escalonamiento	1,2 ÷ 2,5	Total adiabático = 0,62 a 0.85
Soplante BP, 1 o más escalonamientos	1,1 ÷ 1,5	Total adiabático = 0,68 a 0,88
Escalonamiento de TC axial	1,05 ÷ 1,2	Interno escalón = 0,86 a 0,92

Los turbocompresores axiales se pueden construir más compactos, ahorrando volumen y peso, ya

que no necesitan canales para dirigir el flujo desde la periferia a la entrada del rodete siguiente como los turbocompresor radiales, por lo que tienen menos pérdidas y mejor rendimiento (un 10% superior) que el turbocompresor radial. Los rendimientos que se suelen alcanzar en los turbocompresores actuales, según tipo y ε_c, se indican en la Tabla III.1.

CAMPO DE APLICACION.- Los turbocompresores radiales permiten:

a) Velocidades periféricas máximas en el primer escalonamiento, 450 ÷ 500 m/seg

b) Angulos β_2 entre 50º y 90º (muy frecuente $\beta_2 = 90º$, álabes de salida radial)

c) Relación de compresión:

De un escalonamiento: 1,7 ÷ 3 (a veces hasta 5)

Turbocompresor de escalonamiento único ≤ 5

Turbocompresor de dos escalonamientos ≤ 7

d) Caudal másico:

Aspiración sencilla ≤ 30 Kg/seg
Aspiración doble ≤ 60 Kg/seg

Los turbocompresores axiales permiten:

a) Velocidades periféricas máximas en el primer escalonamiento: 250 ÷ 350 m/seg

b) Coeficiente de presión y de un escalonamiento: 0,6 ÷ 1

c) Relación de compresión de un escalonamiento: 1,1 ÷ 1,2 (a veces hasta 1,3);

d) Número de escalonamientos: $\begin{cases} \text{Para: } \varepsilon_c = 6 \;\; ; \;\; z = 10 \div 12 \\ \text{Para: } \varepsilon_c = 12 \;\; ; \;\; z = 16 \div 18 \end{cases}$

En la actualidad el turbocompresor radial es sustituido cada vez más por el turbocompresor axial, debido a las siguientes circunstancias:

a) El turbocompresor radial apenas se emplea en los turborreactores, debido a la mayor superficie frontal que posee, respecto al turbocompresor axial

b) El turbocompresor radial se emplea sólo en la gama de potencias entre 500 ÷1500 kW

c) El turbocompresor radial se construye con uno o dos escalonamientos, con admisión sencilla o doble.

III.6.- FUNCIONAMIENTO DE LOS TC FUERA DEL PUNTO DE DISEÑO

Los turbocompresores se calculan para funcionar en unas condiciones óptimas de servicio bien determinadas (rendimiento máximo) es decir, ***para un gasto, una relación de compresión y un número de revoluciones prefijados***, así como para un determinado estado del gas en la admisión caracterizado por p_E y T_E situación que da lugar al llamado punto nominal o de diseño; sin embargo, el turbocompresor instalado no funcionará siempre en dicho punto, porque por ejemplo, la ***presión final*** puede variar, o se necesita un ***caudal*** inferior al de diseño, etc, por lo que el punto de funcionamiento no coincide siempre con el de diseño, aunque en una máquina se ha de procurar en general que durante el mayor tiempo posible de funcionamiento las dos situaciones anteriores coincidan.

Siempre es posible ensayar un turbocompresor en las condiciones más variadas y obtener experimentalmente las curvas características, que permiten por interpolación conocer el comportamiento del turbocompresor en cualquier situación posible. Estas curvas se trazan en unos ejes cuyas coorde-

nadas son caudal y presión u otras variables apropiadas funciones del caudal y de la presión, respectivamente; la región de este plano accesible por el turbocompresor se denomina campo característico.

En los turbocompresores axiales, si las potencias son muy elevadas, los ensayos resultan excesivamente costosos y se recurre al ensayo con modelos reducidos.

En la actualidad se diseñan turbocompresores cuyas características nominales presentan en el banco de pruebas discrepancias respecto de las calculadas, no mayores del 2%. El trazado de las características de un turbocompresor por métodos puramente analíticos e incluso la determinación más exacta de su comportamiento en el punto nominal, sólo se consigue con ensayos experimentales en el banco de pruebas.

III.7.- CURVAS CARACTERISTICAS

Para ensayar un turbocompresor conviene proceder sistemáticamente, de forma que el ensayo completo sea un conjunto de ensayos elementales.

ENSAYO ELEMENTAL.- En el ensayo elemental se mantiene constante el número de revoluciones del turbocompresor y la presión se varía actuando sobre el caudal mediante la estrangulación en la admisión o en la impulsión.

En cada punto del ensayo elemental se miden caudales, presiones y temperaturas, así como potencias de accionamiento, con lo que es fácil calcular los rendimientos totales del turbocompresor; los resultados se pueden expresar de diferentes formas, utilizando diversas variables. Una forma muy conveniente es expresar la presión y el caudal en forma de variables adimensionales, expresando por ejemplo, el coeficiente de presión ψ, como función del coeficiente de caudal Φ, que constituyen la expresión adimensional de la presión y del gasto del turbocompresor respectivamente.

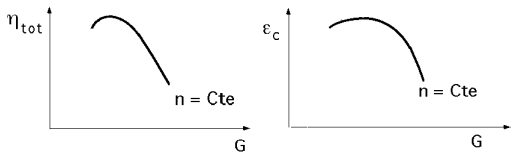


Fig III.6.- Ensayo elemental de un TC

Cuando se trata de un turbocompresor determinado los resultados se pueden representar mediante las variables utilizadas en la Fig III.6, en la que se representa un ensayo elemental de un turbocompresor, que consta de dos curvas:

Rendimiento total del compresor, $\eta_{total} = f(G)$

Relación de compresión, $\varepsilon_c = f(G) = \frac{p_F}{p_E}$

ENSAYO COMPLETO..- El ensayo completo es un conjunto de ensayos elementales. Realizando varios ensayos elementales, cada uno para un valor distinto de **n**, se obtienen las dos familias de curvas de η_{tot} y ε_c que se presentan en la Fig III.7; en la Fig III.7b para cada valor de ***n*** hay un valor mínimo de G, tanto menor cuanto menor sea ***n***, por debajo del cual el funcionamiento del turbocompresor se hace inestable.

El lugar geométrico de estos valores mínimos constituye la ***curva límite de bombeo o frontera de bom-***

beo que marca una línea divisoria entre el funcionamiento estable (región a la derecha de la curva) e inestable (región a la izquierda de la curva) del turbocompresor.

En la práctica se representa el ensayo completo, o conjunto de ensayos elementales, en un solo gráfico, que contiene la misma información que los dos de la Fig III.7. Para ello se superponen en el mismo gráfico los valores de, $\varepsilon_c = f(G)$, Fig III.7b y las líneas de, $\eta_{tot} = Cte$, Fig III.7a, eligiendo valores bien determinados del rendimiento.

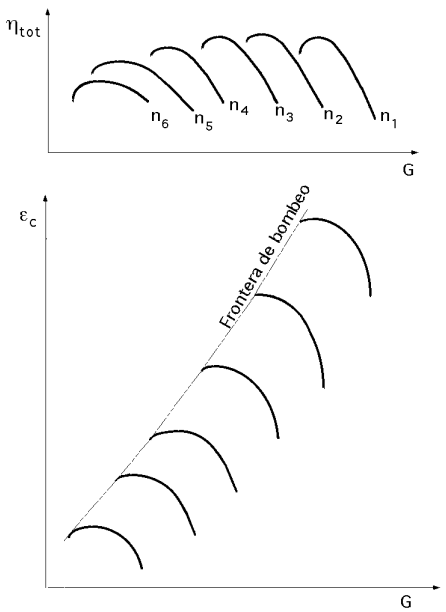


Fig III.7.- Ensayo completo de un turbocompresor

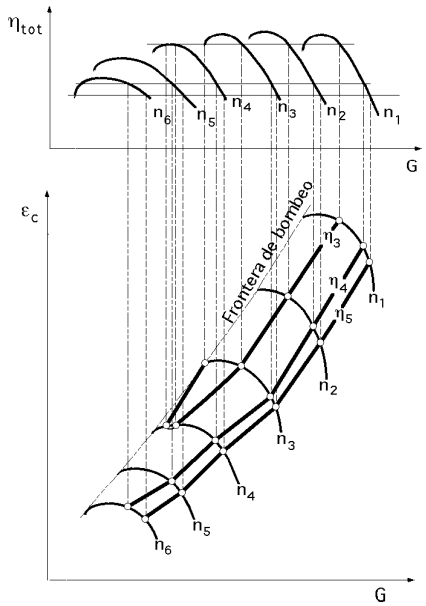


Fig III.8.- Curvas en concha o colina de rendimientos de un TC

Curvas características de un turbocompresor referidas a un tamaño y a unas condiciones determinadas en la admisión

Para mayor claridad la construcción completa se ha hecho en la Fig III.8 con el valor, p.e., $\eta_{tot} = 0{,}7$; los puntos de intersección de la horizontal, $\eta_{tot} = 0{,}7$, con las curvas de η_{tot} para los distintos valores de **n** se bajan verticalmente; uniendo a continuación todos los puntos de intersección de estas verticales con las curvas de ε_c para los mismos valores de **n**, se obtiene en la parte inferior de la Fig III.8 la curva, $\eta_{tot} = 0{,}7$.

Haciendo lo mismo con los restantes valores del rendimiento se construye un diagrama conocido con el nombre de diagrama de curvas en concha o colina de rendimientos.

El diagrama de las curvas en concha no es más que la representación en el plano (ε_c - G) de la superficie, $\eta_{tot} = f(G, \varepsilon_c)$, lo cual se logra cortando dicha superficie por planos paralelos de ecuación, $\eta_{tot} = Cte$, y proyectando ortogonalmente las intersecciones o curvas de nivel de la superficie con dichos planos paralelos sobre el plano (ε_c - G).

CURVAS CARACTERISTICAS UNIVERSALES DE TURBOCOMPRESORES GEOMÉTRICAMENTE SEMEJANTES.- Las curvas características de la Fig III.8 se refieren a un turbocompresor de una geometría y de un tamaño determinado. En el ensayo con modelos reducidos y en general, cuando interesa conocer el comportamiento de un tipo de turbocompresor, independientemente de su tamaño, se recurre al trazado de las curvas características universales. Para ello en lugar del caudal y la presión

se utilizan los coeficientes adimensionales de caudal Φ y de presión Ψ.

En un turbocompresor de geometría y tamaño fijos, cuya característica es $\Psi = \Psi(\Phi)$, al variar el tamaño y la naturaleza del gas, que viene especificado por el coeficiente de la transformación adiabática isentrópica γ, se tiene:

$$\Psi = \Psi(\Phi, M, \gamma, Re)$$

$$\eta_{tot} = \eta_{tot}(\Phi, M, \gamma, Re)$$

$$\Psi = \frac{T_u}{u_e^2/g} \quad ; \quad T_u = \Psi \frac{u_e^2}{g} = f(\Phi, M, \gamma, Re)$$

En la práctica, la influencia de la naturaleza del gas comprimido expresado por γ y R, en las características del turbocompresor, es despreciable; también se puede despreciar la influencia del nº de Reynolds, por lo que:

$$\frac{T_u}{\gamma R T_E} = f(\Phi, M)$$

$$\eta_{tot} = f(\Phi, M)$$

Si Q_E es el caudal volumétrico a la entrada del turbocompresor y Ω_E el área transversal a la entrada del mismo, se tiene:

$$\Phi = \frac{Q_E}{\Omega_E u_e} \quad ; \quad \Phi M = \frac{Q_E}{\Omega_E \sqrt{\gamma R T_E}} = \frac{Q_E}{\frac{\pi d_2^2}{4}\sqrt{\gamma R T_E}}$$

$$\frac{\Psi M^2}{2} = \frac{T_u}{\gamma R T_E} = f\left(\frac{Q_E}{d_2^2\sqrt{\gamma R T_E}}, \frac{u_E}{\sqrt{\gamma R T_E}}\right)$$

$$\eta_{tot} = f\left(\frac{Q_E}{d_2^2\sqrt{\gamma R T_E}}, \frac{u_E}{\sqrt{\gamma R T_E}}\right)$$

La Fig III.8 es válida sólo para las condiciones de admisión realizadas en el ensayo (p_E, T_E) y con un turbocompresor de una geometría y unas dimensiones determinadas.

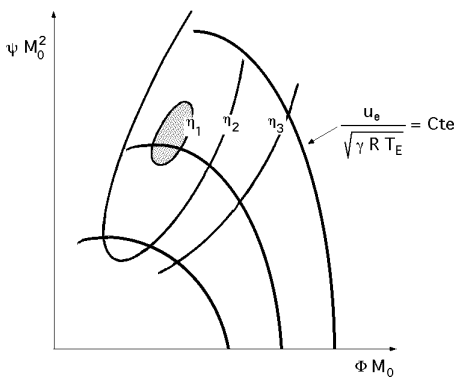


Fig III.9.- Curvas características universales de un turbocompresor referidas a toda la serie de TC geométricamente semejantes con cualquier condición de admisión

En la Fig III.9 se ha representado un ensayo universal de un turbocompresor expresado en estas variables adimensionales, válido para todos los turbocompresores geométricamente semejantes con cualquier condición en la admisión.

CURVAS CARACTERISTICAS UNIVERSALES DE UN TC.- Un caso intermedio de trazado de curvas características entre los estudiados en las dos secciones precedentes es el trazado de las curvas características universales de un turbocompresor, válidas por tanto sólo para un tamaño determinado, pero para cualesquiera condiciones en la admisión, y por esto se denominan características universales de un turbocompresor. En este caso, teniendo en cuenta que:

$$n = \frac{u_e}{\pi d_e}$$

y suponiendo que la influencia de la naturaleza del gas es despreciable:

$$\frac{T_u}{T_E} = f\left(\frac{Q_E}{\sqrt{T_E}}, \frac{n}{\sqrt{T_E}}\right)$$

$$\eta_{total} = f\left(\frac{Q_E}{\sqrt{T_E}}, \frac{n}{\sqrt{T_E}}\right)$$

También se suelen utilizar las variables, $\left(\frac{G\sqrt{T_E}}{p_E}, \frac{n}{\sqrt{T_E}}\right)$, por cuanto:

$$\frac{Q_E}{\sqrt{T_E}} = \frac{G v_E}{\sqrt{T_E}} = \frac{G R T_E}{p_E \sqrt{T_E}} = \frac{G R \sqrt{T_E}}{p_E}$$

El diagrama de la Fig III.10 está expresado en estas variables. Es muy frecuente en los ensayos de los turbocompresores y ventiladores, el reducir los ensayos a la presión y temperatura normales, p_n = 1 bar y T_n = 0ºC, pasando de los valores medidos en el ensayo a los valores que se llevan al diagrama mediante las fórmulas de semejanza, cuya validez se basa en lo expuesto anteriormente:

$$\frac{G\sqrt{T_E}}{p_E} = \frac{G_n\sqrt{T_n}}{p_n} \quad ; \quad \frac{n}{T_E} = \frac{n_n}{T_n}$$

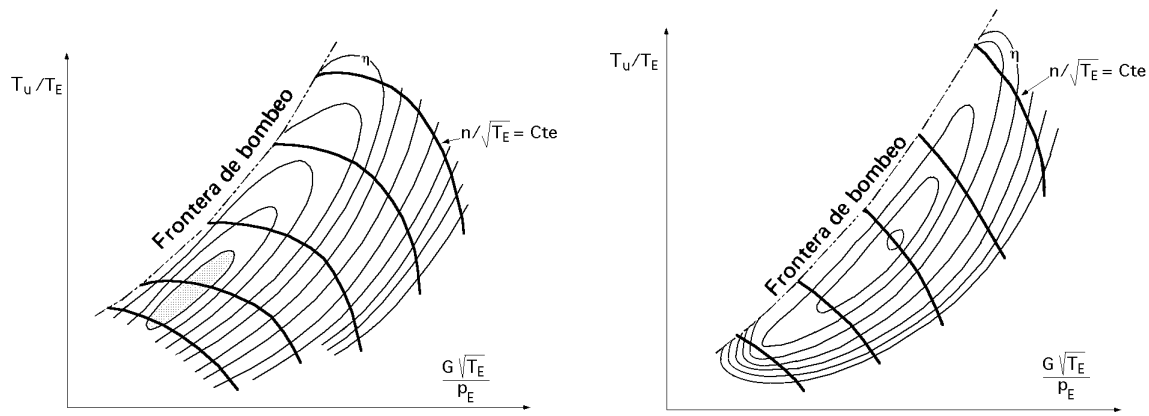


Fig III.10.- Curvas características universales de un turbocompresor, para cualquier condición en la admisión a) TC centrífugo; b) TC axial.

III.8.- ESTUDIO PARTICULAR DE UN ESCALONAMIENTO

Las características de un turbocompresor se pueden predecir antes de realizar el ensayo, utilizando fórmulas en las que intervienen coeficientes empíricos.

ESCALONAMIENTO DE UN TC CENTRIFUGO.- Si se supone entrada radial en el escalonamiento, $c_{1u} = 0$, pérdidas nulas y se considera el gas como incompresible, el incremento de presión alcanzado en el escalonamiento verifica la relación:

$$\frac{\Delta p}{\rho} = u_2^2 \left(1 - \frac{c_{2m}}{u_2 \, tg\beta_2}\right)$$

a) Si, $\beta_2 > 90^o$, (álabes curvados hacia adelante), Δp aumenta al aumentar c_{2m} y por tanto, aumenta al aumentar el caudal

b) Si, $\beta_2 = 90^o$, (álabes de salida radial), Δp no depende del caudal, ya que, $\frac{\Delta p}{\rho} = u_2^2$

c) Si: $\beta_2 < 90^o$ (álabes curvados hacia atrás), Δp disminuye al aumentar el caudal; este caso se ha representado en la Fig III.11, observándose que:

$$\frac{\Delta p}{\rho} = f(G)$$

es una recta de pendiente negativa, para un número infinito de álabes, (teoría unidimensional), (curva 1). El incremento de presión teórica para un número finito de álabes, es menor (curva 2).

En un turbocompresor real, la relación de compresión alcanzada es aún menor porque parte del trabajo comunicado al rodete se invierte en vencer el rozamiento, y así se compensan las pérdidas causadas por desprendimientos de la corriente, que varían aproximadamente con la segunda potencia de G. Restando estas pérdidas se obtiene la curva 3 y restando las pérdidas debidas al choque de la corriente con los álabes del rodete y de la corona fija, se obtiene la curva 4, que se aproxima a la curva continua 5, curva experimental que sólo se puede obtener en el banco de pruebas.

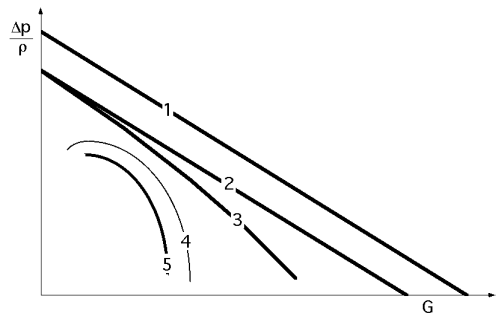


Fig III.11.- Deducción de la curva característica de un TC de álabes curvados hacia atrás.

Las pérdidas enumeradas se pueden calcular teóricamente, acercándose la curva 4 a la curva 5 obtenida en el banco de pruebas. El procedimiento consiste en buscar ecuaciones semiempíricas que sirvan para predecir estas pérdidas en función de los parámetros conocidos del turbocompresor.

El diseño del turbocompresor centrífugo se realiza por medio de ecuaciones semiempíricas, que programadas en un ordenador, permiten obtener, simultáneamente, el diseño y las instrucciones para su fabricación, en máquinas de control numérico, habiéndose observado pequeñas desviaciones entre los cálculos teóricos introducidos en el ordenador y los resultados obtenidos con el ensayo del turbocompresor ya construido.

ESCALONAMIENTO DE UN TC AXIAL.- En un turbocompresor axial suceden fenómenos análogos, pudiéndose estimar también las curvas características antes de la construcción del turbocompresor. En la Fig III.12 se representa el enrejado de álabes de la corona móvil de un escalonamiento de turbocompresor axial, funcionando:

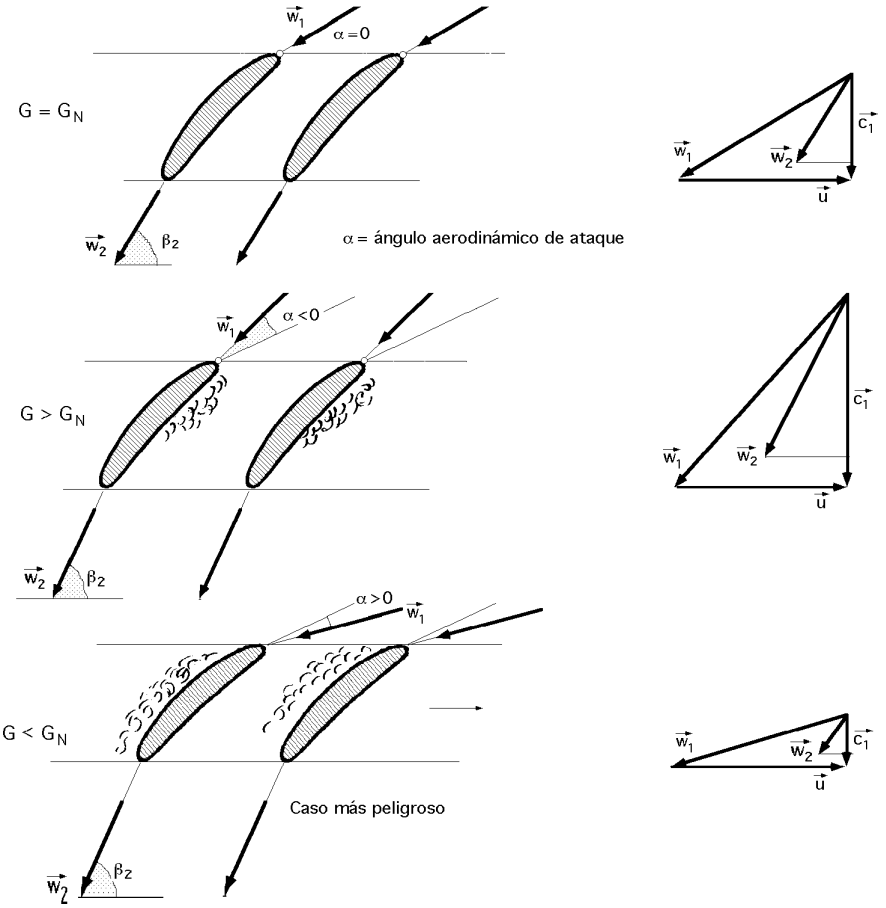


Fig III.12.- Triángulos de velocidades de un turbocompresor axial funcionando:
a) Con gasto nominal; b) Con gasto mayor que el nominal; c) Con gasto menor que el nominal

a) Con el gasto nominal para el cual ha sido diseñado, G_N

b) Con gasto, $G > G_N$

c) Con gasto, $G < G_N$

Sólo en el primer caso, para un ángulo de ataque ($\alpha = 0$) no hay separación y desprendimiento de la corriente a la entrada (rendimiento óptimo). En los otros dos casos, para ($\alpha > 0$) la separación se verifica en la parte cóncava y para ($\alpha < 0$) la separación se verifica en la parte convexa.

La experiencia demuestra que los desprendimientos en la parte convexa (Fig III.12c) son más peligrosos que en la cóncava (Fig III.12b). La razón es que en el canal que forman los álabes por efecto de la fuerza centrífuga hay una compresión en la parte cóncava, mientras que tiende a desprenderse la corriente en la convexa. Estos desprendimientos que tienen lugar para caudales pequeños explican el fenómeno de bombeo que se produce más fácilmente en los turbocompresores axiales que en los centrífugos y que constituye una de las mayores desventajas del primero. Cuando el bombeo de un turbocompresor axial dura un cierto tiempo se puede producir la rotura de los álabes.

A igualdad de potencia, los turbocompresores axiales tienen mejor rendimiento que los centrífugos. Sin embargo, del examen de las curvas características de ambos turbocompresores se deduce que el turbocompresor axial es mucho más sensible a las variaciones de carga que el centrífugo, lo que se comprueba comparando los dos diagramas de la Fig III.10 y observando la pendiente mayor de las curvas, η_{tot} = Cte, en los turbocompresores axiales.

IV.- TURBOCOMPRESORES CENTRÍFUGOS

En este tipo de máquinas, el fluido se considera compresible. La forma que tiene de comprimir un gas es totalmente diferente a la del compresor alternativo debido a que no es una máquina de desplazamiento positivo; funcionando contra una válvula cerrada no generaría una presión excesiva.

En el compresor de desplazamiento positivo el aumento de presión del vapor se consigue modificando el volumen interno de la cámara de compresión, mientras que en el turbocompresor se alcanza sin alterar dicho volumen.

IV.1.- DESCRIPCION

Los dos procesos que tienen lugar en el interior de un turbocompresor centrífugo, Fig IV.1, son:

a) ***Un aumento de la energia cinética del gas (presión dinámica)***, y también algo la estática, desde (1) a (2) merced al elevado valor que alcanza c_2. Este proceso tiene lugar en el rodete, Fig IV.1.2 que tiene como misión acelerar el gas, que es aspirado axialmente hacia el centro del rodete, y cambia su dirección en 90º convirtiéndolo en un flujo radial.

Los triángulos de velocidades del rodete en el derrame ideal se han representado en la Fig IV.1c. 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 álabe.

La velocidad del fluido a la salida del álabe, 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 álabe, punto donde la velocidad es, $u_2 = r_2\, w$.

Estas dos velocidades, que actúan simultáneamente sobre el fluido a la salida del álabe, 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 álabe, cuyo valor suele ser del orden del $(50 \div 70\%)$ de u_2, dependiendo del ángulo β_2 a la salida.

b) ***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. En la Fig IV.2 se muestran los cambios de velocidad y presión estática que el gas experimenta a su paso por el turbocompresor centrífugo.

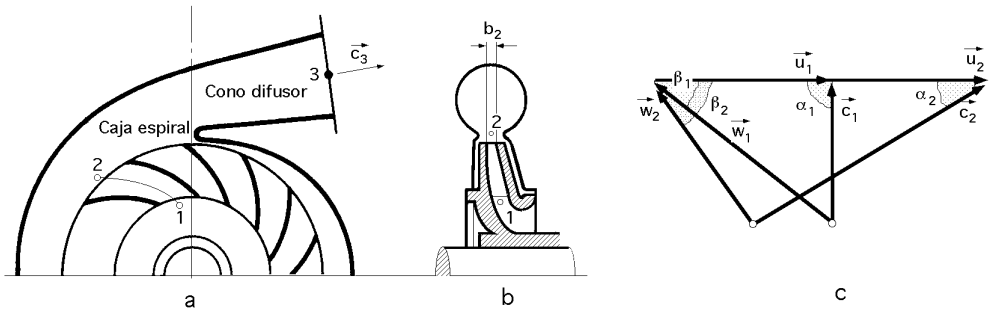
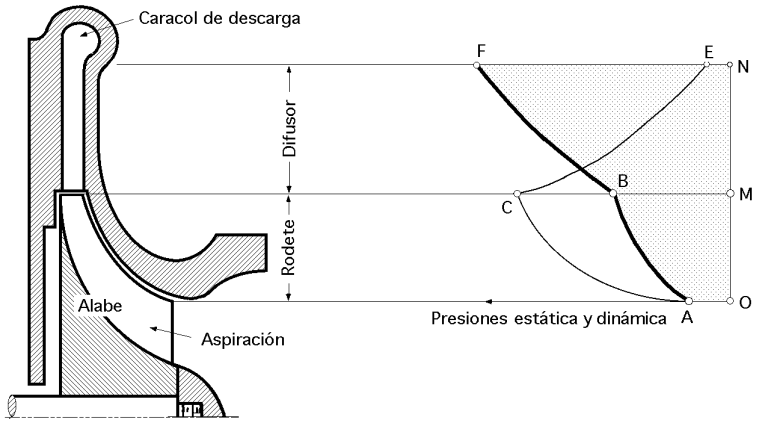


Fig IV.1.- Secciones de un compresor centrífugo de álabes curvados hacia atrás
a) corte transversal; b) corte meridional; c) triángulos de velocidad.



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
Fig IV.2- Cambios de presión, estática y dinámica a través de un turbocompresor centrífugo

Entrada en el compresor.- En el turbocompresor centrífugo, el gas entra en el compresor por el dispositivo de admisión, que debe garantizar una entrada uniforme del mismo en el rodete con un mínimo de pérdidas. Este dispositivo puede ser axial o acodado.

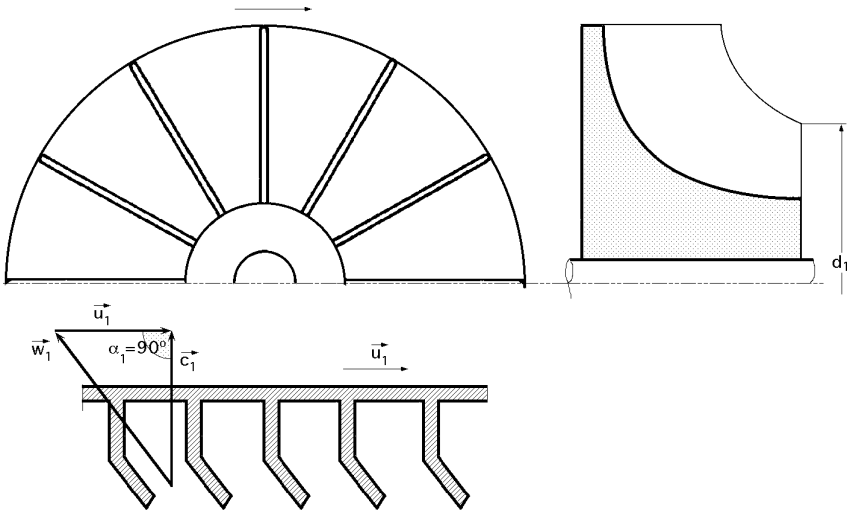


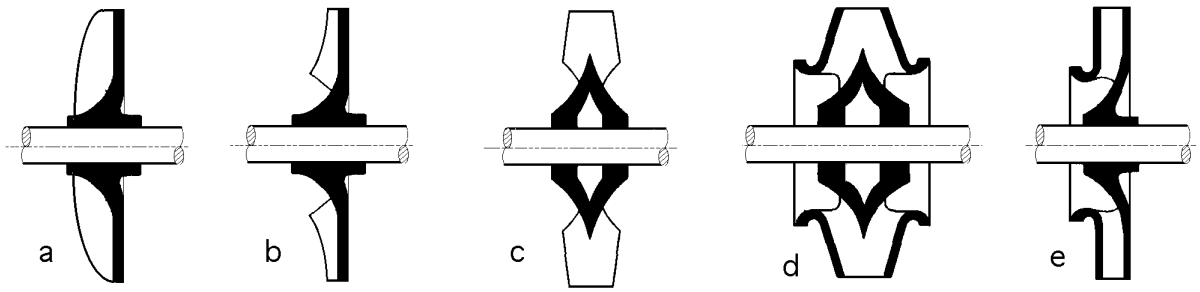
Fig IV.3.- Rodete de entrada y salida radial

La entrada en el rodete sin rotación, $c_{1u} = 0$ ó $\alpha_1 = 90^o$, es el caso más frecuente, Fig IV.3; otras veces se le comunica al gas una ***contrarotación***, $c_{1u} > 0$, o una rotación, $c_{1u} < 0$, para lo cual se coloca una corona

directriz fija antes del rodete, dotada de álabes, que establecen el ángulo de entrada α_1 más conveniente en cada caso. En la parte inferior izquierda de la Fig IV.3, se representa la vista desde arriba del desarrollo cilíndrico en el radio en la base r_1 junto con el triángulo de velocidades para una entrada sin rotación, $c_{1u} = 0$. En algunos turbocompresores de gran rendimiento a cargas intermedias, se coloca un difusor a base de una corona directriz de álabes orientables a la salida, que sirve además para regular el caudal.

EL RODETE.- El rodete consta de un cierto número de álabes, que pueden ir dispuestos de varias formas:

- Se fijan al cubo del rodete, como en la Fig IV.4a, que representa un rodete abierto
- Se fijan en un solo disco a un lado del mismo, como en la Fig IV.4b, que representa un rodete semiabierto de simple aspiración,
- Se fijan a uno y otro lado del disco, como en la Fig IV.4c, que representa un rodete semiabierto de doble aspiración (construcción a la que se recurre cuando el caudal volumétrico en la aspiración es superior a los 50 m^3/seg
- Se fijan entre la superficie anterior 1 y posterior 2, como en la Fig IV.4d, que corresponde a un rodete cerrado.



a) Abierto; b) Semiabierto de simple aspiración; c) Semiabierto de doble aspiración; d) Cerrado de doble aspiración; e) Cerrado de simple aspiración;
Fig IV.4.- Tipos de rodetes centrífugos

El ***rodete de tipo abierto,*** Fig IV.4a tiene mal rendimiento y poca resistencia; sólo permite velocidades periféricas muy pequeñas, por lo que cada vez es menos empleado.

El ***rodete de tipo cerrado,*** Fig IV.4e, tiene buen rendimiento, pero es de difícil construcción y sólo permite velocidades periféricas moderadas.

En los turbocompresores centrífugos de ***alta presión de escalonamientos múltiples***, con frecuencia los dos primeros escalonamientos se construyen de doble aspiración, lo que tiene la ventaja de optimizar los últimos escalonamientos para una velocidad de rotación dada.

El desarrollo en los últimos años ha ido:

- Hacia caudales mayores, que se han logrado aumentando el diámetro de la boca de aspiración, disminuyendo el diámetro del cubo y aumentando el ancho del rodete y la velocidad de rotación.

- Hacia relaciones de compresión por escalonamiento también mayores, que se ha conseguido con ángulos de salida grandes del orden de 90º y grandes velocidades de rotación.

El ***rodete de tipo semiabierto***, Fig IV.4b, es muy empleado.

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, $\beta_2 < 90^o$*, Fig IV.5a.*

Alabes curvados hacia adelante, $\beta_2 > 90^o$*, Fig IV.5b*

Alabes de salida radial, $\beta_2 = 90^o$*, Fig IV.5c*

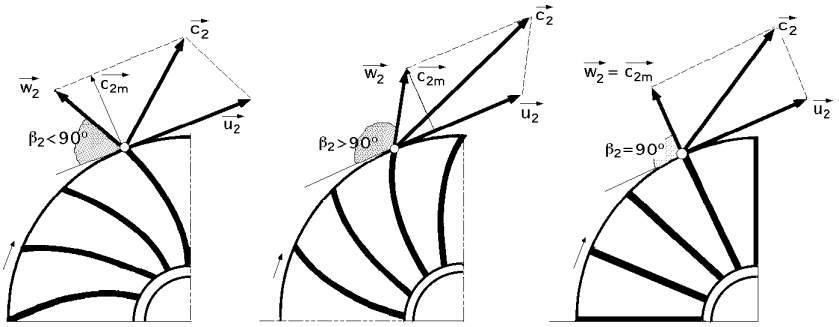


Fig IV.5.- Rodete de turbocompresor con álabes
a) Curvados hacia atrás; b) Curvados hacia delante; c) De salida radial

La Fig IV.6 representa el corte transversal y meridional de un turbocompresor radial con álabes curvados hacia atrás; antiguamente todos los turbocompresores radiales se construían así. La fijación de los álabes en este caso, a causa del esfuerzo centrífugo, exige una construcción del tipo de la Fig IV.4d, es decir, el rodete debe ser de tipo cerrado. Aún con ese tipo de construcción la velocidad periférica a la salida no suele exceder los 300 m/seg.

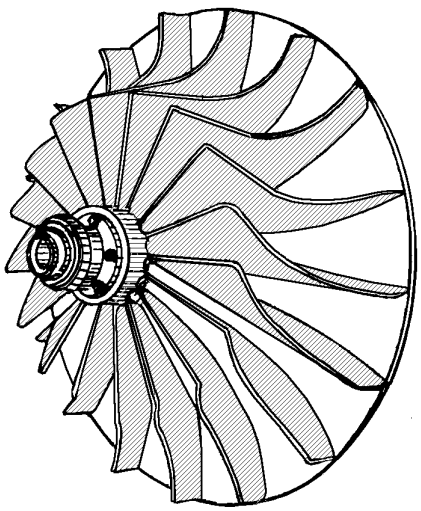


Fig IV.6.- Rodete de turbocompresor con álabes de salida radial, curvados a la entrada, del tipo semiabierto

En la actualidad se emplea cada vez más la construcción de la Fig IV.6, es decir, el tipo semiabierto de la Fig IV.4b, con álabes de salida radial Fig IV.5c, pero curvados a la entrada, de tal manera que el ángulo β_1 de la velocidad relativa sea el exigido por una entrada radial de la corriente absoluta, $\alpha_1 = 90^o$, sin rotación.

La Fig IV.7 representa el corte meridional y transversal de un turbocompresor de este tipo, junto con los triángulos de velocidades correspondientes. La construcción con salida radial, $\beta_2 = 90^o$, reduce los esfuerzos centrífugos prácticamente a esfuerzos de tracción; de ahí que para la fijación de los álabes sólo se requiera un disco (rodete semiabierto). Con este tipo de rodete se obtienen velocidades periféricas elevadísimas, pudiéndose llegar a los 500 m/seg.

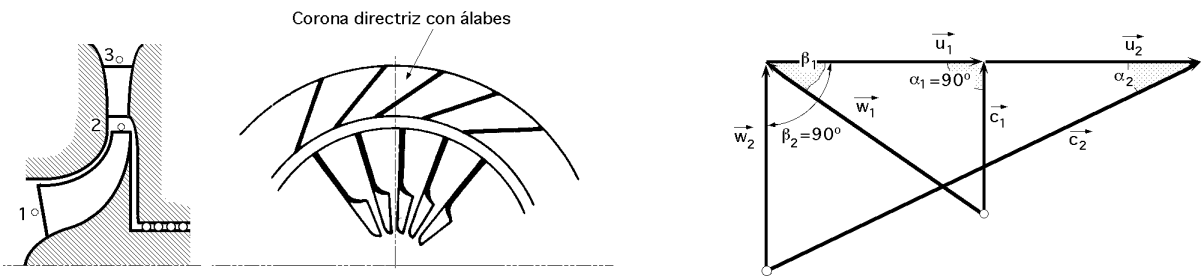


Fig IV.7.- Turbocompresor radial con álabes del rodete curvados a la entrada y salida radial de la corriente relativa (Triángulo de entrada, $\alpha_1 = 90$ y triángulo de salida, $\beta_2 = 90$; este tipo de triángulos es frecuente en los TC.

EL SISTEMA DIFUSOR..- Consta de uno o varios órganos fijos, cuya misión es recuperar una parte de la energía cinética a la salida del rodete, o lo que es lo mismo, conseguir con el mejor rendimiento posible, a expensas de la energía cinética que crea el rodete, un incremento adicional de presión.

El ***sistema difusor*** suele constar al menos de una caja espiral, a la cual se añade con frecuencia uno de los siguientes elementos: ***corona directriz, cono difusor,*** o los dos ***simultáneamente***.

El sistema difusor de la Fig IV.2 consta de caja espiral y cono difusor.

El turbocompresor de la Fig IV.7 posee una corona directriz con álabes, con lo cual se mejora en gran manera el rendimiento de la difusión.

En diseños sencillos se dispone una corona directriz sin álabes, que a veces queda reducida a una simple caja de paredes paralelas. La sensibilidad de esta corona sin álabes a los cambios de régimen, es mucho menor, pero también el rendimiento en el punto de diseño es inferior.

La velocidad periférica a la salida del rodete u_2 influye en la presión p_2 que se alcanza en el rodete. La resistencia del rodete a los esfuerzos centrífugos limita esta velocidad u_2, lo cual implica que la relación de compresión máxima que se alcanza puede llegar, en algunos casos particulares, al valor 4 y aún mayor. La velocidad máxima u_2 en los rodetes de fundición de hierro está limitada a unos 40 m/seg, mientras que en los rodetes de acero puede llegar hasta los 300 m/seg.

En construcciones especiales con aceros aleados se llega hasta los 500 m/seg. En las turbosoplantes la $u_{máx}$ oscila entre los 90 y 120 m/seg.

IV.2.- RELACION DE COMPRESION MAXIMA EN UNA ETAPA DE UN TC

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

Relación de compresión: $\varepsilon_c = \dfrac{p_3}{p_1} = \dfrac{\text{Presión absoluta en el escape}}{\text{Presión absoluta en la aspiración}} = \left(\dfrac{\gamma - 1}{\gamma}\ \dfrac{u_2\ c_{2u}}{R\ T_1} + 1\right)^{\gamma/(\gamma-1)}$

Si se desprecia w_2 frente a u_2, se cumple que, $c_2 = u_2 = r_2 w$, y por lo tanto que:

$u_2 = c_{2u} \qquad \beta_2 = 90^o$

por lo que la relación anterior quedaría en la forma:

$$\varepsilon_c = \frac{p_3}{p_1} = \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma}\ \frac{u_2^2}{R\ T_1} + 1\right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

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.

Como la relación de compresión conseguida no depende de p_1 sino de T_1, implica que si un determinado compresor girando a una velocidad fija comprime un gas desde 1 bar a 3 bar, lo comprimirá también por ejemplo desde 0,2 bar hasta 0,6 bar, siempre que en ambos casos la temperatura T_1 a la entrada sea la misma.

CAPACIDAD DE LOS TURBOCOMPRESORES CENTRÍFUGOS.- Para alcanzar la presión p_3 deseada se necesitan altas velocidades de rodete, lo que implica que los compresores centrífugos sean máqui-

nas potencialmente capaces de desplazar grandes caudales volumétricos; el volumen desplazado (medido en las condiciones de entrada) es función de la velocidad de giro y del tamaño de los pasajes, entre álabe y álabe, del rodete.

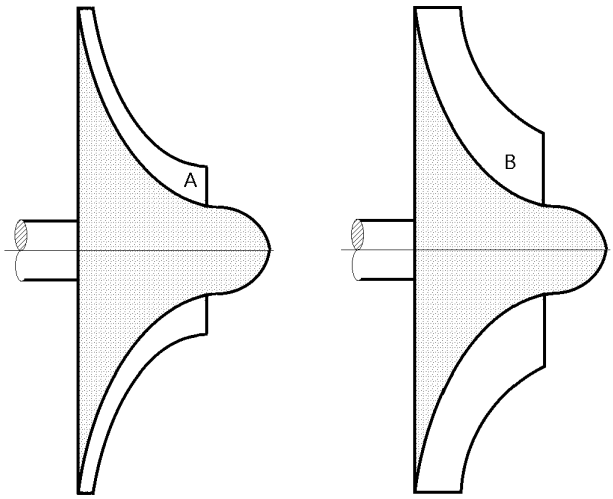


Fig IV.8.- Rodetes que desplazan volúmenes diferentes generan igual p_3

En la Fig IV.8 se representan dos rodetes A y B que desplazan volúmenes diferentes de gas pero generan la misma presión p_3 de descarga. Si se supone que el compresor B desplaza, por ejemplo, 4 veces lo que desplaza el compresor A, tendrá una capacidad 4 veces mayor; sin embargo, el costo del compresor B será solo ligeramente superior al del A.

Si los pasajes del compresor A se reducen todavía más, no sucede lo mismo con su costo, aparte de que las pérdidas de carga en los pasajes más estrechos habrían alcanzado valores excesivos. Esta es la razón por la que los compresores centrífugos de pequeñas capacidades no son económicos, y sí los de muy elevada capacidad. Esto no quiere decir que la construcción de compresores centrífugos muy grandes no sea más cara que la de los más pequeños, pero el incremento de su costo no está en la misma proporción que el aumento de su capacidad, por lo que la construcción de compresores centrífugos muy grandes es mucho más económica que la de sus equivalentes alternativos, cuyo costo sería prohibitivo.

IV.3.- RELACION DE COMPRESION MAXIMA EN UN TC DE VARIOS ESCALONAMIENTOS

Si se colocan unos cuantos rodetes en serie, como los representados en la Fig IV.9, 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.

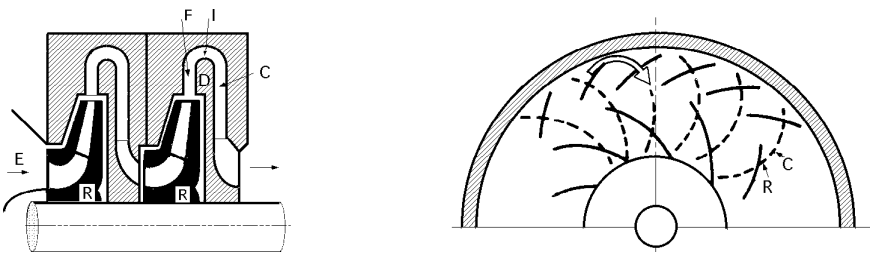


Fig IV.9.- Turbocompresor radial de varios escalonamientos: a) corte meridional; b) corte transversal

En la Fig IV.9, E es la entrada en el rodete, R los álabes móviles del rodete, F la corona directriz con álabes fijos, que a expensas de la energía cinética del gas incrementa la presión del mismo; rodeando el diafragma D de separación de los dos escalonamientos se encuentran el conducto inversor sin álabes I, de donde pasa el gas a la corona directriz de flujo centrípeto C, que constituye el elemento característico de los turbocompresores de varios escalonamientos.

Estos álabes sirven para conducir el gas a la entrada del rodete siguiente, aproximadamente, con la misma velocidad en módulo y dirección, que tenía a la entrada del primer rodete {en general la entrada en todos los rodetes es sin rotación es, $c_{1u} = 0$; $\alpha_1 = 90^o$.

Si la relación de compresión es pequeña se suelen construir todos los rodetes iguales y con el mismo diámetro exterior, por lo que el salto entálpico en todos los rodetes es igual pero la relación de compresión no, debido al aumento de temperatura del gas con la compresión.

IV.4.- RELACIONES DE COMPRESION

La relación de compresión ε_c que se obtiene en un escalonamiento que consta de rodete y difusor, es:

$$\varepsilon_c = \frac{p_3}{p_1} = \frac{p_2}{p_1}\,\frac{p_3}{p_2}$$

donde el subíndice 1 indica la entrada en el rodete, el 2 la salida del rodete y entrada en el difusor, y el 3 la salida del difusor.

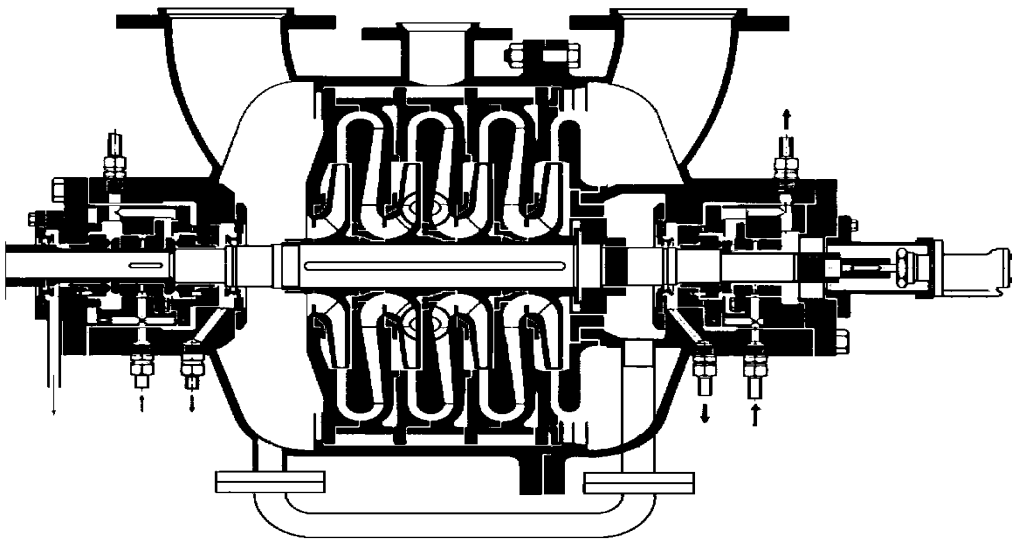


Fig IV.10.- Turbocompresor centrífugo de escalonamientos múltiples

Compresión isentrópica en el rodete.- Aplicando la ecuación energética de un fluido en régimen estacionario según el Primer Principio de la Termodinámica entre los puntos 1 y 2, compresor adiabático, no refrigerado, y disipación de calor al exterior nulo, $Q_{12} = 0$, se tiene:

$$Q_{12} = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2\,g} + T_{12} = 0$$

El trabajo comunicado al fluido viene expresado por la ecuación de Euler, teoría unidimensional,

en la forma:

$$T_{12} = \frac{u_1\, c_{1u} - u_2\, c_{2u}}{g}$$

Como muchos gases, y entre ellos el aire, obedecen muy aproximadamente a la ecuación de los gases perfectos, la variación de entalpía es:

$$i_2 - i_1 = c_p\,(T_2 - T_1)$$

donde c_p es el calor específico medio del gas entre las temperaturas consideradas, y T_2 es la temperatura final de la compresión isentrópica.

Sustituyendo en:

$$Q_{12} = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2\,g} + T_{12} = 0$$

se obtiene:

$$c_p\,(T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2\,g} + \frac{u_1\, c_{1u} - u_2\, c_{2u}}{g} = 0 \qquad T_2 = T_1 + \frac{2\,(u_2\, c_{2u} - u_1\, c_{1u}) - (c_2^2 - c_1^2)}{2\,g\,c_p}$$

Además, en la compresión isentrópica se tiene:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

por lo que la relación de presiones es:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left\{1 + \frac{2\,\{u_2\, c_{2u} - u_1\, c_{1u}\} - \{c_2^2 - c_1^2\}}{2\,g\,c_p\,T_1}\right\}^{\gamma/(\gamma-1)}$$

ecuación importante que relaciona los parámetros termodinámicos con las dimensiones del rodete, con su número de revoluciones, y con la forma de los álabes.

Compresión adiabática real en el rodete.- En el rotor real adiabático $Q_{12} = 0$, la compresión sigue una ley aproximadamente politrópica de índice ***n*** de la forma:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(n-1)/n}$$

donde:

T_2 es la temperatura final real de la compresión

n para el aire suele oscilar, en los compresores adiabáticos, entre 1,45 y 1,7

El rendimiento interno η_i de la compresión en el rotor se define, en función de las entalpías:

$$\eta_i = \frac{i_{2t} - i_1}{i_{2r} - i_1} = \frac{T_{2t} - T_1}{T_{2r} - T_1}$$

por lo que:

$$T_{2r} = T_1 + \frac{T_{2t} - T_1}{\eta_i} = T_1 + \frac{2\{u_2\ c_{2u} - u_1\ c_{1u}\} - \{c_2^2 - c_1^2\}}{2\ g\ c_p\ \eta_i}$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \{1 + \frac{2\{u_2\ c_{2u} - u_1\ c_{1u}\} - \{c_2^2 - c_1^2\}}{2\ g\ c_p\ T_1\ \eta_i}\}^{n/(n-1)}$$

Compresión adiabática en el sistema difuso.- Aplicando el Primer Principio entre los puntos 2 y 3, Fig IV.2, se observa que entre estos puntos no se ejerce ningún trabajo sobre el fluido, T = 0, por lo que, en la compresión (difusión) se tiene:

$$c_p\ T_2 + \frac{c_2^2}{2\,g} = c_p\ T_3 + \frac{c_3^2}{2\,g} \quad ; \quad \frac{T_3}{T_2} = 1 + \frac{c_2^2}{2\ g\ c_p\ T_2}\ (1 - \frac{c_3^2}{c_2^2})$$

$$\frac{p_3}{p_2} = \{1 + \frac{c_2^2}{2\ g\ c_p\ T_2}\ (1 - \frac{c_3^2}{c_2^2})\}^{\gamma/(\gamma-1)}$$

Mediante un razonamiento análogo al anterior, en la compresión real politrópica se llega a:

$$\frac{p_3}{p_2} = \{1 + \frac{c_2^2}{2\ g\ c_p\ T_2\ \eta_{i(difusor)}}\ (1 - \frac{c_3^2}{c_2^2})\}^{n/(n-1)}$$

donde $\eta_{i\ difusor}$ es el rendimiento interno del difusor, que en primera aproximación podemos suponer igual al del rodete y al de todo el escalonamiento. El rendimiento interno de los compresores funcionando en régimen estacionario suele oscilar entre 0,75 y 0,9.

IV.5.- REFRIGERACION

Los compresores de varios escalonamientos suelen ir refrigerados externa o internamente.

REFRIGERACION INTERIOR..- Mediante la refrigeración interna se provee al estator del compresor de un cierto número de camisas por donde circula el agua de refrigeración; este sistema es más eficiente, en teoría, que la refrigeración exterior.

Cada escalonamiento puede ir provisto de dos camisas, Fig IV.11; el agua de refrigeración entra por abajo, se desvía a la mitad por los tubos exteriores para no atravesar la junta horizontal del compresor, y sale caliente por la parte superior. Esta refrigeración se complementa mediante la circulación del agua por el interior de los diafragmas que separan los escalonamientos entre sí.

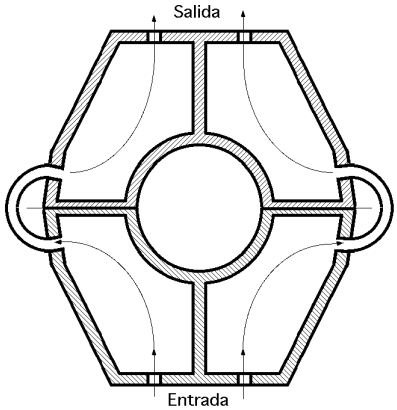


Fig IV.11.- Refrigeración interna de un turbocompresor centrífugo (corte transversal).

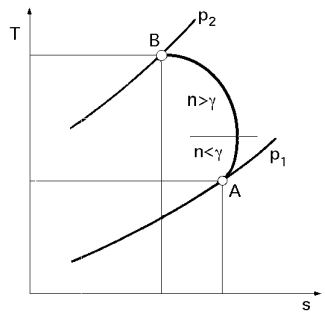


Fig IV.12.- Curva de refrigeración interna (T-s)

La Fig IV.12 representa la curva del proceso de la compresión con refrigeración interna en el plano (T-s), que es una politrópica de índice variable; al comienzo de la compresión la curva es una politrópica con, $n < \gamma$, porque al ser la transmisión de calor pequeña, a causa de la pequeña diferencia de temperaturas entre el gas y el refrigerante allí existente, la compresión es prácticamente adiabática irreversible; después la refrigeración se acerca más a una isoterma, hasta el último tramo de la curva, $n > \gamma$, que representa el proceso en el último escalonamiento del compresor, en el cual la refrigeración, que se realiza por un solo lado, es menos eficiente. En los turbocompresores modernos al aumentar la velocidad periférica ***u***, disminuye el número de escalonamientos y con él la superficie disponible para una refrigeración eficiente, por lo que se recurre a la refrigeración exterior.

REFRIGERACION EXTERIOR.- En la refrigeración exterior los escalonamientos se dividen en grupos. El gas a la salida de un grupo pasa a un refrigerador, que es un intercambiador de calor de carcasa y tubos, que permite aumentar grandemente la superficie de refrigeración; a continuación pasa el gas al segundo grupo de escalonamientos, y así sucesivamente.

El diagrama (T-s) correspondiente a la compresión real con refrigeración exterior se indica en la Fig IV.13, en la que se ha representado una compresión dividida en tres grupos de escalonamientos, con refrigeración exterior después de cada grupo, excepto el último.

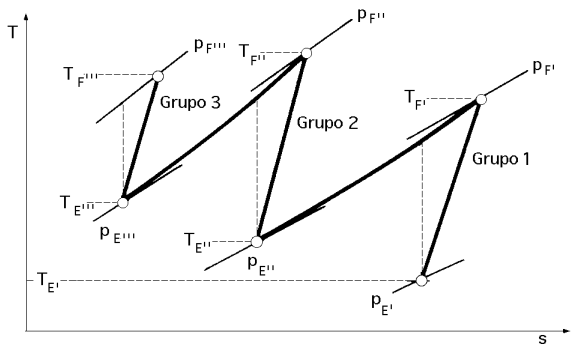


Fig IV.13.- Refrigeración exterior después del primero y segundo grupo de un turbocompresor dividido en tres grupos de escalonamientos.

La curva del proceso de compresión en cada grupo es una politrópica, $n < \gamma$, correspondiente a una compresión adiabática real. El proceso ideal en cada refrigeración es isobárico, pero en el proceso real representado hay una pérdida de presión, siendo la presión $p_{E''}$ a la entrada del segundo grupo menor que la presión $p_{F'}$ a la salida del primero. Este tipo de refrigeración es tanto más eficiente cuanto mayor es el número de refrigeradores. Al compresor refrigerado después de cada escalonamiento se le conoce comercialmente con el nombre de ***compresor isotérmico***, frecuentemente utilizado para grandes potencias. Su rendimiento es muy elevado, pero su construcción es difícil y cara. También se puede emplear una refrigeración mixta, compuesta de la refrigeración interna y externa.

PROCESO DE COMPRESION ISENTROPICA.- En la Fig IV.14 se corresponde con el proceso (E-Fs)

$$Q = 0 \quad ; \quad T = -\Delta i = i_{Fs} - i_E$$

PROCESO DE COMPRESION ADIABATICA REAL.- En la Fig IV.14 se corresponde con el proceso (EF).

$$T = -\Delta i = -(i_F - i_E)$$

Calor generado por fricción, E = área (cEFdc)

COMPRESION REFRIGERADA IDEAL

a) Refrigeración imperfecta (no isotérmica), proceso (EF'), Fig IV.14

$T = -(\Delta i - Q)$ = área (cEF'b) + área ($bF'F_i a$) = área ($cEF'F_i a$)

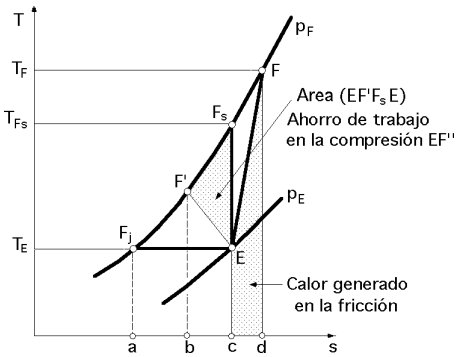


Fig IV.14.- Procesos de compresión

El ahorro de trabajo respecto a la compresión isentrópica es el área (EF'F_s)

b) Refrigeración isotérmica, proceso (EF_i)

$T = Q$ = área (aF_iEc)

El ahorro de trabajo respecto a la compresión adiabática isentrópica es el correspondiente al área (F_iF_sE)

COMPRESION REFRIGERADA REAL.- Consideraremos los tres casos siguientes:

a) Compresión isentrópica irreversible.- En la Fig IV.14 se corresponde con el proceso (E F_s)

$T = Q - \Delta i = -E - \Delta i = -(E + \Delta i)$

siendo E el trabajo debido a la fricción.

El calor evacuado en la refrigeración en este caso teórico es igual al calor generado en la fricción, mientras que el trabajo sería la variación de entalpía Δi incrementado en el valor de esta fricción, cuya magnitud no se puede valorar en el diagrama.

b) Compresión refrigerada real imperfecta (no isotérmica).- En la Fig IV.14 se corresponde con el proceso (E F')

$T = Q - \Delta i = \int T\,ds - E - \Delta i$ = - área ($EF'F_i ac$) - Pérdidas E

c) Compresión refrigerada real isotérmica.- En la Fig IV.14 se corresponde con el proceso (E Fi)

$T = Q - \Delta i = \int T\,ds - E - \Delta i$ = - área ($cEF_i a$) - Pérdidas E

El trabajo de compresión (trabajo de circulación) es igual a Δi sólo cuando la compresión es adiabática; en este caso, suponiendo gas perfecto y c_p y γ constantes, se tiene:

Compresión isentrópica:

$$T_{isentrópico} = i_{Fs} - i_E = c_p (T_{Fs} - T_E) = c_p\, T_E \{(\frac{p_F}{p_E})^{(\gamma-1)/\gamma} - 1\}$$

Compresión adiabática real:

$$T_{adiabático\ real} = i_F - i_E = c_p (T_F - T_E) = c_p\, T_E \{(\frac{p_F}{p_E})^{(n-1)/n} - 1\}$$

ya que la compresión adiabática real sigue aproximadamente una politrópica con, n > γ.

La compresión refrigerada parcial ideal es una politrópica de, n < γ, de la forma:

$$T_{\text{adiabático real con refrigeración}} = i_{F'} - i_E = c_p (T_{F'} - T_E) = c_p\, T_E \{(\frac{p_F}{p_E})^{(n-1)/n} - 1\}$$

luego:

$$T_{\text{ad.real con refrigeración}} < T_{\text{ad. real}} < T_{\text{isentrópico}}$$

No siempre la compresión refrigerada resulta ser ni la más económica, ni la más interesante, ya que si se considera el rendimiento global de un ciclo, el incremento de entalpía es mayor en el compresor no refrigerado, y si el aire comprimido ha de entrar a continuación, por ejemplo, en la cámara de combustión de una TG este incremento adicional de entalpía supone un ahorro de combustible, por entrar el aire caliente en la cámara de combustión.

REFRIGERACION EXTERIOR ESCALONADA.- La refrigeración exterior se puede estudiar con ayuda de la Fig IV.15, en la que se compara el trabajo ideal de un turbocompresor adiabático con el trabajo ideal del mismo compresor con tres etapas de compresión y refrigeración intermedia.

Supondremos que dentro de cada etapa la compresión es adiabática, y despreciaremos las pérdidas de presión en los refrigeradores intermedios.

La representación de los procesos adiabáticos isentrópicos en cada escalonamiento con y sin refrigeración exterior y los puntos finales de la expansión real después de cada escalonamiento con y sin refrigeración externa, se ha hecho en el diagrama (p-v) Fig IV.15a, en el diagrama (T-s) Fig IV.15b, y el esquema de la instalación en la Fig IV.15c.

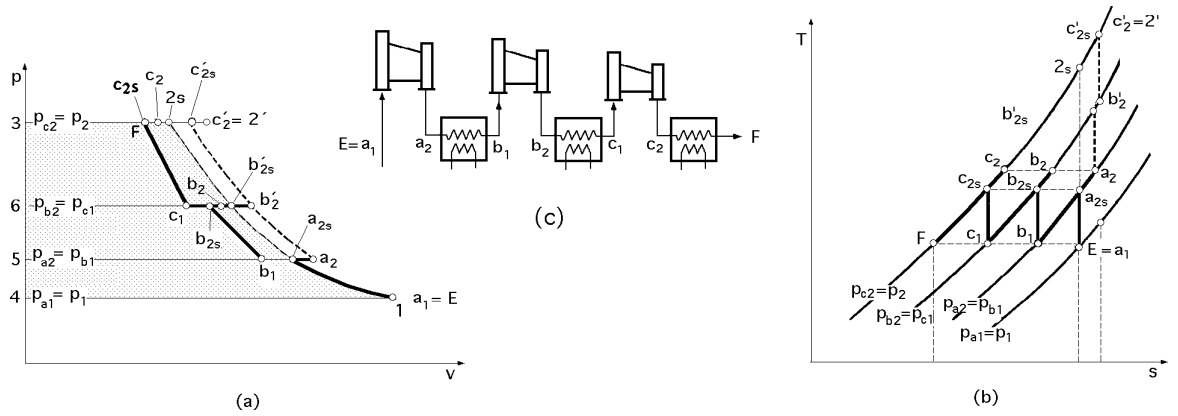


Fig IV.15.- Refrigeración exterior: a) En el plano (p-v); b) En el plano (T-s); c) Esquema de la instalación.

En ellas 1 y 2 representan los estados del gas a la entrada y salida de cada grupo y ***a, b, c*** representan los estados correspondientes a cada uno de los tres grupos de la Fig IV.15c; el final de la compresión sin refrigeración se designa con (‘). Así, por ejemplo, el punto b2 representa el estado final real del gas a la salida del segundo grupo, en el caso en que el gas no pase por refrigerador alguno.

El trabajo de compresión adiabático isentrópico del compresor como unidad completa viene representado en el diagrama (p,v) por el área sombreada (1 2_s 3 4 1).

A causa de las pérdidas internas en cada grupo, la suma de los trabajos de compresión adiabático isentrópico de cada uno de los grupos en ausencia de refrigeración es el área (1 a_{2s} a_2 b'_{2s} b'_2 c'_{2s} 3 4 1). Este trabajo es mayor que el anterior debido al factor de recalentamiento.

En la compresión con refrigeración externa intermedia, el trabajo adiabático isentrópico de compresión en el primer grupo es el mismo, pero en el refrigerador intermedio la temperatura desciende a

presión constante desde la temperatura real T_2 a la salida de este grupo hasta la temperatura T_{b1}, al tiempo que desciende el volumen específico.

El gas se halla a la entrada del segundo escalonamiento en el estado b_1, siendo el trabajo adiabático isentrópico de compresión del segundo escalonamiento en el plano (p-v) igual al área (b_1 b_{2s} 6 5 b_1). El estado real al final de la compresión es el b_2, cuya temperatura es superior a la del punto b_{2s} final de la compresión adiabática isentrópica a causa de las pérdidas y así sucesivamente.

Se ha supuesto que una refrigeración final situada después del último escalonamiento lleva al gas al punto 2, que representa el estado del gas a la salida del compresor.

Por lo tanto se tiene:

- La suma de los trabajos isentrópicos de compresión de todos los escalonamientos con refrigeración intermedia definida por el área (1 a_{2s} b_1 b_{2s} c_1 c_{2s} 3 4 1)

- La disminución de esta suma con relación a la compresión isentrópica sin refrigeración: área (a_{2s} 2_s c_{2s} c_1 b_{2s} b_1 a_{2s})

- La disminución de la misma suma en relación con la suma de los trabajos isentrópicos de cada grupo sin refrigeración: área (a_2 b'_{2s} b'_2 c'_{2s} c_{2s} c_1 b_{2s} b_1 a_2).

Rendimiento adiabático.- El rendimiento adiabático de un escalonamiento de turbocompresor o de la unidad completa es de la forma:

$$\eta_{\text{adiab escalón}} = \frac{\varepsilon_{comp}^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{\varepsilon_{comp}^{(n-1)/n} - 1}$$

donde ε_{comp} es la relación de compresión.

Rendimiento isotérmico.- El rendimiento isotérmico sirve para valorar la eficiencia de los diferentes tipos de refrigeración, y se define en la forma:

$$\eta_{\text{isotérmco}} = \frac{\text{Trabajo ideal de la compresión isotérmica}}{\text{Trabajo real absorbido por el compresor refrigerado}}$$

Trabajo interno del compresor con refrigeración externa.- Para el caso de tres etapas de compresión designando con $\Delta i(a)$, $\Delta i(b)$, $\Delta i(c)$, los saltos isentrópicos de cada uno de los grupos del compresor refrigerado externamente y llamando η_{ia}, η_{ib}, η_{ic}, a los rendimientos internos del primero, segundo y tercer grupo, el trabajo interno T_i de la compresión con refrigeración externa es:

$$T_{int} = \frac{\Delta i(a)}{\eta_{ia}} + \frac{\Delta i(b)}{\eta_{ib}} + \frac{\Delta i(c)}{\eta_{ic}} = \sum_{x=a,b,c} \frac{1}{\eta_{ix}} \frac{\gamma}{\gamma - 1} R\, T_{x1}\left\{\left(\frac{p_{x2}}{p_{x1}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right\}$$

expresión, que se puede ampliar a cualquier número de refrigeradores.

Selección de las presiones en las refrigeraciones intermedias.- Si se supone un turbocompresor con Z refrigeradores dispuestos a la salida de cada grupo de escalonamientos excepto el último, y por tanto con, Z + 1, cuerpos de escalonamientos. El estado inicial del gas viene determinado por (p_E, T_E), siendo la presión final del compresor p_F.

Despreciando las pérdidas de presión en los refrigeradores y suponiendo que en todos ellos se enfría el gas hasta la misma temperatura inicial T_E, y denominando p_{a2}, p_{b2}, etc... la presión final después del grupo de escalonamientos primero, segundo, etc...

El trabajo absorbido por el primer grupo es:

$$T_{Grupo\ (a)} = c_p\ T_E\ \{(\frac{p_{a2}}{p_E})^{(n-1)/n} - 1\}$$

y si suponemos que el coeficiente de la politrópica **n** es el mismo para todos los grupos, el trabajo total absorbido por el compresor con Z escalonamientos es:

$$T_{Total} = c_p\ T_E\ [(\frac{p_{a2}}{p_E})^{(n-1)/n} + (\frac{p_{b2}}{p_{a2}})^{(n-1)/n} + \ ...\ + (\frac{p_F}{p_{aZ}})^{(n-1)/n} - Z - 1]$$

El producto de los términos encerrados en los paréntesis del corchete es:

$$(\frac{p_F}{p_E})^{(n-1)/n}$$

El trabajo total de la compresión es mínimo, cuando la relación de compresión de todos los grupos sea la misma:

$$\frac{p_{a2}}{p_E} = \frac{p_{b2}}{p_{a2}} = \ ...\ = \frac{p_F}{p_{aZ}} = (\frac{p_F}{p_E})^{(\gamma-1)/\gamma} \qquad \frac{p_{a2}}{p_E} \times \frac{p_{b2}}{p_{b1}} \times \frac{p_{c2}}{p_{c1}} ... = \frac{p_F}{p_E} = \varepsilon_{comp} = (\varepsilon_{c1})^{(\gamma-1)/\gamma}$$

siendo ε_{c1} la relación de compresión total de un escalonamiento (igual para todos los escalonamientos).

IV.6.- ANGULO DE SALIDA β_2 DE LOS ALABES DEL RODETE RADIAL DE (BP)

Si se supone teoría unidimensional, que todos lo escalonamientos tienen el mismo diámetro d_2, entrada radial, $c_{1u} = 0$; $\alpha_1 = 90^o$, y que en cada uno de ellos el gas se comporta como un fluido incompresible, es decir, se desprecia la variación de su volumen específico, así como las pérdidas de carga, se puede estudiar fácilmente la variación de las características de un escalonamiento radial en función del ángulo β_2 y obtener conclusiones de tipo cualitativo como la cantidad y calidad de la energía trasmitida al fluido en una turbina de gas. El despreciar la variación de volumen específico convierte el turbocompresor en una turbomáquina hidráulica generadora, o sea en una bomba centrífuga, o en un ventilador. El error que se comete en este supuesto puede ser grande, tanto mayor cuanto mayor sea la relación de compresión del escalonamiento.

La energía trasmitida al fluido en un escalonamiento es:

$$E = H_{t(máx)} = \frac{u_2\ c_{2u}}{g} = |\ c_{2u} = u_2 - c_{2m}\ \mathrm{cotg}\ \beta_2\ | = \frac{u_2(u_2 - c_{2m}\ \mathrm{cotg}\ \beta_2)}{g} = \frac{u_2^2}{g}\ (1 - \frac{c_{2m}}{u_2}\ \mathrm{cotg}\ \beta_2)$$

Teniendo en cuenta la segunda expresión de Euler y suponiendo para simplificar que, $c_{1m} = c_{2m}$, la presión dinámica que el rodete comunica al fluido, o energía cinética por unidad de masa, viene expresada por:

$$E_{din} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2\ g} = \frac{c_{2m}^2 + c_{2u}^2 - c_{1m}^2}{2\ g} = \frac{c_{2u}^2}{2\ g} = \frac{u_2^2}{2\ g}\ (1 - \frac{c_{2m}}{u_2}\ \mathrm{cotg}\ \beta_2)^2$$

GRADO DE REACCION .– El grado de reacción σ es de la forma:

$$\sigma = 1 - \frac{E_{din}}{E} = 1 - \frac{\frac{u_2^2}{2g}\left(1 - \frac{c_{2m}}{u_2}\,\mathrm{cotg}\,\beta_2\right)^2}{\frac{u_2^2}{g}\left(1 - \frac{c_{2m}}{u_2}\,\mathrm{cotg}\,\beta_2\right)} = 1 - \frac{1 - \frac{c_{2m}}{u_2}\,\mathrm{cotg}\,\beta_2}{2} = \frac{1}{2} + \frac{c_{2m}\,\mathrm{cotg}\,\beta_2}{2\,u_2}$$

La energía de presión del rodete es:

$$E_{presión} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} = \frac{u_2^2 - u_1^2 + w_1^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g} = \frac{u_2^2 - u_1^2 + w_1^2}{2g} - \frac{c_{2m}^2}{2g\,\mathrm{sen}^2\beta_2}$$

En estas ecuaciones se observa que β_2 puede oscilar entre un valor mínimo, $\beta_2 < 90^o$, y un valor máximo, $\beta_2 > 90^o$, siendo los ángulos máximo y mínimo suplementarios.

En efecto, en la ecuación:

$$E_{din} = \frac{u_2^2}{g}\left(1 - \frac{c_{2m}}{u_2}\,\mathrm{cotg}\,\beta_2\right)^2$$

el valor de E disminuye al disminuir β_2 hasta cero para

$$\mathrm{tg}\,\beta_{2\,mín} = \frac{c_{2m}}{u_2}$$

y si β_2 sigue disminuyendo el valor de E cambiará de signo por lo que el turbocompresor se convierte en una turbina de gas.

El grado de reacción σ, por el contrario, disminuye al aumentar β_2 hasta hacerse cero

$$\sigma = \frac{1}{2} + \frac{c_{2m}}{2\,u_2}\,\mathrm{cotg}\,\beta_2 = 0 \quad ; \quad \mathrm{tg}\,\beta_{2(máx)} = -\frac{c_{2m}}{u_2} \quad ; \quad \mathrm{tg}\,\beta_{2(máx)} = 180 - \mathrm{tg}\,\beta_{2(mín)}$$

Teóricamente se podría concebir un turbocompresor con, $\sigma < 0$, pero siendo la finalidad del compresor el producir un aumento de presión, un rodete así diseñado produciría sólo energía dinámica e incluso transformaría una parte de la energía de presión a la entrada en energía dinámica; a continuación el sistema difusor tendría la misión de transformar toda esa energía dinámica en energía de presión; el rendimiento de este turbocompresor sería inaceptable, por lo que se establece un límite máximo para β_2 mediante la condición:

$$(\sigma = 0) \qquad \mathrm{cotg}\,\beta_2 = \frac{u_2}{c_{2m}}$$

Cuanto mayor sea el ángulo β_2 mayor será la energía E comunicada al fluido en cada rodete, menor el número de escalonamientos necesarios y más bajo el costo del turbocompresor; pero al aumentar β_2 disminuye el grado de reacción, y siendo el proceso en el difusor de bajo rendimiento, empeorará en general el rendimiento del turbocompresor y la economía en la explotación, resultando que la máquina más barata es la más cara en la explotación.

Los mejores rendimientos se obtienen con ángulos β_2 comprendidos en el intervalo, $25^o < \beta_2 < 50^o$,

Tabla IV.1.- Grado de reacción para diversos ángulos de salida

β_2	E	E_{din}	E_p	σ
$\beta_{2\,mín}$	0	0	0	1
$\beta_{2\,mín} < \beta_2 < 90^o$	Aumenta con β_2	Aumenta con β_2	Aumenta con β_2	$1 > \sigma > 0{,}5$
$\beta_2 = 90^o$	u_2^2	u_2^2	u_2^2	0,5
$\beta_{2\,máx} > \beta_2 > 90^o$	Aumenta con β_2	Aumenta con β_2	Disminuye con β_2	$0{,}5 > \sigma > 0$
$\beta_{2\,máx}$	$2\,u_2^2$	0	$2\,u_2^2$	0

siendo valores corrientes en los turbocompresores centrífugos los comprendidos entre 25º y 60º.

Teniendo en cuenta que, $tg\,\beta_{2(mín)} = \frac{c_{2m}}{u_2}$, y que, $c_{1m} = c_{2m}$, resulta:

$tg\,\beta_1 = \frac{c_1}{u_1}$ (Entrada radial)

$$tg\,\beta_{2\,mín} = \frac{c_{1m}}{u_1 \frac{d_2}{d_1}} = \frac{d_1}{d_2}\, tg\beta_1$$

luego el límite inferior del ángulo β_2 depende para un ángulo determinado β_1 de la relación de diámetros y aumenta al aumentar (d_1/d_2), tendiendo hacia el límite: $\beta_{2(mín)} = \beta_1$, con $(d_1/d_2 = 1)$

Por esta razón los álabes de los rodetes Siroco se construyen siempre con álabes curvados hacia adelante, Fig IV.16. Hay que hacer notar que en este caso, el sentido de giro es contrario a las agujas del reloj, utilizándose este tipo de rodete más en los ventiladores que en los turbocompresores.

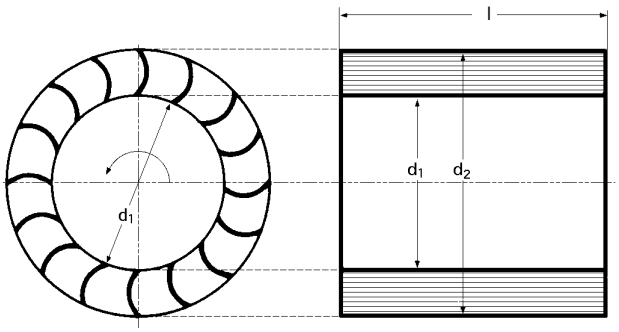


Fig IV.16.- Rodete del ventilador Siroco

IV.7.- FACTOR DE DISMINUCIÓN DE TRABAJO DE LOS TC CENTRÍFUGOS

En el diseño de un turbocompresor es preciso calcular la relación de presiones deseada, teniendo en cuenta los datos iniciales, y el salto periférico en el rodete, definido por la ecuación de Euler; la determinación de este salto se calcula en la forma siguiente:

- Se determina en el diagrama (i-s) el salto adiabático isentrópico
- Se divide dicho salto por el rendimiento interno para obtener la energía comunicada al fluido en el rodete.

Si la teoría unidimensional fuese cierta, el salto así obtenido sería el expresado por la ecuación de Euler; sin embargo, este rodete no alcanzaría en el banco de ensayos la presión deseada, debido a que la teoría unidimensional no es más que una aproximación a la realidad, (supone un número infinito de álabes), ya que en realidad el rodete tiene un número de álabes finito.

COMPORTAMIENTO DEL RODETE CON UN NUMERO FINITO DE ALABES.- 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, Fig IV.17, 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 la forma:

En el rodete real con número finito de álabes la corriente no es guiada perfectamente por los álabes, sino que a la corriente relativa de desplazamiento del gas en el rodete se superpone un torbellino potencial representado en la Fig IV.17 por las curvas cerradas o un giro relativo de la corriente en el espacio comprendido entre cada dos álabes consecutivos.

Al calcular el rodete se suele decir que el fluido es ideal e irrotacional, ya que sólo en un fluido ideal sería posible una compresión isentrópica.

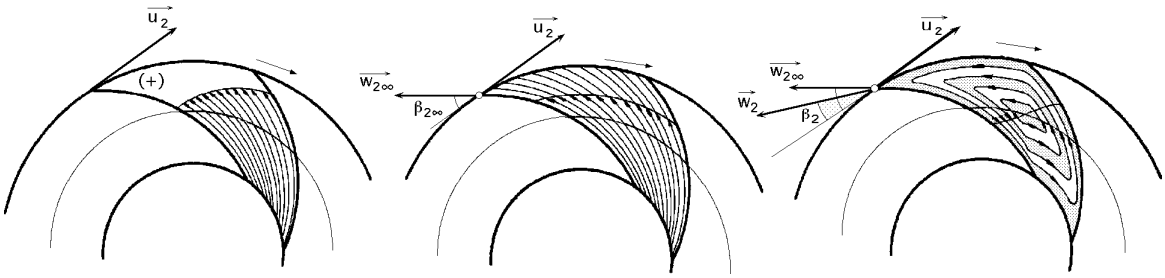


Fig IV.17.-Torbellino potencial en el rodete de un turbocompresor centrífugo.

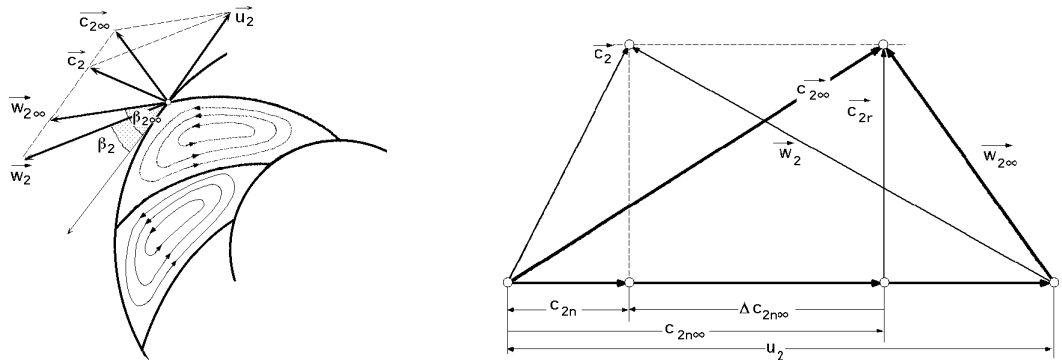


Fig IV.18.-Triángulos de salida de un turbocompresor centrífugo para un número infinito y finito de álabes

En este tipo de movimiento ideal, las partículas de fluido en su movimiento absoluto no pueden girar, por lo que al girar el rodete se engendra un torbellino relativo en sentido opuesto al del giro del rodete, que sumado al desplazamiento relativo inclina al vector $\vec{w}_2$ en la periferia del rodete, y hace disminuir el ángulo efectivo de la corriente hasta el valor $\beta_{2'}$, es decir, ***la corriente sufre un deslizamiento***, siendo el factor de deslizamiento el ***factor de corrección*** μ o ***coeficiente de influencia del número de álabes.***

Según la experiencia, los valores de μ oscilan entre $(1{,}02 < \mu < 1{,}07)$ aunque rara vez exceden el valor de 1,04.

Para el cálculo de μ, Eckert propone la siguiente expresión:

$$\mu = 1 - \frac{\pi \operatorname{sen} \beta_2}{Z} = \frac{E}{E_\infty} = \frac{T_u}{T_{u\infty}}$$

donde Z es el número de álabes del rodete, $E = u_2\, c_{2u}$; $E_\infty = u_2\, c_{2u\infty}$

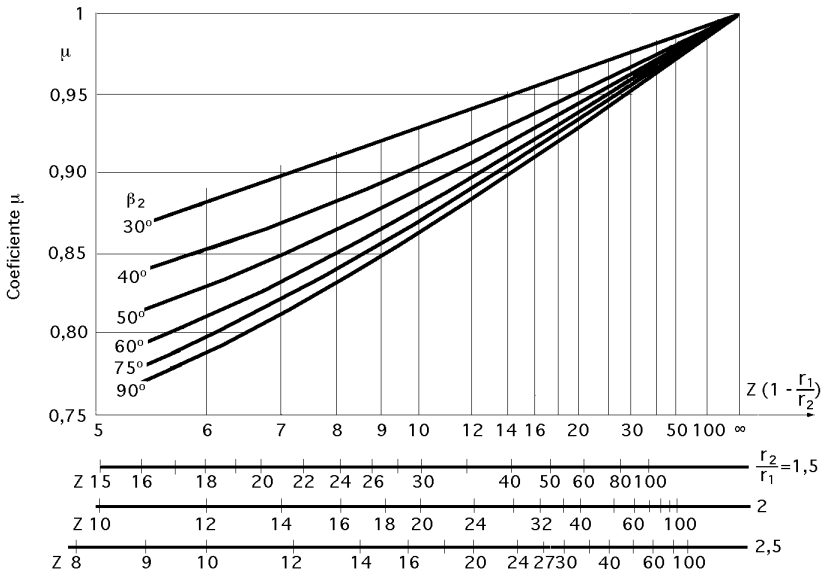


Fig IV.19.- Abaco para el cálculo del coeficiente μ

El deslizamiento aumenta al aumentar β_2, o al disminuir Z. Eckert ha desarrollado una fórmula que concuerda más con la experiencia, teniendo en cuenta la influencia de la fuerza centrífuga mediante la relación (d_1/d_2), de la forma:

$$\mu = \frac{1}{1 + \dfrac{\pi \operatorname{sen} \beta_2}{2\,Z\,(1 - \dfrac{r_1}{r_2})}}$$

que viene representada gráficamente en la Fig IV.19 por una familia de curvas, muy útiles para el diseño.

IV.8.- METODO DE CALCULO DE UN TURBOCOMPRESOR RADIAL

El cálculo de un turbocompresor radial es análogo al de las bombas centrífugas, pero en los turbocompresores, el volumen específico del gas no permanece constante, como en una máquina hidráulica, sino que disminuye en el proceso de compresión, lo cual constituye un factor esencial en el dimensionado de la máquina. En el proyecto de un compresor hay que seleccionar dimensiones, velocidades, rendimientos, ángulos, etc, para lo cual hay que guiarse de la experiencia, así como de los innumerables estudios teóricos y experimentales realizados.

Los datos iniciales que se requieren para realizar el proyecto de un turbocompresor radial son los siguientes:

- ***Gasto másico G ó caudal Q,*** que se considerará en el estado que tiene el gas en la admisión, ya que Q es variable.

- ***Estado inicial del gas,*** determinado generalmente por su presión p_E y temperatura T_E

- ***Presión final p_F , o relación de compresión:*** $\varepsilon_c = p_F/p_E$

- ***Tipo de gas a comprimir,*** cuyas características termodinámicas, en particular R y γ, deberán ser conocidas.

En ciertos casos particulares se pueden fijar otros datos iniciales, que no se pueden en el diseño,

tales como:

- *El número de revoluciones*
- *El área frontal mínima*
- *Turbocompresor adiabático o refrigerado*

En la decisión de si el compresor se debe refrigerar o no, se tendrá en cuenta ***el factor económico del ahorro de energía que se obtiene con la refrigeración,*** y el capital invertido en una máquina más costosa.

SELECCION DEL Nº DE REVOLUCIONES.- El número de revoluciones depende del tipo de accionamiento del turbocompresor. Con frecuencia éste es un motor eléctrico asíncrono, siendo el número de revoluciones más frecuente de 2.950 rpm, motor de un par de polos) o, menos frecuentemente, 1.430 rpm (motor de dos pares de polos), teniendo en cuenta el deslizamiento en carga nominal. A veces, se intercala una transmisión, y se escoge un número de revoluciones mayor; existiendo entonces un margen grande en la selección del nº de (rpm).

El incremento de presión en un turbocompresor es directamente proporcional a la densidad, de la forma:

$$\Delta p = \frac{\rho \psi u_2^2}{2}$$

por lo que para conseguir relaciones de compresión elevadas se necesitan velocidades periféricas y (rpm) mucho más elevadas en un turbocompresor de aire que en una bomba centrífuga.

Si una misma máquina a un mismo nº de (rpm) **n** impulsa aire, generará un incremento de presión Δp aproximadamente 833 veces menor que si impulsa agua. Por lo tanto, si se quiere que dicha máquina produzca el mismo Δp impulsando aire, debería girar a un número de revoluciones unas 30 veces mayor que si impulsa agua, por lo que el turbocompresor es una máquina mucho más revolucionada que la bomba y de mayor ruido.

El número de rpm **n** de los turbocompresores oscila entre 3.000 y 25.000 rpm.

En casos especiales (sobre todo en los turbosobrealimentadores) se llega hasta las 100.000 rpm.

El número de revoluciones influye decisivamente en las dimensiones de la máquina. Al aumentar el nº de revoluciones disminuye el tamaño a igual potencia.

En los turbocompresores de las turbinas de gas, el número de revoluciones se escoge preferentemente con un rendimiento óptimo del grupo, aunque a veces este criterio se abandona por consideraciones de espacio o de resistencia.

Los turborreactores equipados con compresor centrífugo giran a velocidades que oscilan entre 11.000 y 34.000 rpm aproximadamente.

DETERMINACION DEL Nº DE ESCALONAMIENTOS Z.- Una vez fijado el número de revoluciones se determina el número de escalonamientos Z del compresor, teniendo en cuenta que en los grupos estacionarios no se suele pasar de una relación de compresión, $\varepsilon_c = 2 \div 2{,}5$, aunque se podría llegar hasta, $\varepsilon_c = 4 \div 4{,}5$.

Para relaciones de compresión mayores se requiere la construcción de varios escalonamientos en serie, cuyos rodetes se fijan a un mismo eje, verificándose que:

$$\varepsilon_c = \varepsilon_1 \, \varepsilon_2 \, \ldots \, \varepsilon_n$$

siendo, ε_1, ε_2, ... ε_n, las relaciones de compresión de cada escalonamiento.

Los valores de ε_c que se indican a continuación se pueden considerar usuales:

Para, ε_c *= 1,1 a 1,5.....Z = 2 escalonamientos*
Para, ε_c *= 1,5 a 2,5..... Z = 4*
Para, ε_c *= 2,5 a 4..... Z = 4 a 6*
Para, ε_c *= 7 a 10..... Z = 9 a 11*

Para una relación de compresión de valor, ε_c *= 600, factible con un turbocompresor radial, harían falta aproximadamente 30 escalonamientos; sin embargo, para evitar el fenómeno de bombeo, no deben alojarse en el mismo cuerpo o carcasa más de 12 escalonamientos.*

Si las relaciones de compresión de todos los escalonamientos son iguales se tiene:

$$\varepsilon_{c\ escalón} = \sqrt[n]{\varepsilon_c}$$

donde $\varepsilon_{c\ escalón}$ es la relación de compresión de un escalonamiento.

Una vez fijado el número de revoluciones, se calcula el valor del número específico de revoluciones n_q de la forma:

$$n_q = 5{,}5431\ \frac{n\ \sqrt{Q}}{E^{3/4}}$$

ya que, $Q = Q_E$ es conocido, E se calcula con los datos iniciales para la unidad completa y n_q mediante la Tabla IV.2, obteniéndose a partir de ellos el valor de θ que es el número específico adimensional de revoluciones para todo el compresor.

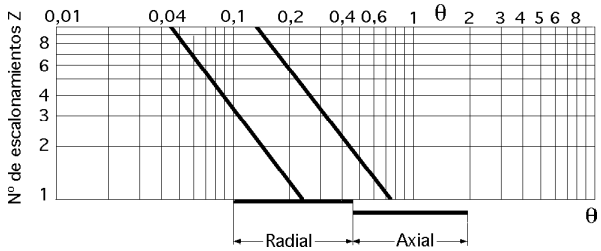


Fig IV.20.- Estimación del número de escalonamientos Z de un turbocompresor

Tabla IV.2.- Cálculo de los valores de θ a partir del n_q

	n_q rpm $\frac{\sqrt{m^3/seg}}{m^{3/4}}$	n_s rpm $\frac{\sqrt{CV}}{m^{5/4}}$	n_0 Adimensional	θ Adimensional
n_q	1	$\frac{0{,}274}{\sqrt{\eta_{total}}}$	333	$158{,}13\sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}$
n_s	$3{,}65\sqrt{\eta_{total}}$	1	$1246\sqrt{\eta_{total}}$	$577\sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}\sqrt{\eta_{total}}$
n_0	0,003	$\frac{0{,}000822}{\sqrt{\eta_{total}}}$	1	$0{,}4744\sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}$
θ	$0{,}006324\sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}$	$0{,}001733\sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}$	$2{,}108\sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}$	1

Con el valor de θ hallado, la Fig IV.20 proporciona una aproximación del número de escalonamientos, valor confirmado por la experiencia y que no representa el mínimo de escalonamientos. A continuación se hace el reparto del salto entálpico total entre todos los escalonamientos, y se procede al diseño de las dimensiones principales de cada escalonamiento.

CALCULO DE LAS DIMENSIONES PRINCIPALES.- Las dimensiones principales, que determinan la forma del rodete son

- *Diámetro del eje d_e*
- *Entrada del rodete d_1, b_1 y b_1*
- *Salida del rodete d_2, b_2 y b_2*
- *Diámetro del cubo d_c*
- *Diámetro de la boca del rodete d_a*

Criterios para la estimación de $u_{máx}$ y β_2.- La velocidad periférica máxima de un turbocompresor tiene lugar a la salida del rodete del primer escalonamiento, y viene limitada por el esfuerzo centrífugo máximo que puede soportar el rodete, por los materiales y el tipo de construcción del rotor elegidos. ***En los compresores estacionarios, corona directriz sin álabes, la velocidad no suele sobrepasar los 300 m/seg.***

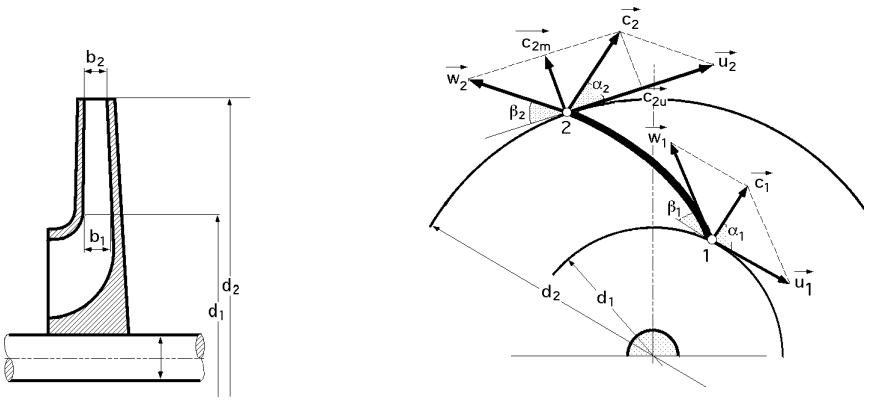


Fig IV.21.- Dimensiones principales de un rodete de turbocompresor radial: a) Corte meridional; b) Corte transversal.

Para facilitar la comparación de los tres tipos de rodetes según que β_2 sea mayor, igual o menor de 90º, supondremos que en los tres casos no varían las condiciones de entrada en el rodete, d_1, b_1, β_1, $c_1 = c_{1m}$, (entrada radial), y que son iguales también el diámetro exterior, d_2, n, b_2 y c_{2m}.

En los triángulos de velocidades a la salida de los tres rodetes se observa:

- ***La energía cinética a la salida del rodete*** es máxima con álabes curvados hacia adelante $\beta_2 > 90º$, (Fig IV.5b), mínima con álabes curvados hacia atrás, $\beta_2 < 90º$, (Fig IV.5a), e intermedia con álabes de salida radial, $\beta_2 = 90º$, (Fig IV.5c).

Lo mismo sucede con la componente c_{2u}, luego para un mismo tamaño el tipo (b) es el que proporciona mayor trabajo.

- ***La energía cinética que se transforma en presión en el difusor***, es máxima en el tipo (b), mínima en el tipo (a) e intermedia en el (c); como el rendimiento del difusor es bajo, el menor rendimiento corresponderá al tipo (b).

- El tipo (b) es el menos estable, es decir, su curva característica, de gran pendiente, reduce la zona de utilización posible del compresor, que es aquella en que no se produce el fenómeno de bombeo. Por eso el empleo del tipo (b) se limita a aquellos casos en que se necesitan grandes cantidades de gas con presiones estáticas pequeñas, por ejemplo, en la refrigeración por aire y en la ventilación. En esta clase de aplicaciones el grado de reacción pequeño no es un inconveniente.

- El tipo (c) ha sido muy utilizado en los turbocompresores de los motores TG, debido a sus buenas características junto a la mayor facilidad del mecanizado del rodete, forjado de una pieza. El forjado de un rodete con álabes curvados hacia adelante o hacia atrás resulta más complicado. Este rodete permite velocidades periféricas superiores a los 450 m/seg. Se utiliza cuando hace falta un gran caudal, disminución de esfuerzos y peso reducido, como en los turbosobrealimentadores de los motores alternativos y en los turborreactores. El rodete de tipo (a) es, por el contrario, el preferido en las aplicaciones estacionarias, a causa de su mayor rendimiento y de su línea característica más estable.

VARIACION DEL CAUDAL.- A continuación vamos a especificar para algunos tipos de álabes, los efectos producidos al aumentar,, en un determinado compresor centrífugo, el caudal volumétrico aspirado a un nº de revoluciones, n = Cte:

Alabes rectos, $\beta_2 = 90^o$.- El aumento de caudal no influye en el valor de c_{2u} que se mantiene siempre igual a u_2, Fig IV.22a. Se observa que la adición vectorial de $\vec{w}_2$ a $\vec{u}_2$ suele dar como resultado una velocidad absoluta a la salida ligeramente superior a $\vec{u}_2$, por lo que un aumento del caudal no variará el incremento Δp teóricamente generado, según se puede comprobar en la expresión:

$$\frac{p_3}{p_1} = \left\{\frac{\gamma - 1}{\gamma}\,\frac{u_2\ c_{2u}}{R\ T_1} + 1\right\}^{\gamma/(\gamma-1)}$$

o en la curva característica teórica del compresor que en este caso es una recta de pendiente nula.

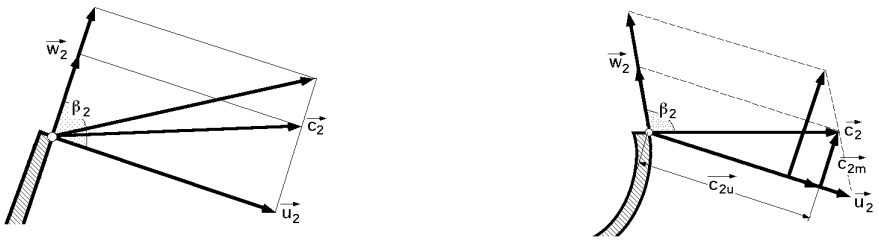


Fig IV.22 a.b

Alabes curvados hacia atrás, $\beta_2 < 90^o$.- El aumento de caudal disminuye el valor de c_{2u} magnitud que en este caso de álabes curvados hacia atrás, Fig IV.22b, se mantiene siempre menor que u_2; se puede apreciar que la adición vectorial a u_2 de w_2 suele dar como resultado una velocidad absoluta a la salida c_2 inferior a u_2 por lo que un aumento del caudal al ocasionar un decrecimiento de c_2 hará también disminuir el incremento Δp teóricamente generado, según se puede comprobar en la expresión anterior. Lo mismo se apreciaría en la curva característica teórica del compresor, que en este caso sería una recta de pendiente negativa.

ESTIMACION SIMULTANEA DE β_2, u_2 ***y*** d_1/d_2.- Eckert en base a deducciones teóricas y experimentales presenta un diagrama Fig IV.23, que permite seleccionar las dimensiones principales del rodete o el ángulo β_2 y la velocidad u_2.

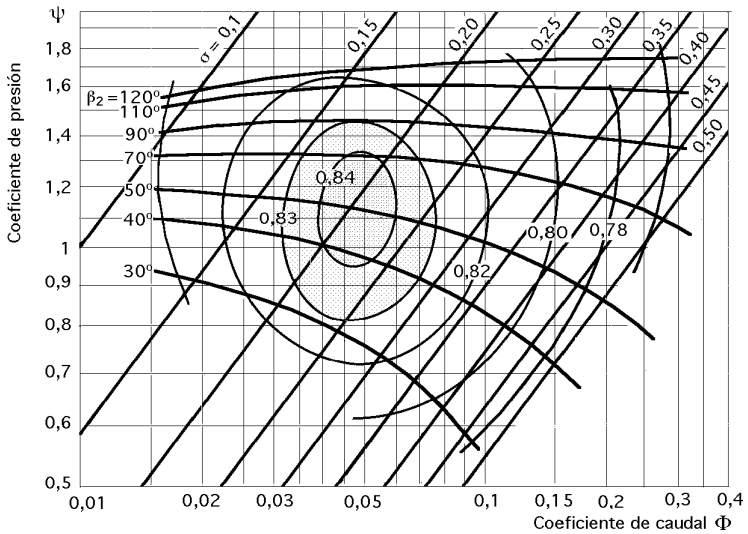


Fig IV.23.- Diagrama de Eckert para la estimación de las dimensiones principales de un turbocompresor radial.

La velocidad periférica u_2 determina el tamaño del rodete o lo que es lo mismo, el diámetro exterior d_2, una vez fijado el número de revoluciones. Mediante el gráfico auxiliar trazado al pie de la Fig IV.23, se determina la relación de diámetros, d_1/d_2, que frecuentemente vale 0,5.

Para el trazado de este diagrama se ha supuesto, $\beta_1 = 30^o$ y un factor de deslizamiento 0,875; para su utilización se procede de la siguiente manera:

- A partir de los datos iniciales y de la estimación del número de escalonamientos, se calcula el número específico adimensional de revoluciones σ_e del escalonamiento:

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{\Phi}}{\psi^{3/4}}$$

que es distinto del calculado para todo el compresor, y que determinada la forma del rodete en condiciones de rendimiento óptimo.

- Para el σ_e calculado normalmente se tiende a realizar el mejor rendimiento posible, que se determina mediante las curvas de rendimiento trazadas, los coeficientes de caudal Φ y de presión ψ.

- Se lee en el gráfico el ángulo β_2.

- Con el coeficiente ψ se calcula u_2.

- Para el coeficiente Φ hallado se lee en el diagrama auxiliar del pie de la Fig IV.23 la relación $\frac{d_1}{d_2}$

La Tabla IV.3 expresa la relación que suele existir entre el ángulo β_2 y el coeficiente ψ en los turbocompresores radiales que han demostrado buen rendimiento:

Tabla IV.3.- Relación entre el ángulo de salida β_2 y el coeficiente ψ

β_2	20º	25º	39º	35º	40º	50º	60º	70º	80º	90º
ψ	0,7	0,8	0,85	0,92	0,98	1,1	1,23	1,35	1,48	1,6

Los valores más frecuentes de ψ están comprendidos entre: 0,9 y 1,1.

Los turbocompresores radiales con álabes curvados hacia adelante, $\beta_2 > 90^o$, tienen coeficientes de

presión del orden de: 1,2 ÷ 1,4.

Triángulo de salida del rodete.- La componente meridional de la velocidad absoluta suele estar comprendida entre los límites, $c_{2m} = (0{,}22 \div 0{,}32)\, u_2$; de esta manera con u_2, β_2 y c_{2m} queda determinado el triángulo de salida. En los turbocompresores ligeros de los motores TG el ángulo α_2 suele estar comprendido entre 14º y 16º.

Triángulo de entrada del rodete.- En el triángulo de entrada se conoce la relación:

$$u_1 = u_2 \frac{d_1}{d_2}$$

Experimentalmente se ha comprobado que el ángulo β_1 óptimo es del orden de 30º, y el ángulo α_1 de 90º. Si el diseño es tal que la velocidad relativa a la entrada w_1 se acerca a la velocidad del sonido c_s, el número de Mach M empieza a influir en forma apreciable en el rendimiento; si se hace que la corriente entre en el rodete con una rotación positiva, o sea, $c_{1u} > 0$; $\alpha_1 < 90º$, los efectos perjudiciales debidos a la compresibilidad se pueden disminuir, el rendimiento aumenta y se mejora el funcionamiento del turbocompresor, disminuyendo el número de Mach. Este caso tiene lugar frecuentemente en los turbocompresores de los turborreactores. La corriente entra espontáneamente en el rodete sin rotación, $c_{1u} = 0$ $\alpha_1 = 90º$.

Para conseguir que, $c_{1u} < 0$, es preciso disponer una corona fija al estator de la máquina antes del rodete, Fig IV.24, que corresponde al turbocompresor de un turborreactor.

Para evitar la formación de ondas de choque la velocidad w_1 de ordinario no debe exceder el valor indicado por la relación

$$M = \frac{w_1}{c_s} \leq 0{,}85 \text{ a } 0{,}9$$

a no ser que quiera realizarse un diseño de escalonamiento supersónico o transónico

Valores de b_1 y b_2 a la entrada y salida del rodete.- Considerando el caso de ***entrada radial***, y teniendo en cuenta la ecuación de continuidad, se tiene:

$$k_1\, b_1\, d_1\, \pi\, c_{1m} = Q + q \quad ; \quad b_1 = \frac{Q + q}{k_1\, d_1\, \pi\, c_{1m}} = \frac{Q}{\eta_{vol}} \frac{1}{k_1\, d_1\, \pi\, c_{1m}}$$

siendo:

Q el caudal volumétrico a la entrada del escalonamiento

q el caudal intersticial del orden del 2% del caudal que bombea el compresor

h_{vol} el rendimiento volumétrico de la forma:

$$\eta_{vol} = \frac{Q}{Q + q}$$

A la salida se tiene:

$$b_2 = \frac{Q}{\eta_{vol}} \frac{1}{\pi k_2 d_2 c_{2m}}$$

en las que k_1 y k_2 son los coeficientes de obstrucción a la entrada y salida de los álabes.

Diámetro del eje d_e, diámetro del cubo d_c y diámetro de la boca del rodete d_a.- El diámetro del eje se puede calcular teniendo en cuenta el material y el mo-mento de torsión máximo admisible del eje, Fig IV.22, que se puede estimar para los aceros utilizados en su construcción de, 17 ÷ 23 N/mm^2, correspondiendo los valores menores para los turbocompresores de 1 solo escalonamiento de pequeña longitud y rotores de poco peso.

El diámetro del cubo en los compresores radiales se suele hacer algo mayor que el diámetro del eje de, 25 ÷ 50 mm. El diámetro de la boca del rodete se hace ligeramente menor que el diámetro de entrada en el rodete, con objeto de conseguir una entrada suave.

IV.9.- NUMERO Y TRAZADO DE LOS ALABES

NUMERO DE ALABES.- El ***número de álabes del rodete*** está relacionado:

a) Con el ***rendimiento***, ya que un aumento del número de álabes aumenta el *rozamiento de superficie* al aumentar la superficie mojada y, simultáneamente, disminuye el *rozamiento de forma* porque la corriente va mejor guiada. El número de álabes óptimo será el que reduzca a un mínimo la suma de estos dos tipos de pérdidas.

b) Con la ***altura teórica*** que se puede conseguir con una geometría y un tamaño de rodete determinado. La Fig IV.25 permite seleccionar el número óptimo de álabes de un compresor radial en función del ángulo medio $(\beta_1 + \beta_2)/2$, y de la relación de diámetros (d_2/d_1).

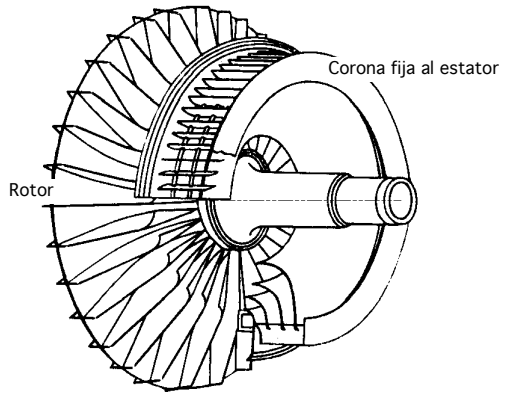


Fig IV.24.- Disposición en un turbocompresor de la corona directriz a la entrada (destinado a un turborreactor)

TRAZADO DE LOS ALABES.-Para el trazado de los álabes se han determinado hasta el presente solamente los ángulos β_1 y β_2, Fig IV.26. En un fluido ideal, la forma del álabe sería indiferente; en el fluido real es preciso buscar la curvatura del álabe más favorable que reduzca las pérdidas a un mínimo. Por su sencillez de cálculo y construcción en los turbocompresores baratos y de baja calidad se utiliza mucho el álabe de un solo arco de circunferencia. Para hacer este trazado basta con determinar el centro C de una circunferencia que corte a las circunferencias de diámetros d_1 y d_2 respectivamente bajo los ángulos β_1 y β ; en un punto cualquiera B de la circunferencia d_2 se construye el ángulo β_2; el centro del arco buscado se encuentra en la recta (BC). A continuación se traza el radio (BO). A partir de él se construye un ángulo igual a $(\beta_1 + \beta_2)$ y se traza la recta (BD) que se prolonga hasta A.

En el punto A se construye el ángulo β_1.

El punto C en que se cortan las rectas (BC) y (AC) es el centro del arco de circunferencia, que constituye el álabe, y (BC) = (CA) su radio.

Para demostrarlo basta ver que los ángulos en B y en A del triángulo (CBA) son iguales, por lo que, (CB) = (CA) = radio.

Los álabes de la Fig IV.26b son álabes rectos y su construcción es muy económica.

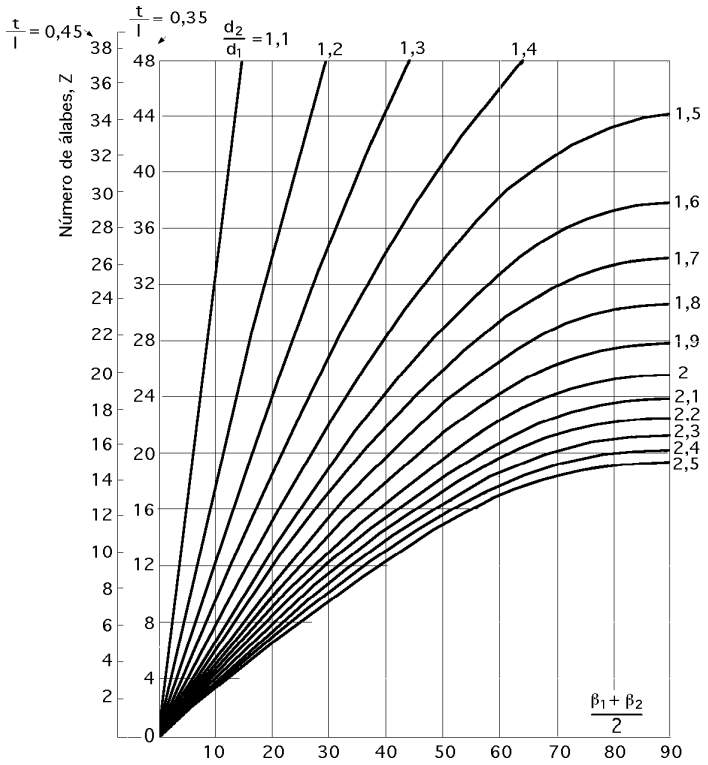


Fig IV.25.- Número de álabes Z de un turbocompresor radial en función del ángulo medio de los álabes

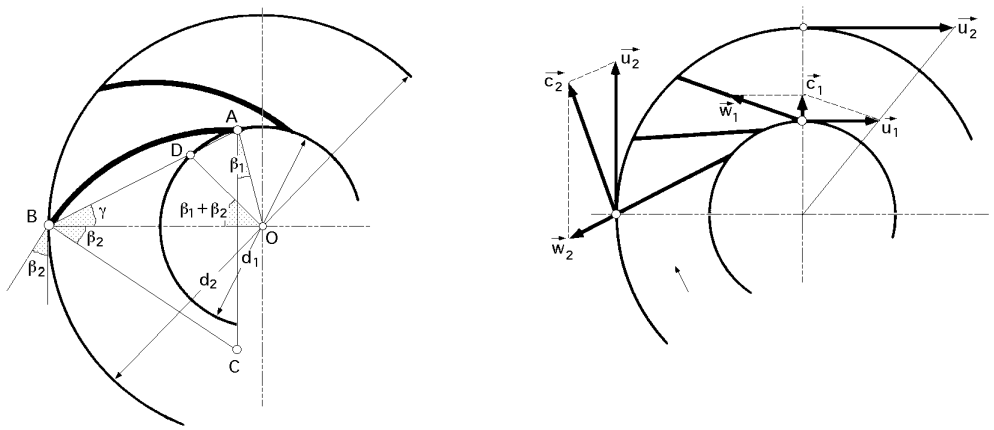


Fig IV.26.- Trazado del álabe de un turbocompresor radial constituido: a) Por un arco de círculo, b) Por una recta.

IV.10.- CALCULO DE LA CORONA DIRECTRIZ SIN ALABES

Se emplea en los turbocompresores estacionarios y en los turbocompresores de un solo escalonamiento (turbosoplantes), y puede verse en la Fig IV.27.

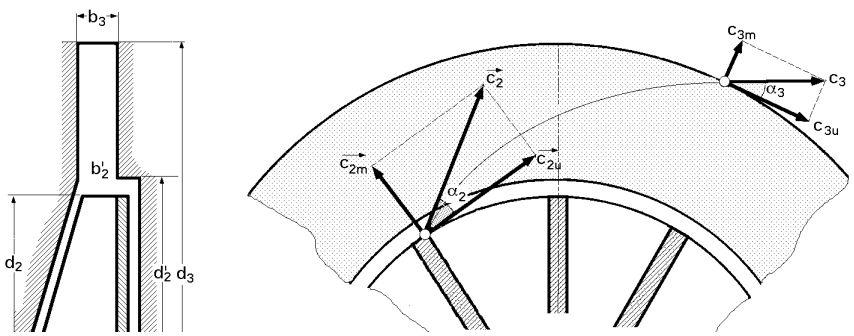


Fig IV.27.- Corona directriz sin álabes

La ecuación que proporciona la relación de compresión adiabática isentálpica en un difusor, para un gas perfecto y c_p y γ constantes, hemos visto es:

$$\frac{p_3}{p_2} = \{1 + \frac{c_2^2}{2\ g\ c_p\ T_2}\ (1 - \frac{c_3^2}{c_2^2})\}^{\gamma/(\gamma-1)}$$

En la compresión (difusión) real politrópica un razonamiento análogo al utilizado anteriormente conduce a la expresión:

$$\frac{p_3}{p_2} = \{1 + \frac{c_2^2}{2\ g\ c_p\ T_2\ \eta_{i\ difusor}}\ (1 - \frac{c_3^2}{c_2^2})\}^{n/(n-1)}$$

donde $\eta_{i\ difusor}$ es el rendimiento interno del difusor, que en primera aproximación podemos suponer igual al del rodete y al de todo el escalonamiento.

El proceso en el difusor se puede suponer politrópico con un exponente, n = 1,45 ÷ 1,7.

Los valores siguientes de diseño están confirmados por la experiencia:

$b_{2'} = b_3\ \ b_2$

$d_3 = (1{,}55 \div 1{,}17)\ d_2$

$d_2 = (1{,}05 \div 1{,}1)\ d_2$

Si se considera el gas como un fluido ideal que se mueve en la corona directriz en régimen irrotacional, al ser la circulación constante:

$$d_3\ c_{3u} = d_2\ c_{2u} = Cte\ \ ;\ \ c_{3u} = \frac{d_2}{d_3}\ c_{2u}$$

y el ángulo de entrada α_3 de la corriente absoluta en la caja espiral que sigue a la corona directriz sin álabes vale:

$$\alpha_3 = arc\ tg\ \frac{c_{3m}}{c_{3u}} = \frac{Q_3/\pi\, d_3 b_3}{c_{3u}}$$

IV.11.- CALCULO DE LA CORONA DIRECTRIZ CON ALABES

La corona directriz con álabes, de la cual puede verse un esquema en la Fig IV.28 es más costosa, pero tiene mejor rendimiento que la corona directriz sin álabes.

Siempre que, $\alpha_2 < 20^o$, conviene instalar álabes en la corona directriz.

Para los anchos y diámetros de esta corona se pueden utilizar los siguientes valores experimentales:

$b_3 = b_4 = (1 \div 2)\ b_2$

$d_3\ \ 1{,}1\ d_2$

$d_4 = (1{,}45 \div 1{,}55)\ d_2$

El ángulo α_3 materializado en los álabes directrices a la entrada es igual a α_2, ángulo de la velocidad absoluta a la salida del rodete.

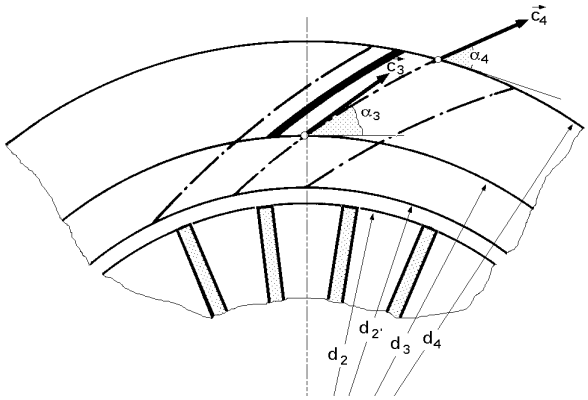


Fig IV.28.- Corona directriz con álabes

El ángulo de salida de los álabes directrices α_4 suele ser de, 30º ÷ 40º.

El número de álabes de la corona directriz Z_d no debe ser ni igual ni múltiplo del número de álabes del rodete.

En las construcciones ordinarias, $Z_d = 20 \div 28$.

La forma de los álabes puede ser también un arco de círculo o una espiral logarítmica.

V.- TURBOCOMPRESOR AXIAL

V.1.- INTRODUCCION

Los compresores axiales más primitivos que se construyeron alrededor de 1900 por Sir Charles Parsons, eran de baja relación de compresión y alcanzaban rendimientos muy modestos, del orden del 55%, debido al desprendimiento de la capa límite en el álabe, por lo que se abandonaron en favor de los compresores centrífugos de varios escalonamientos por su más alto rendimiento, del orden del 70 al 80%.

Los primeros turbocompresores axiales de rendimiento aceptable aparecen mucho más tarde; en 1926, A. A. Griffith establece los principios básicos de su teoría del perfil aerodinámico para el diseño de compresores y turbinas, y es a partir de aquí cuando se emprende el desarrollo de los compresores axiales.

Cuando se comparan los compresores axiales con las turbinas axiales, las diferencias provienen de los propios procesos del flujo; cuando el fluido se acelera rápidamente en un conducto sufre una pérdida moderada de presión de remanso, pero cuando experimenta una rápida deceleración, que provoca un gradiente adverso de presión, se puede producir desprendimiento del flujo y, en consecuencia, grandes pérdidas.

Para limitar estas pérdidas, es necesario mantener la relación de deceleración del flujo a través de las coronas de álabes en valores bajos, circunstancia que implica el que para una relación de compresión dada, un turbocompresor axial tenga muchos más escalonamientos que una turbina axial.

Su diseño entraña una gran dificultad dada la importancia especial que el método aerodinámico y el método de diseño de los álabes con torsión tiene en estas máquinas. El ángulo de desviación ($\beta_1 - \beta_2$) de los álabes de un turbocompresor axial tiene que ser muy reducido si se quiere mantener un rendimiento elevado, siendo inferior a 45º, mientras que en las Turbinas de vapor o de gas es mucho mayor.

ANALISIS BIDIMENSIONAL DEL ESCALONAMIENTO DE UN COMPRESOR AXIAL.- Un escalonamiento de un turbocompresor axial consiste en una corona de álabes móviles o ***rotor*** seguida de otra de álabes fijos o ***estator***. Los álabes del rotor están montados sobre un ***tambor*** y los del estator sobre la carcasa.

Si en este turbocompresor axial los últimos escalonamientos tienen una relación (base/extremo) alta, el problema de diseño se simplifica considerando que las condiciones del flujo no varían en las direcciones circunferencial y radial, lo que equivale a suponer que existen infinitos álabes en cada corona y que las condiciones del flujo que imperan en el diámetro medio de la misma son idénticas para cualquier otro diámetro.

Los álabes se pueden suponer rectos, (misma geometría a lo largo de su altura), y si la relación ($r_{base}/r_{exterior}$) es alta, los incrementos de presión y velocidad del álabe a lo largo de su altura son pequeños por lo que la hipótesis de diseño anterior es suficientemente correcta.

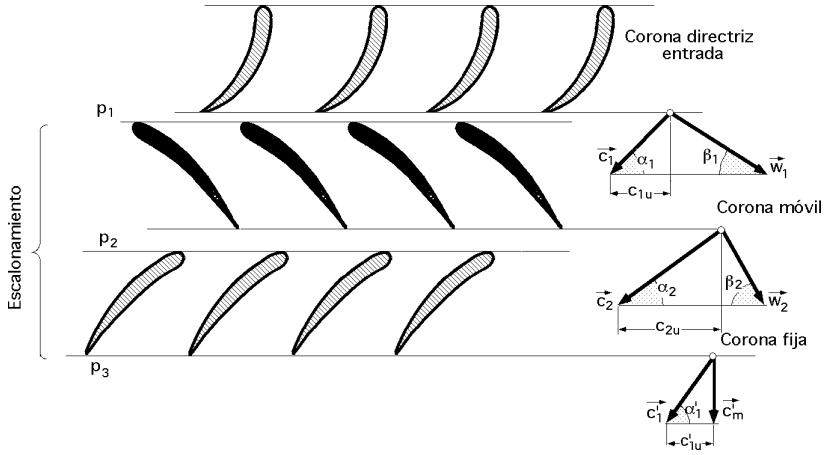


Fig V.1.-Escalonamiento de un turbocompresor axial y triángulos de velocidades

ROTOR.- El proceso en el rotor es un proceso adiabático en el que se transfiere trabajo al fluido. El fluido llega a los álabes del rotor con una velocidad absoluta c_1, que forma un ángulo α_1 con la dirección axial, y atraviesa los conductos divergentes formados por los álabes del rotor, que ceden energía mecánica al fluido aumentando su energía cinética y su presión estática.

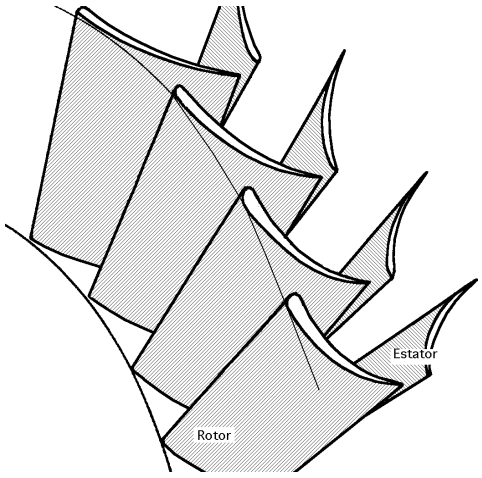


Fig V.2.- Escalonamiento de un turbocompresor axial

El fluido sale del rotor con una velocidad relativa, ($w_2 < w_1$) y una velocidad absoluta ($c_2 > c_1$) debido a la energía cedida por el rotor. A continuación, el fluido atraviesa los conductos divergentes que forman los álabes del estator decelerándose y aumentando consecuentemente su presión estática.

El flujo entra en el rotor sin rotación, por lo que:

$$c_{1u} = 0 \qquad \alpha_1 = 90^o$$

mientras que la velocidad axial c_m es constante.

$$c_{2u} - c_{1u} = w_{2u} - w_{1u}$$

$$w_{2u} = - c_m \operatorname{cotg} \beta_2 \quad ; \quad w_{1u} = - c_m \operatorname{cotg} \beta_1$$

El trabajo de compresión en un escalonamiento de un turbocompresor axial, o trabajo periférico, es:

$$T_u = \left(i_2 + \frac{c_2^2}{2g}\right) - \left(i_1 + \frac{c_1^2}{2g}\right) = \frac{u\,(c_{2u} - c_{1u})}{g} = \frac{u\,c_m\,(\cot g\,\beta_1 - \cot g\,\beta_2)}{g}$$

De esta ecuación se deduce que como en un turbocompresor axial la diferencia $(\cot g\,\beta_1 - \cot g\,\beta_2)$ es muy pequeña, el aumento del salto entálpico por escalonamiento se tiene que conseguir mediante un aumento de la velocidad periférica ***u*** ó de c_m.

Como a un salto periférico pequeño le corresponde un incremento de presión por escalonamiento pequeño, la relación de compresión ε_c por escalonamiento en estos turbocompresores axiales es a su vez muy pequeña, del orden de (1,15 ÷ 1,35) aproximadamente, y mucho menor que en el turbocompresor centrífugo.

Sin embargo ésto no es problema para que en la actualidad el turbocompresor axial predomine sobre el turbocompresor centrífugo en el campo de las grandes potencias, grandes caudales e incluso grandes relaciones de compresión, del orden de ($\varepsilon_c = 4$) que se alcanzan aumentando el número de escalonamientos.

Estos escalonamientos se suceden unos a otros, ya sean de tambor o de disco, constituyendo una máquina compacta con una reducida sección transversal, lo que constituye una gran ventaja sobre el turbocompresor centrífugo, sobre todo en la aplicación a los turborreactores de los aviones que precisan de pequeñas superficies frontales.

Los turbocompresores axiales pueden ser subsónicos y supersónicos; nosotros sólo trataremos los turbocompresores subsónicos, que son los más corrientes.

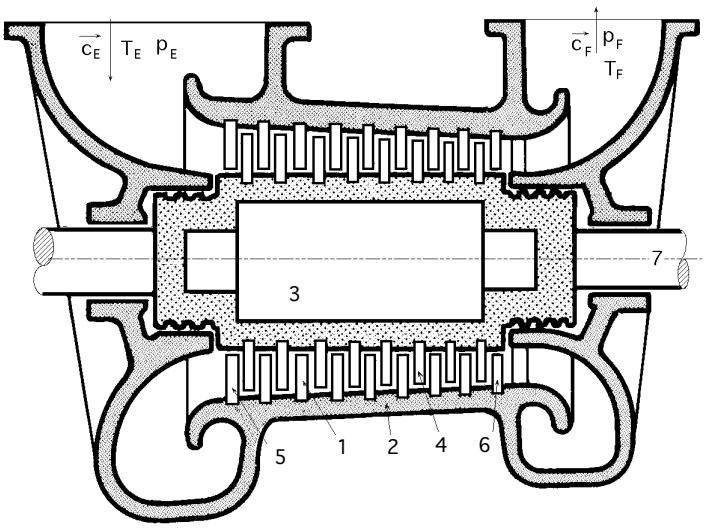


Fig V.3.-Esquema del corte longitudinal de un turbocompresor axial: 1) Corona fija; 2) Estator; 3) Tambor; 4) Corona móvil de un escalonamiento; 5) Corona directriz de entrada; 6) Corona directriz final; 7) Eje

Por lo que respecta a las pérdidas, saltos entálpicos, rendimientos, potencias, refrigeración, etc, lo visto en los turbocompresores centrífugos, es aplicable a los turbocompresores axiales.

V.2.- INCREMENTO DE PRESION EN UN ESCALONAMIENTO DE TC AXIAL

El incremento de entalpía en un escalonamiento de compresor adiabático es:

$$\Delta i = i_3 - i_1 = \frac{u\,(c_{2u} - c_{1u})}{g}$$

en el supuesto de que la energía cinética es sensiblemente la misma a la salida del escalonamiento (3) que a la entrada del escalonamiento (1), $c_3 \cong c_1$.

El trabajo de compresión realizado es:

$$T_u = \frac{u\, c_m\,(\cot g\, \beta_1 - \cot g\, \beta_2)}{g}$$

Como en un turbocompresor axial el incremento de presión por escalonamiento es muy reducido, la variación de la densidad será también muy pequeña; si en primera aproximación se supone para un escalón que la densidad ρ = Cte, (no en el turbocompresor completo), se obtiene:

$$di = du + p\,dv + v\,dp = \left| du + p\,dv = dQ = 0 \right| = v\,dp = \frac{dp}{\rho} \qquad i_3 - i_1 = \frac{p_3 - p_1}{\rho}$$

por lo que el incremento de presión teórico en un escalonamiento de turbocompresor axial con ρ = Cte, y $c_3 \cong c_1$ es:

$$p_3 - p_1 = \rho\,\frac{u\,(c_{2u} - c_{1u})}{g} = \frac{\rho\,\{(w_1^2 - w_2^2) - (c_2^2 - c_1^2)\}}{2\,g} = (p_2 - p_1) + (p_3 - p_2)$$

ROTOR.- En la corona móvil del escalonamiento del turbocompresor axial con ρ = Cte, el incremento de entalpía, (para un observador unido al rotor), es:

$$i_1 + \frac{w_1^2}{2\,g} = i_2 + \frac{w_2^2}{2\,g} \quad ; \quad \frac{p_2 - p_1}{\rho} = i_2 - i_1 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2\,g}$$

es decir, el aumento de entalpía en el rotor está ligado el aumento de presión estática, fenómeno que sólo es debido a un proceso de difusión del flujo relativo por ser, $w_1 > w_2$

ESTATOR.- El incremento de presión teórico en la corona fija (estator) del escalonamiento de un turbocompresor axial con, ρ = Cte, y $c_3 \cong c_1$ es:

$$i_2 + \frac{c_2^2}{2\,g} = i_3 + \frac{c_3^2}{2\,g} \quad ; \quad i_3 - i_2 = \frac{c_2^2 - c_3^2}{2\,g} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2\,g}$$

por cuanto se trata de un proceso adiabático y en el mismo no se realiza ningún trabajo, es decir, la energía aportada por el rotor se emplea en aumentar la presión, la velocidad del aire ($c_2 > c_1$) y en vencer las distintas pérdidas. El aumento de presión es debido a un proceso de difusión ($c_2 > c_1$). El establecer la hipótesis ρ = Cte, equivale a tratar al compresor axial como una bomba axial, por lo que las ecuaciones anteriores son idénticas a las que proporcionan los incrementos de presión en la bomba axial o en un ventilador.

FACTOR DE DISMINUCIÓN DE TRABAJO EN LOS TC AXIALES.- Las ecuaciones que se han visto hasta ahora son sólo válidas en la teoría unidimensional, es decir, para un número infinito de álabes, por lo que en el turbocompresor axial es preciso considerar un ***factor de disminución de trabajo*** ($\mu < 1$) ya que el trabajo dado por la ecuación de Euler, en el caso real, no es igual al salto interno del escalonamiento debido a los efectos tridimensionales que tienen lugar en el conducto anular del turbocompresor; se ha comprobado que el trabajo dado por la ecuación de Euler es superior al salto interno, por lo que para obtener este último es necesario multiplicar el resultado de la ecuación de Euler por ***el factor de disminución de trabajo*** ($\mu > 1$).

El trabajo periférico o energía comunicada al fluido por el rodete, T_u, (teoría unidimensional), es:

$$T_u = \frac{u\,(c_{2u} - c_{1u})}{g} = \frac{u\,c_m\,(\operatorname{cotg}\beta_1 - \operatorname{cotg}\beta_2)}{g}$$

que representa el aumento de entalpía del fluido en el escalonamiento, y que para un gas perfecto es, $c_p\,\Delta T$, luego

$$T_u = \frac{u\,c_m\,(\operatorname{cotg}\beta_1 - \operatorname{cotg}\beta_2)}{g} = c_p\,\Delta T_{u\infty} \qquad \Delta T_{u\infty} = \frac{u\,c_m\,(\operatorname{cotg}\beta_1 - \operatorname{cotg}\beta_2)}{g\,c_p}$$

en la que $\Delta T_{u\infty}$ es el incremento real de temperatura, expresando el subíndice ∞ la validez de la ecuación sólo en la teoría unidimensional.

El factor de disminución de trabajo μ en el turbocompresor axial es:

$$\mu = \frac{\Delta T_u}{\Delta T_{u\infty}} = \frac{T_u}{T_{u\infty}} < 1$$

El que el factor μ sea menor que la unidad se debe a que la velocidad meridiana o axial c_m se ha obtenido mediante la ecuación de continuidad, suponiendo que c_m es constante de la base al extremo del álabe.

Sin embargo, en el turbocompresor axial real c_m no es constante, como se indica en la Fig V.4, que representa la variación de c_m según medidas experimentales desde la base al extremo del álabe del turbocompresor axial, por lo que el valor de c_m en la ecuación:

$$\Delta T_{u\infty} = \frac{u\ c_m}{g\,c_p}\ (\operatorname{cotg}\beta_1 - \operatorname{cotg}\beta_2)$$

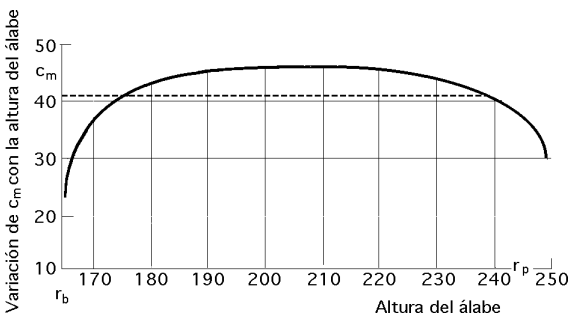


Fig V.4.-Variación de c_m de la base al extremo del álabe en un turbocompresor axial

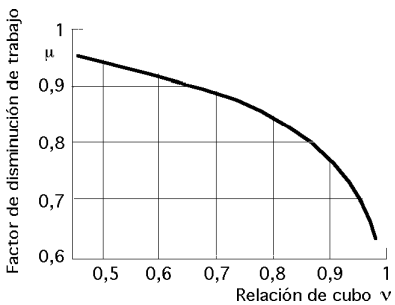


Fig V.5.-Factor de disminución de trabajo μ, en función de la relación de cubo ν en un turbocompresor axial.

es excesivamente elevado, lo que implica también que lo sean los de Δc_u y el factor $(\cot g\,\beta_1 - \cot g\,\beta_2)$.

En los cálculos, el factor de disminución de trabajo μ se puede suponer del orden de 0,86; depende de la relación de cubo ν, y para más exactitud deberá tomarse de la Fig V.5 en función de dicha relación.

V.3.- GRADO DE REACCION

Si se sigue manteniendo la teoría unidimensional ρ = Cte, el grado de reacción de un turbocompresor axial se puede definir utilizando la misma ecuación que define el grado de reacción de las turbomáquinas hidráulicas, es decir:

$$\sigma = \frac{\text{Salto de presión en la corona móvil}}{\text{Salto de presión en el escalonamiento}} = \frac{p_2 - p_1}{p_3 - p_1}$$

donde los subíndices se refieren a las secciones indicadas en la Fig V.1 que corresponde a un escalonamiento con grado de reacción $(0{,}5 < \sigma < 1)$.

El grado de reacción de un turbocompresor axial puede tener un valor cualquiera comprendido entre 0 y 1 e incluso tomar valores menores que 0 y mayores que 1.

Todos estos valores se pueden conseguir con una corona móvil, y una corona fija, que en el caso general se puede disponer antes o después de la corona móvil.

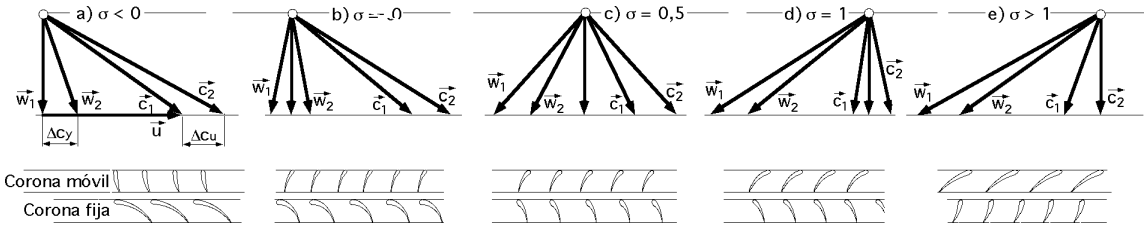


Fig V.6.-Triángulos de velocidad de diferentes escalonamientos de turbocompresores axiales, con la misma relación de presiones, pero distintos grados de reacción, σ < 0, σ = 0, σ = 0,5, σ = 1, y σ > 1.

En la Fig V.6 se presentan cinco casos en los que la corona móvil va antes que la fija, tomando σ los valores indicados. Para cada uno de estos casos se han trazado los triángulos de velocidades y al pie de ellos los esquemas de la corona móvil y fija, siendo éstas la disposiciones más corrientes.

También es posible colocar la corona fija antes de la móvil.

Para establecer mejor la comparación, en los cinco casos se ha mantenido la misma velocidad periférica ***u***, así como el mismo Δc_u y, por tanto, el trabajo absorbido en todos los escalonamientos de la Fig V.6, u Δc_u, es el mismo; $c_{1m} = c_{2m} = c_m$, es igual también en todos los triángulos.

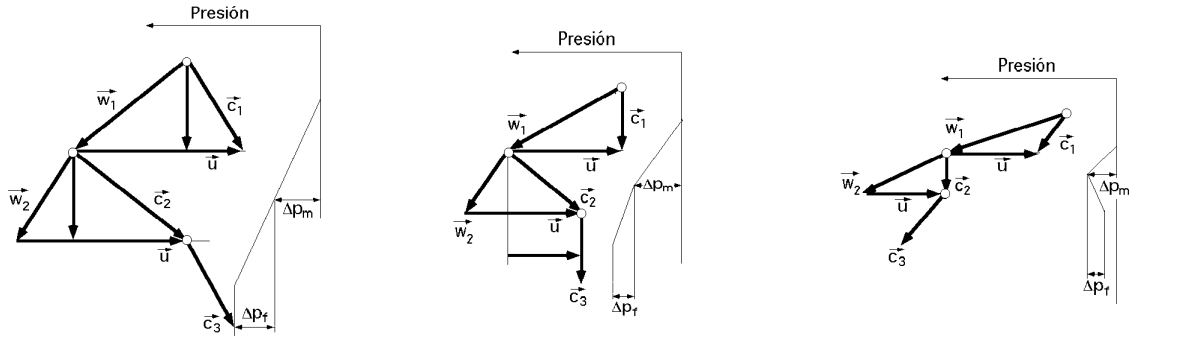
El grado de reacción (σ = 0) correspondiente al escalonamiento puro de acción y el (σ < 0) se utilizan algunas veces cuando es posible la instalación de un difusor del compresor para la transformación de energía, por ejemplo, en los exhaustores.

El grado de reacción (σ = 1) corresponde al escalonamiento puro de reacción.

En general, el grado de reacción más utilizado en un turbocompresor axial está comprendido entre

(0,4 ÷ 1), siendo algunas veces mayor que 1.

Dentro de esta gama se encuentran los tres tipos de escalonamientos correspondientes a los triángulos de velocidades de la Fig V.7 que constituyen una clasificación que ha sido muy empleada, en los que, $c_3 = c_1$:



a) Escalonamiento simétrico, $\sigma = 0,5$ b) Escalonamiento sin rotación a la entrada c) Escalonamiento con contrarotación a la entrada

a) Escalonamiento simétrico, $\sigma = 0,5$; $\alpha_1 < 90^o$;

b) Escalonamiento sin rotación (a la entrada), $0,5 < \sigma < 1$; $\alpha_1 = 90^o$;

c) Escalonamiento con contrarrotación (a la entrada), $\sigma > 1$; $\alpha_1 > 90^o$

Fig V.7.- Triángulos de velocidades e incrementos de presión en la corona fija y en la corona móvil, para los tres tipos de escalonamientos más corrientes de turbocompresores axiales:

a) Escalonamiento simétrico: $\sigma = 0,5$; $\alpha_1 < 90^o$; $\beta_2 < 90^o$, Fig V.7a

b) Escalonamiento sin rotación (a la entrada): $0,5 < \sigma < 1$; $\alpha_1 = 90^o$; $\beta_2 < 90^o$, Fig V.7b

c) Escalonamiento con contrarrotación (a la entrada); $\sigma > 1$; $\alpha_1 > 90^o$; $\beta_2 < 90^o$, Fig V.7c. Este tipo de escalonamiento se suele diseñar para la salida del rodete axial, $\alpha_2 = 90^o$.

Los turbocompresores axiales de turbinas de gas de aviación se caracterizan por tener grandes velocidades periféricas; se utiliza el turbocompresor axial de ($\sigma = 0,5$) que tiene la ventaja constructiva de utilizar el mismo perfil de álabe para la corona móvil y la corona fija, pudiendo realizar una compresión más uniforme.

En las ***turbinas estacionarias***, (sus velocidades periféricas son más reducidas), se utiliza un turbocompresor axial de ($\sigma = 1$) porque para una misma velocidad periférica ***u*** se alcanza una mayor presión en el escalonamiento, y al mismo tiempo se consigue un compresor más estable.

Comparando entre sí los ***tipos de escalonamiento*** representados en la Fig V.6.c.d vamos a considerar las siguientes situaciones:

a) Se puede suponer que ($u = c_m$) así como el ángulo de desviación ($\beta_1 - \beta_2$). En este caso, la presión para ($\sigma = 1$) es mayor que para ($\sigma = 0,5$) puesto que en este último la diferencia ($\cot g\, \beta_1 - \cot g\, \beta_2$) es menor que en el primero, ya que del triángulo de velocidades se deduce que:

$$\cot g\, \beta_1 - \cot g\, \beta_2 = \frac{\operatorname{sen}(\beta_2 - \beta_1)}{\operatorname{sen}\beta_1 \operatorname{sen}\beta_2}$$

b) Se puede suponer que $u = c_m$, así como ($\cot g\, \beta_1 - \cot g\, \beta_2$), por lo que las presiones creadas por los escalonamientos también son iguales, mientras que ($\beta_2 - \beta_1$) será mayor en el caso de ($\sigma = 0,5$) y, por tanto,

las pérdidas serán también mayores, y la estabilidad de funcionamiento del compresor será menor.

Tabla V.1.- Estudio comparativo de los tres diseños básicos de turbocompresor axiales en función de σ

Escalonamiento	Simétrico	Sin rotación	Contrarrotación
Grado de reacción	0,5	$0,5 < \sigma < 1$	$\sigma > 1$
u y c_m la misma en todos los escalonamientos	w pequeña Poco rozamiento Buen rendimiento	w intermedia	w grande
w y c_m la misma en todos los escalonamientos	u grande Reducción del número de escalonamientos	u intermedia	u pequeña
u y w la misma en todos los escalonamientos	c_m grande Aumento de la capacidad para un cierto trabajo		
Δp	grande Reducción del número de escalonamientos	c_m intermedia Intermedio	c_m pequeña pequeño

V.4.- COEFICIENTES DE DISEÑO

Coeficiente de presión ψ**.-** El coeficiente de carga o de presión Ψ de un escalonamiento, referido al extremo del álabe, expresa la capacidad de trabajo T_u por unidad de masa desarrollado por el escalonamiento, se define como:

$$\Psi = \frac{T_u}{u^2/g}$$

siendo T_u el salto energético isentálpico en el escalonamiento; el coeficiente así definido varía de la base al extremo, a lo largo de la longitud radial del álabe, por lo que viene referido en cada caso a la sección de que se trate. En los turbocompresores de varios escalonamientos los valores de Ψ en la base y en la mitad del álabe son:

$$\Psi_{base} < 1 \quad ; \quad \Psi_{mitad\ del\ álabe} < 0,7$$

El Teorema de Euler aplicado a las Turbomáquinas proporciona:

$$T_u = \frac{u}{g}(c_{1u} - c_{2u}) = \frac{u}{g}(c_1\cos\alpha_1 - c_2\cos\alpha_2) = \left| \frac{c_{1m}}{tg\,\alpha_1} = c_1\cos\alpha_1 \right| = \frac{u}{g}\,c_{1m}(\cot g\,\alpha_1 - \cot g\,\alpha_2)$$

$$\Psi = \frac{g\,T_u}{u^2} = \frac{c_{1m}}{u}(\cot g\,\alpha_1 - \cot g\,\alpha_2)$$

Coeficiente de caudal o de flujo Φ_α**.-** Está relacionado con el tamaño de la máquina para un gasto másico G dado, y se define en la forma:

$$\Phi_a = \frac{c_m}{u}$$

En el diseño de los turbocompresores axiales de varios escalonamientos, se recomienda mantener:

$$\Phi_a \geq 0,45\sqrt{\Psi}$$

Los valores usuales de Φ_a referidos al diámetro medio, suelen estar comprendidos entre (0,5 ÷ 0,8).

Relación de cubo ν**.-** Se define como la relación entre el radio de la base y el radio exterior del álabe:

$$\nu = \frac{r_{base}}{r_{exterior\ del\ álabe}}$$

El coeficiente ν se escoge tanto mayor, cuanto mayor sea el coeficiente de presión adoptado; la experiencia demuestra que el valor óptimo oscila entre un mínimo y un máximo en la forma:

$$\frac{0{,}9\ \psi}{1{,}4 - 0{,}9\ \Psi} < \nu < (0{,}8 \div 0{,}85) \qquad 0{,}5 < \nu < 0{,}85$$

Número específico adimensional de revoluciones θ**.-** El número específico adimensional θ en los turbocompresores axiales se define en la forma:

$$\theta = \frac{\sqrt{(1 - \nu^2)\,\Phi_a}}{\psi^{3/4}}$$

Nº de Mach M .- Sabemos que para un escalonamiento se tiene: $T_u = \Psi\ \frac{u^2}{g}$

Aumentar la relación de compresión de un escalonamiento equivale a aumentar T_u para lo cual, una vez escogido un valor de ψ, la velocidad periférica ***u*** aumentará, lo que implica, para valores constantes de c_m y Δc_u a la entrada del rodete un aumento creciente de w_1, que al acercarse a la velocidad del sonido c_s aumenta el número Mach:

$$M = \frac{w_1}{c_s}$$

hasta llegar al valor crítico, que viene a estar comprendido entre 0,65 y 0,85, pasando de régimen subsónico a transónico.

En los álabes de gran espesor y gran curvatura el número crítico es aún menor, y disminuye al aumentar el ángulo de ataque, dependiendo finalmente del ángulo de posición del perfil en el enrejado.

Si el régimen pasa de supersónico a subsónico, en el compresor se crean ondas de choque, con desprendimientos locales de la capa límite, aumento de las pérdidas y disminución del rendimiento. Para que se produzcan estos fenómenos basta conque en algún punto del perfil, que se encuentra de ordinario en la superficie convexa, se llegue a la velocidad del sonido; allí la velocidad local es muy superior a la velocidad media de la corriente.

Como el nº de Mach crítico se determina a la velocidad media, ésto explica que los fenómenos supersónicos ocurran antes de que la velocidad media de la corriente alcance la velocidad del sonido; en esta situación aumenta la resistencia al arrastre, y disminuye simultáneamente el empuje ascensional, lo que equivale a un descenso rápido del rendimiento del turbocompresor en el enrejado de álabes.

Para un mismo enrejado de álabes, en el que se mantiene la semejanza de los triángulos de velocidades,

un aumento de u implica un aumento de w_1 y c_m, por lo que la limitación de estas últimas velocidades implica la limitación de la velocidad periférica u.

En los turbocompresores de varios escalonamientos, aún manteniendo $M > M_{crít}$ se puede lograr un aumento del salto entálpico por escalonamiento, con la consiguiente reducción del número de los mismos, aprovechando el hecho de que la temperatura del aire aumenta con la compresión, y por lo tanto, la velocidad del sonido c_s, siendo su valor del orden de, $c_s = 20\sqrt{T}$

V.5.- FORMAS BÁSICAS DEL PERFIL MERIDIONAL

El diseño de la carcasa y del tambor, para que siempre se logre una disminución de la altura del álabe en el sentido del flujo, que tenga en cuenta la disminución del volumen específico con la compresión, se puede hacer de seis formas distintas, que se representan en la Fig V.8.

Diámetro exterior d_p constante, Fig V.8a.- La disminución creciente de la altura del álabe se consigue aquí con el aumento del diámetro d_b en la base, en el sentido de la compresión.

Con este tipo de diseño se alcanzan grandes valores del trabajo de compresión por escalonamiento, del orden de, 30 ÷ 40 kJ/kg, reduciéndose el número de escalonamientos.

Las desventajas de este diseño son:

a) Si el gasto es pequeño y la relación de compresión total es grande, los álabes de las últimas coronas móviles son muy cortos, lo que influye desfavorablemente en el rendimiento.

b) Esta construcción es tecnológicamente complicada.

Diámetro d_b constante, Fig V.8-b.- En este diseño el diámetro medio del álabe d_m es variable. El trabajo por escalonamiento es menor que en el caso anterior, pero desaparecen las dos desventajas enunciadas.

Diámetro d_m constante, Fig V.8c

El diámetro d_m aumenta al principio y luego disminuye, Fig V.8d.- En el intervalo L_1, el diámetro d_m aumenta, para disminuir luego en el intervalo L_2.

El diámetro d_m aumenta en el sentido del flujo, Fig V.8e.- Con este disposición se consigue disminuir el número de escalonamientos, para caudal volumétrico pequeño y grado de compresión elevado.

El diámetro d_m disminuye en el sentido del flujo, Fig V.8f.- Con este diseño se consiguen elevados rendimientos, si los caudales volumétricos son pequeños y las relaciones de compresión elevadas.

La elección de uno u otro tipo de diseño dependerá también del grado de reacción, que puede variar de un escalonamiento a otro, y de la aplicación a que se destine el compresor.

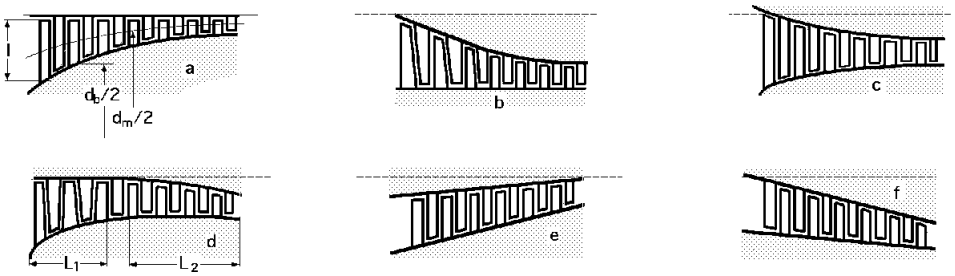


Fig V.8.-Formas básicas del corte meridional de un turbocompresor axial

V.6.- NUMERO DE ESCALONAMIENTOS

Al igual que en los turbocompresores radiales se puede hacer una estimación del número de escalonamientos a base de los datos iniciales conocidos Fig V.20, que reproducimos, calculando el número específico adimensional de revoluciones θ del turbocompresor completo.

Para determinar θ se calcula primero n_q para la unidad completa:

$$n_q = 5{,}543\ n\ \frac{\sqrt{Q}}{T_u^{3/4}}$$

y posteriormente con ayuda de la Tabla V.2, el valor de θ que proceda.

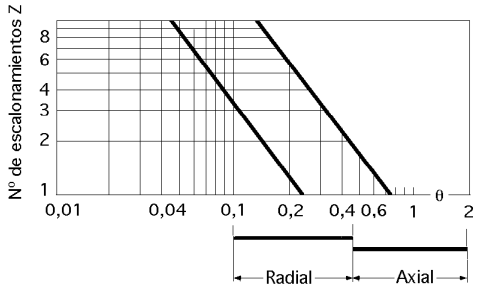


Fig V.20.- Estimación del número de escalonamientos Z de un turbocompresor

Tabla V.2.- Cálculo de los valores de θ a partir del n_q

	n_q $\text{rpm}\ \frac{\sqrt{\text{m}^3/\text{seg}}}{\text{m}^{3/4}}$	n_s $\text{rpm}\ \frac{\sqrt{\text{CV}}}{\text{m}^{5/4}}$	n_0 Adimensional	θ Adimensional
n_q	1	$\frac{0{,}274}{\sqrt{\eta_{total}}}$	333	$158{,}13\sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}$
n_s	$3{,}65\sqrt{\eta_{total}}$	1	$1246\sqrt{\eta_{total}}$	$577\sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}\sqrt{\eta_{total}}$
n_0	0,003	$\frac{0{,}000822}{\sqrt{\eta_{total}}}$	1	$0{,}4744\sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}$
θ	$0{,}006324\sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}$	$0{,}001733\sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}$	$2{,}108\sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}$	1

El caudal medio es $Q = \frac{Q_1 + Q_2}{2}$ siendo Q_1 un dato de partida en el diseño del turbocompresor de forma que:

$$Q_2 = Q_1\ \frac{p_2/p_1}{1 + \frac{(p_2/p_1)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{\eta_i}}$$

en la que (p_2/p_1) es la relación de compresión, mientras que el rendimiento interno η_i hay que estimarlo, alcanzándose rendimientos internos en cada escalonamiento del orden de $(0{,}9 \div 0{,}92)$ siendo el rendimiento interno de todo el compresor del orden de $(0{,}86 \div 0{,}90)$.

El salto energético total en la máquina T_u es:

$$T_u = \frac{\gamma}{\gamma - 1} R\, T_E \{(\frac{p_F}{p_E})^{(\gamma-1)/\gamma} - 1\}$$

V.7.- DIMENSIONES PRINCIPALES DE UN TC AXIAL DE DIAMETRO EXTERIOR CONSTANTE

Se han hecho numerosos estudios teóricos y experimentales, basándose en la teoría de la semejanza, que se recogen en gráficos como los que se representan en las Fig V.9 y 10, (Eckert), y que permiten estimar rápidamente las dimensiones principales de un turbocompresor axial de diámetro exterior constante, que sólo es aplicable al diseño (a) de la Fig V.8. Por lo que se refiere a los tres diseños fundamentales estudiados anteriormente Fig V.7, los gráficos de las Fig V.9 y 10 sólo son aplicables al diseño sin rotación, $\alpha_1 = 90^o$, de la Fig V.7b, y en ninguna manera al diseño con contrarrotación de la Fig V.7c, $\alpha_1 > 90^o$.

Si la rotación es positiva, $\alpha_1 < 90^o$, como en la Fig V.7a, los gráficos sí se pueden aplicar.

Dado que el campo de grados de reacción $(0 < \sigma < 1)$ es el más corriente en los turbocompresores axiales, y como en esa gama se pueden aplicar estos gráficos, queda patente la gran utilidad de los mismos para un cálculo previo. En el gráfico representado en la Fig V.9 se encuentran los valores óptimos para el coeficiente de presión ψ, el coeficiente de caudal Φ_a, la relación de cubo ν y el rendimiento interno óptimo η_i de un escalonamiento, en función del número específico adimensional de revoluciones del turbocompresor axial referido a un escalonamiento.

Para determinar el valor del número específico adimensional de revoluciones θ de cada escalonamiento, hay que calcular el salto adiabático isentrópico medio del escalonamiento en la forma:

$$\Delta i = \frac{1{,}03\, T_u}{Z}$$

en la que se incluye el valor 1,03 que es el ***factor de recalentamiento del fluido.***

El número específico adimensional de revoluciones del turbocompresor axial de cada escalonamiento disminuye desde el primero hasta el último escalonamiento, aumentando al mismo tiempo la relación de cubo y el coeficiente de presión. Si se conoce el número específico adimensional de revoluciones para el primer escalonamiento, se obtienen de la Fig V.9 los valores de ψ_1, Φ_{a1}, ν_1, η_{i1}.

En los turbocompresores de varios escalonamientos no siempre es posible optimizar todos los escalonamientos, por lo que habrá algunos que no alcanzarán la condición de rendimiento óptimo. En esta situación se utiliza el gráfico de la Fig V.10, que permite estimar el rendimiento a alcanzar en cada caso.

Este gráfico no es válido para el diseño con contrarrotación.

Para calcular el diámetro periférico de los álabes d_e se puede utilizar la fórmula:

$$d_e = \sqrt{\frac{4\, Q_1}{\pi(1 - \nu)^2\, \Phi_{a1}\, u_e}}$$

donde.

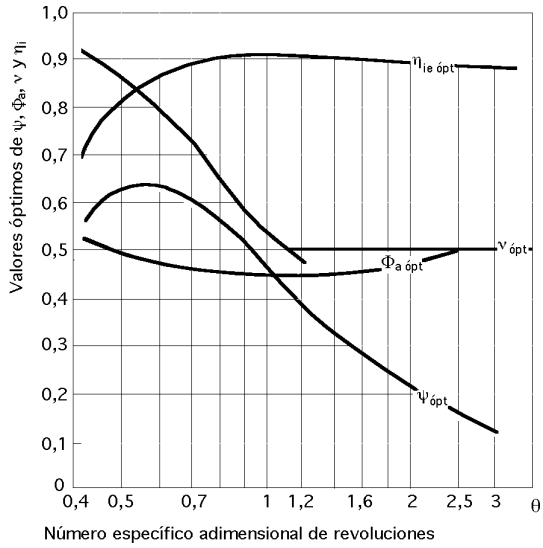


Fig V.9.- Valores óptimos de ψ, Φ_a, ν y η_i, de un escalonamiento de turbocompresor axial, en función del número específico adimensional de revoluciones θ, sin rotación a la entrada, $\alpha_1 = 90°$

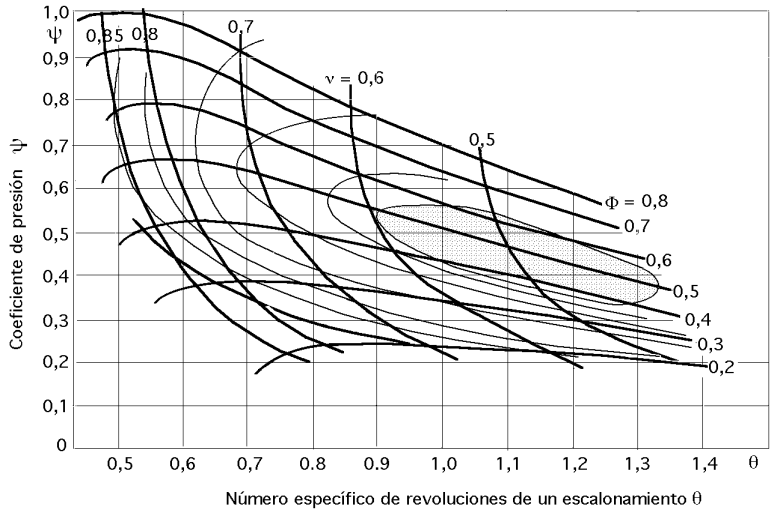


Fig V.10.-Diagrama de Eckert para la obtención de las dimensiones principales de un turbocompresor axial de varios escalonamientos

u_e es la velocidad periférica en el extremo del álabe a la entrada del escalonamiento que coincide con la velocidad u_e correspondiente al diámetro exterior

Q_1 es el caudal volumétrico del primer escalonamiento

Φ_{a1} es el coeficiente de caudal del primer escalonamiento.

Si el número de revoluciones ***n*** es un dato inicial, el diámetro d_e es:

$$d_e = \frac{u_e}{\pi n}$$

y la longitud axial del álabe: $b = (0{,}25 \div 0{,}35)\, d_e$, para: $d_e = 300 \div 600$ mm

Para diámetros d_e mayores, los valores son más pequeños y para diámetros menores más grandes.

V.8.- PROCEDIMIENTO DE CALCULO DEL TC AXIAL

En el diseño de un turbocompresor axial es importante tener en cuenta las siguientes consideraciones:

a) Rendimiento óptimo en el punto de diseño (objetivo muy frecuente en todo diseño).

b) Mayor economía en la construcción, aún sacrificando algo el rendimiento.

c)Seguridad de funcionamiento y resistencia.- Si el salto isentálpico total que se alcanza en un escalonamiento del turbocompresor axial oscila, por ejemplo, entre 8 y 15 kJ/Kg, y se busca una máquina totalmente exenta de vibraciones y bombeo, se escogerán dentro de la gama indicada los valores más bajos; para los turbocompresores móviles se escogerán los valores intermedios y los más elevados para los turborreactores de los aviones.

d) El número de revoluciones es con frecuencia el factor decisivo en el diseño; de manera que si el número de revoluciones viene prescrito por la máquina conducida, el diseño puede ser totalmente distinto que si éste pudiese ser elegido arbitrariamente en el proyecto.

e)Realización de un diseño adiabático o diseño refrigerado.

DISEÑO REFRIGERADO.- Con los datos iniciales del proyecto y con el diagrama (i-s) se tiene:

- *Presión y temperatura del gas a la entrada del turbocompresor, p_E, T_E*

- *Relación total de compresión, p_F/p_E*

- *Salto isentálpico total o salto energético en la máquina*

- *Presión y temperatura real del gas al final de la compresión, p_F, T_F, calculada esta última mediante la estimación de un rendimiento interno medio del escalonamiento η_{ie} y del factor de recalentamiento.*

- El gasto másico G constante en toda la máquina o el caudal volumétrico a la entrada, estando ambos relacionados por la ecuación:

$$Q_E = G\, v_E = G\, \frac{R\, T_E}{p_E}$$

- *Selección del número de revoluciones n*

- *Cálculo del número de escalonamientos Z*

- *Decidir entre diseño con torbellino libre en el que el grado de reacción es variable, mínimo en la base del álabe y creciente con la altura del mismo, siendo c_m= Cte, y circulación $\Gamma = 2\pi\, c_u\, r$= Cte, o con grado de reacción constante, en todo él.*

- *Selección del perfil del álabe en la base, que tenga un coeficiente de empuje ascensional elevado, un coeficiente de arrastre bajo y que sea estable en una amplia gama de ángulos de ataque. Con frecuencia se selecciona primero un perfil base simétrico, a continuación se escoge una línea media y una distribución de espesores.*

- *Selección de los coeficientes de presión ψ, de caudal Φ_a , y de empuje ascensional C_a desde la entrada a la salida de la máquina.*

- *Determinación del diámetro medio del primer escalonamiento y de la longitud radial **a** del álabe a la entrada del mismo, si no se tiene en cuenta el espesor de los álabes, por medio de las ecuaciones:*

$u_{e1} = \frac{d_{e1}\pi n}{60}$; $\pi d_{m1}\, a_1\, c_{1m} = G\, v_E$, con: v_E = volumen específico del aire a la entrada

En este esquema se prescinde de la refrigeración, que se podrá hacer después de cada cuerpo del turbocompresor, o incluso después de cada escalonamiento en los turbocompresores más eficientes, y consideramos cada cuerpo, o respectivamente cada escalonamiento, idealmente adiabático.

Valores usuales de la velocidad axial c_m son: Compresores estacionarios, 80÷120, m/seg; Compresores móviles, 140÷200, m/seg

La longitud radial de los álabes no debe ser menor de 35 ÷ 40 mm.

Los valores de d_{m1} y altura del álabe a_1 están relacionados entre sí y con la relación de cubo por la ecuación:

$$\nu = \frac{d_{b1}}{d_{e1}} = \frac{d_{m1} - b_1}{d_{m1} + b_1} = 0,5 \div 0,85$$

en la que se escoge, por ejemplo 0,5 en el primer escalonamiento y 0,85 en el último.

- Determinación del diámetro medio del último escalonamiento, utilizando el coeficiente de caudal $\Phi_{a(último)}$ y v_F.

- Selección de la forma del corte meridional.

- *Construcción de los triángulos de velocidades,* tanto a la entrada como a la salida, al menos en la base, álabe medio, y extremo del álabe (aunque conviene hacerlo en más secciones del álabe). A continuación se comprueba el ángulo de desviación $(\beta_2 - \beta_1)$ que ha de tener un valor conveniente. Es muy difícil que los ángulos de la corriente a la entrada y salida β_1 y β_2 coincidan con los ángulos que forman las tangentes a la línea media del álabe, por lo que, en general, aun en el punto de diseño, el desvío de la corriente no coincidirá con el desvío que marca la línea media del perfil, como se observa en la Fig V.12.

- *Determinación del paso relativo (t/L) en todas las secciones*, que suele oscilar entre (0,9 ÷1) pudiéndose extender la gama por un lado y por otro de (0,5 ÷ 1,5). El número de álabes Z viene relacionado con el paso ***t*** por la ecuación:

$$t = \frac{\pi d_m}{Z}$$

- Determinación de la cuerda del perfil L_m en el diámetro medio.

- *Diseño del álabe de la base al extremo,* teniendo en cuenta la ecuación:

$$C_a\, L \sqrt{(u - \frac{\Delta c_u}{2})^2 + c_m^2} = Cte$$

- Comprobación del número de Mach en cada sección del álabe

- Determinación del rendimiento del escalonamiento, del estado del gas y de la longitud del álabe a la salida del escalonamiento.

A continuación se repite el proceso de cálculo para los restantes escalonamientos y finalmente se determina el rendimiento interno del turbocompresor.

VI.- VENTILADORES

Los ventiladores son máquinas destinadas a producir un incremento de presión total Δ_{ptotal} pequeño; convencionalmente se fija el límite de Δ_{ptotal} para ventiladores en 1 m.c.a., o una relación de compresión, $\varepsilon_c = 1{,}1$. Si el incremento de presión no excede el valor indicado, la variación del volumen específico del gas a través de la máquina se puede despreciar en el cálculo de la misma, por lo que el ventilador se comporta como una turbomáquina hidráulica. En la actualidad, en el diseño se tiene en cuenta la compresibilidad para incrementos de presión mucho menores, hasta 0,3 m.c.a., por lo que los ventiladores, hasta dicho incremento de presión, se pueden diseñar y considerar como una turbomáquina hidráulica.

Los soplantes o turbosoplantes son máquinas destinadas a comprimir gases en donde la relación de compresión está comprendida en el intervalo $(1{,}1 < \varepsilon_c < 3)$; no tienen refrigeración incorporada y en general son de un sólo escalonamiento.

En los recuperadores de los altos hornos, por ejemplo, la soplante tiene que impulsar aire a una presión equivalente a la resistencia de la conducción, más la resistencia de las toberas de inyección al interior del horno, con una relación de compresión del orden de $\varepsilon_c = 3$, utilizándose en estas circunstancias soplantes de varios escalonamientos, en los que el aire no se refrigera, ya que posteriormente hay que precalentarle.

Una clasificación orientativa de las turbosoplantes es
- soplantes de BP..... $\varepsilon_c = 1{,}1 \div 1{,}5$
- soplantes de MP..... $\varepsilon_c = 1{,}5 \div 2{,}5$
- soplantes de AP..... $\varepsilon_c = 2{,}5 \div 4$

El número de revoluciones de las turbosoplantes varía de 3.000 a 21.000 rpm.

El ventilador es una bomba rotodinámica de gas que sirve para transportar gases, absorbiendo energía mecánica en el eje y devolviéndola al gas; se distingue del turbocompresor en que las variaciones de presión en el interior del ventilador son tan pequeñas, que el gas se puede considerar prácticamente incompresible.

De todo ésto se deduce que las fórmulas relativas al diseño y funcionamiento de las bombas centrífugas son de aplicación a los ventiladores, excepto aquellas que por su naturaleza sean propias de las bombas.

VI.1.- CLASIFICACION

Los ventiladores que se emplean comúnmente se pueden dividir en tres tipos generales, de hélice, axiales y centrífugos. Los ventiladores se pueden disponer con variedad de posiciones de descarga y con rotación del impulsor, ya sea en el sentido de las agujas del reloj o viceversa. Salvo raras excepciones, se pueden proporcionar para acoplamiento directo o para bandas V.

VENTILADOR DE HELICE.- Este ventilador consiste en una hélice dentro de un anillo o marco de montaje. La dirección de la corriente de aire es paralela a la flecha del ventilador. Se emplea para trasladar aire de un lugar a otro, o hacia el ambiente exterior, o para introducir aire fresco.

Puede manejar grandes volúmenes de aire a una presión estática baja, raramente a presiones estáticas mayores de 25 mm de c.a. Se fabrica en muchos estilos y tipos para trabajos específicos.

Los ventiladores de extracción (extractores) de uso normal, pueden tener desde 2 hasta 16 aspas, dependiendo ello del funcionamiento particular del ventilador.

Generalmente las unidades de poco número de aspas se usan en ventiladores de baja presión y los que cuentan con un número mayor de aspas se emplean en aquellas aplicaciones que requieren presión.

El ancho de las aspas, su ángulo, su velocidad axial y número de etapas, son factores todos que intervienen en el diseño y la capacidad.

VENTILADOR AXIAL.- El ventilador axial es de diseño aerodinámico; los coeficientes de presión ψ oscilan entre $(0{,}05 \div 0{,}6)$ pudiendo llegar en algunos diseños hasta 1. Este tipo de ventilador consiste esencialmente en una hélice encerrada en una envolvente cilíndrica.

La adición de álabes-guía, detrás del rotor, convierten al ventilador tubo-axial en un ventilador axial con aletas guía.

Puede funcionar en un amplio rango de volúmenes de aire, a presiones estáticas que van de bajas a medias y es capaz de desarrollar mayores presiones estáticas que el ventilador tubo-axial y ser más eficiente; los álabes-guía, en la succión o en la descarga, o en ambas partes, se han añadido para enderezar el flujo del aire fuera de la unidad.

Aprovechando la conversión del componente rotativo de la corriente de aire, este ventilador puede alcanzar una presión estática más alta que el de tipo de hélice de aspas rectas, a la misma velocidad axial, y hacerlo más eficientemente.

La facilidad de montaje y el flujo del aire en línea recta los hace ideales para muchas aplicaciones; por encima de 75 a 100 mm. de presión estática, los ventiladores axiales se usan pocas veces para servicios de ventilación.

VENTILADOR CENTRIFUGO.- El ventilador centrífugo consiste en un rotor encerrado en una envolvente de forma espiral; el aire, que entra a través del ojo del rotor paralelo a la flecha del ventilador, es succionado por el rotor y arrojado contra la envolvente se descarga por la salida en ángulo recto a la flecha; puede ser de entrada sencilla o de entrada doble.

En un ventilador de entrada doble, el aire entra por ambos lados de la envolvente succionado por un rotor doble o por dos rotores sencillos montados lado a lado. Los rotores se fabrican en una gran variedad de diseños, pudiéndose clasificar, en general, en aquellos cuyas aspas son radiales, o inclinadas hacia adelante, o inclinadas hacia atrás del sentido de la rotación.

Los rotores pueden tener los tres tipos de álabes que se representan en la Fig VI.1, y cuyas particularidades son las siguientes,

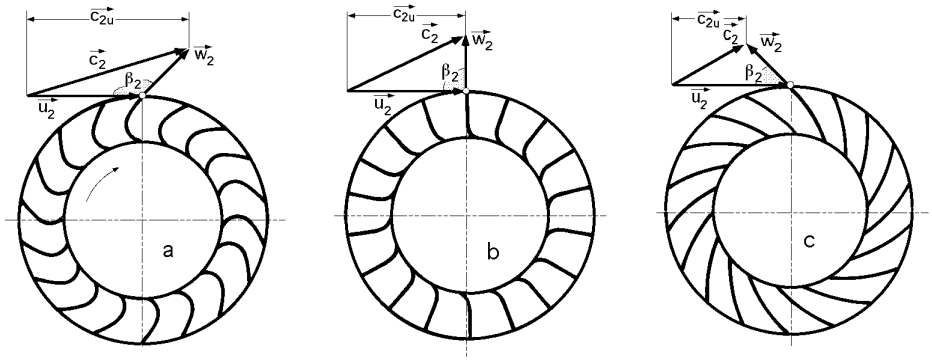


Fig VI.1.- Rodetes y triángulos de salida de los ventiladores centrífugos
a) Con álabes curvados hacia adelante; b) Con álabes de salida radial; c) Con álabes curvados hacia atrás.

a) Alabes curvados hacia adelante, $\beta_2 > 90^o$.- Este tipo es poco frecuente en las bombas centrífugas; en los ventiladores se emplea a causa del bajo nivel de ruido que presentan.

Otras características son:

- Gran número de álabes de 48÷60

- Para una velocidad determinada caudal superior y dimensiones menores que las de cualquier otro tipo de ventilador

- Rendimiento bajo, máximo del orden de 65÷75% por lo que en la actualidad este tipo de ventilador centrífugo tiende a ser reemplazado por los modernos ventiladores axiales.

b) Alabes de salida radial, $\beta_2 = 90^o$.- Tienen menor número de álabes que los anteriores; se emplean para impulsar aire o gases sucios a elevada temperatura, gracias a la facilidad conque son eliminados los depósitos sólidos por la fuerza centrífuga.

c) Alabes curvados hacia atrás, $\beta_2 < 90^o$.- Es el tipo normal de ángulo de salida en las bombas centrífugas. Tienen mejor rendimiento que los anteriores, ya que si los antiguos álabes de chapa se reemplazan por los más modernos de perfil aerodinámico, se llega a alcanzar un rendimiento del orden del 90%. Su presión y gasto másico son inferiores para una misma velocidad de rotación y número de álabes que en el primer tipo.

El nivel de ruido es bajo.

La Fig VI.2 muestra las formas más corrientes de la admisión de los ventiladores.

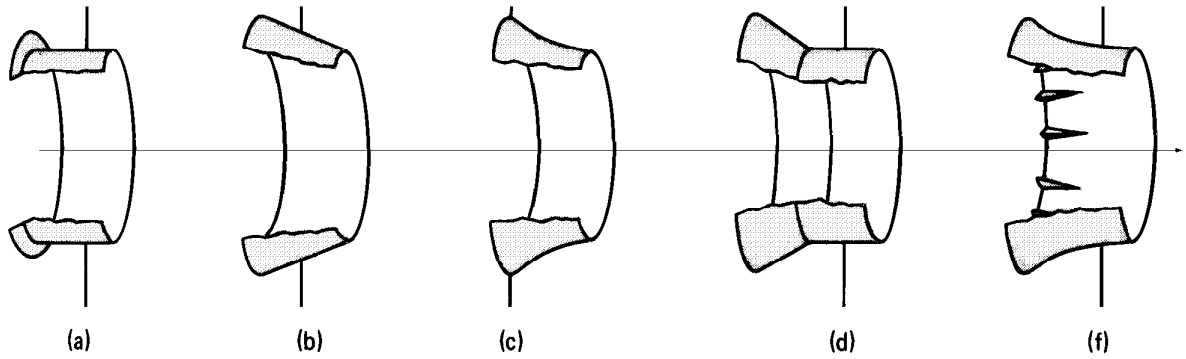


Fig VI.2.- Formas de la admisión de los ventiladores,
a) Cilíndrica; b) Cónica; c) Abocinada; d) Compuesta; e) Guiada con álabes directores

- La construcción (a) es la más sencilla pero la de peor rendimiento.

- La construcción (c) con una forma abocinada más aerodinámica permite conseguir una entrada de la corriente en el rodete más uniforme, reduciéndose el choque a un mínimo. A veces se añade a la entra-

da, antes de la boca del ventilador, una caja como se muestra en la Fig VI.3 o conducto de diferentes tipos, según lo requiera la instalación.

La forma del anillo de fijación de los álabes puede influir en el rendimiento, como muestra la Fig VI.4. Sólo la forma (c) evita el desprendimiento de la corriente a la entrada, aunque las otras dos formas son de construcción más sencilla y económica.

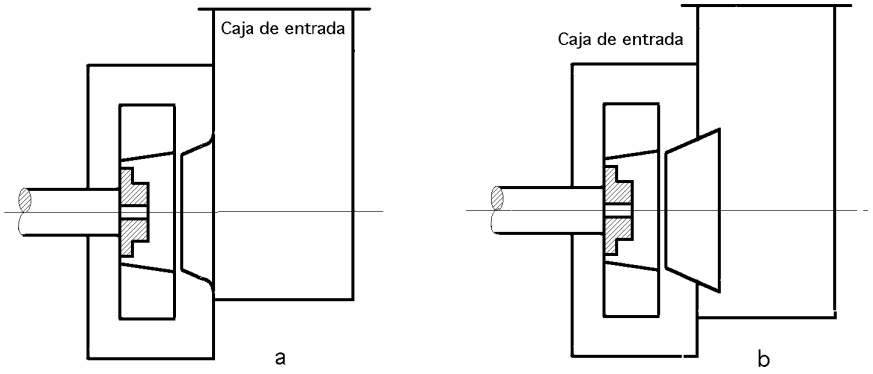


Fig VI.3.- Disposición de la caja de entrada o cámara de admisión de un ventilador: a) Correcta; b) Incorrecta

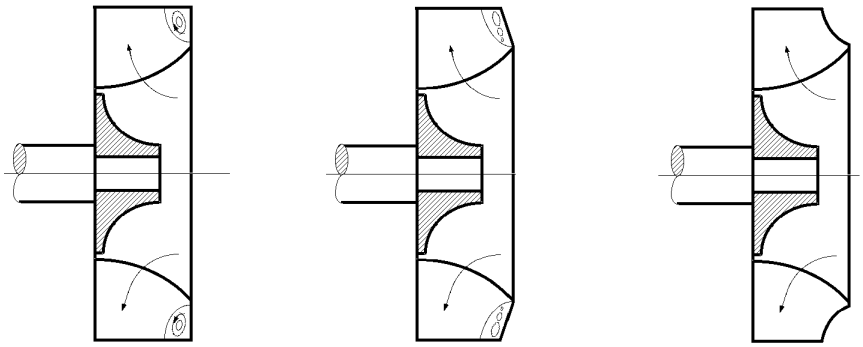


Fig VI.4.- Formas diversas del anillo de fijación de los álabes, a) Plano; b) Cónico; c) Aerodinámico
(En las formas (a) y (b) el desprendimiento de la corriente ocurre fácilmente).

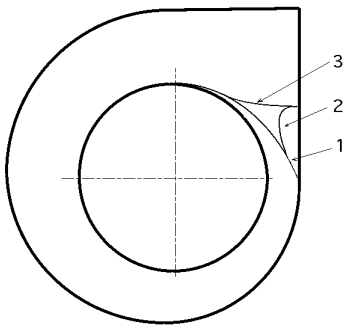


Fig VI.5.- Cámara espiral, 1 Sin lengua; 2 Con lengua poco pronunciada;
3 Con lengua pronunciada.

La ***lengua*** de la caja espiral puede ser larga, corta o no existir, como se indica en el esquema de la Fig VI.5. Una lengua excesivamente corta es causa del aumento del ruido en los ventiladores, mientras que una lengua excesivamente larga provoca una disminución del rendimiento. Los ventiladores de alta presión son en ésto más sensibles a la variación del rendimiento.

En la Fig VI.6 se presentan tres formas corrientes de la realización del difusor y en la Fig VI.7 las diferentes posiciones que puede tomar la salida del ventilador.

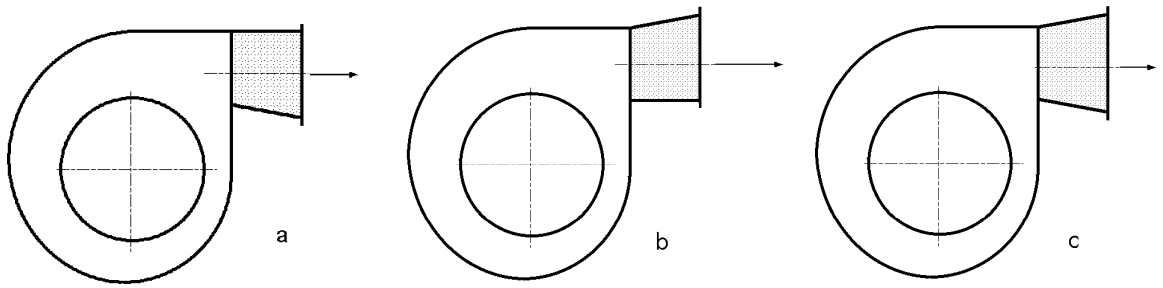


Fig VI.6.- Colocación del difusor a la salida del ventilador, a) Correcta; b) Incorrecta; c) Difusor simétrico.

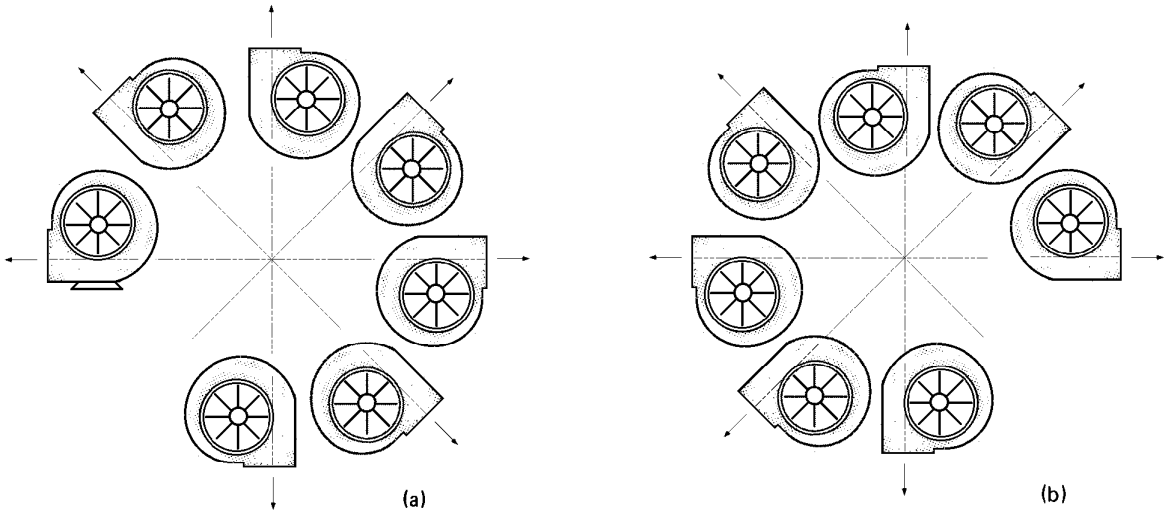


Fig VI.7.- Realizaciones diversas de la boca de salida del ventilador, a) A derechas; b) A izquierdas.

VI.2.- FORMULACION

Como el fluido es un gas, la variación de presión es $\Delta p = \rho\, g\, H$; la razón que justifica esta práctica es que la altura piezométrica H tiene sentido en los líquidos pero no en los gases; en efecto, al conectar un tubo piezométrico a un conducto de líquido éste se eleva hasta una altura H que depende de la presión, de la densidad del líquido y de la fuerza de la gravedad y que define la superficie libre del líquido o plano piezométrico; el gas, por el contrario, se escaparía por el tubo a la atmósfera y la presión iría disminuyendo en el interior del tubo piezométrico; la altura dinámica en un líquido se transforma en altura piezométrica medible (tubo de Pitot) pero en los gases no.

Error cometido al despreciar la compresibilidad del gas.- Muchos gases reales, entre ellos el aire y todos los gases diatómicos, obedecen prácticamente a la ecuación de los gases perfectos:

$$p\, v = R\, T$$

En el aire, para presiones del orden de 20 bar, el valor real de R difiere del correspondiente al gas perfecto en un 1%.

Al comprimir un gas adiabáticamente se eleva su temperatura y aumenta su densidad, disminuyendo su volumen específico, es decir, todos los gases son compresibles; la hipótesis de fluido incompresible no se realiza exactamente en ningún fluido real.

La influencia de la compresibilidad del gas en el incremento de presión total creado por la máquina en el sentido de que a ésta se la pueda considerar como ventilador o como turbocompresor, se puede reducir a tres puntos:

a) No hay convenio alguno universalmente adoptado, por lo que el proyecto y construcción de un

ventilador destinado a crear una presión total de 300 mm.c.a. se puede realizar como una turbomáquina térmica o si se desprecia la compresibilidad, como una turbomáquina hidráulica.

b) En los ventiladores corrientes de poca potencia se puede establecer una línea divisoria convencional,

$\Delta p_{total} \leq 1.000$ *mm c.a., ventilador (TMH)*

$\Delta p_{total} > 1.000$ *mm c.a., turbocompresor (TMT)*

c) En los ventiladores modernos de alta calidad y elevada potencia la tendencia actual tiende a considerar la compresibilidad, incluso a presiones mucho menores, siendo los límites:

$\Delta p_{total} \leq 300$ *mm c.a., ventilador (TMH)*

$\Delta p_{total} > 300$ *mm c.a, turbocompresor (TMT)*

Determinación de la magnitud del error.- La presión total del ventilador se puede considerar como la presión de estancamiento correspondiente a una velocidad ***c*** de forma que:

$$\Delta p_{total} = \rho \frac{c^2}{2\,g}$$

El error relativo es: $\frac{\Delta(\Delta p)}{\Delta p} = (\frac{c}{2\,c_s})^2$, siendo c_s la velocidad del sonido.

Para: c = 50 m/seg el error es aproximadamente el 0,605%

Para: c= 100 m/seg el error es del orden del 2,4% correspondiendo a esta velocidad de estancamiento un incremento de presión total en el ventilador de 650 mm. c.a.

El primer límite convencional se corresponde con una velocidad de 123,2 m/seg siendo el error del 3,6%.

Si el gas es incompresible, el trabajo suministrado por unidad de masa es Δp_{tot}.

Si el gas es compresible, el trabajo suministrado por unidad de masa es el incremento de entalpía en una transformación isentrópica desde la presión inicial a la presión final, igual al trabajo de circulación:

$$di = v\,dp \;;\; i_2 - i_1 = \Delta i = \frac{\gamma}{\gamma - 1} R\,T_1 \{(\frac{p_2}{p_1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_1 v_1 \{(\frac{p_2}{p_1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\}$$

Desarrollando en serie la expresión: $(\frac{p_2}{p_1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (\frac{p_1 + \Delta p}{p_1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$, y como para el aire y gases diatómicos $\gamma = 1{,}4$ se obtiene:

$$\Delta i = \Delta p\, v_1 = 1 - \frac{1}{2{,}8}\frac{\Delta p}{p_1} + \frac{1}{4{,}9}(\frac{\Delta p}{p_1})^2 - \ldots$$

de la que se pueden tomar como significativos los dos primeros términos.

El error que se comete en esta situación, despreciando la compresibilidad para un Δp = 300 mm. c.a. es del orden del 1%; por lo tanto, para calcular el trabajo útil por unidad de volumen de un ventilador se puede adoptar según la exactitud y calidad del diseño, la normativa indicada en la Tabla VI.1.

Trabajo útil por unidad de volumen, (valor exacto): $T_u = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_1\, v_1 \{(\frac{p_2}{p_1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\}$

Trabajo útil por unidad de volumen (valor aproximado), error < 0,5 %, para: $T_u = 2 (p_2 - p_1) \dfrac{p_1}{p_1 + p_2}$

Trabajo útil por unidad de volumen, (valor aproximado), error < 5%, para: $T_u = p_2 - p_1$

Tabla VI.1.- Formulación para ventiladores

Denominación	Formulación
Ecuación de Bernoulli	$p_1 + \rho \frac{c_1^2}{2} - \Delta p_z + \sum \Delta p_r = p_2 + \rho \frac{c_2^2}{2}$
Ecuación de EULER (general)	$\Delta p_{u\infty} = \rho (u_2 c_{2u} - u_1 c_{21})$
Entrada sin circulación	$\Delta p_{u\infty} = \rho u_2 c_{2u}$
Ventilador axial	$\Delta p_{u\infty} = \rho u (c_{2u} - c_{21})$
Grado de reacción ideal	$\sigma = \frac{\Delta p_{est.rod\ \infty}}{\Delta p_{u\infty}}$
Grado de reacción real	$\sigma_{real} = \frac{\Delta p_{est.rod}}{\Delta p_{u\ total}}$
Presión suministrada por el Ventilador	$\Delta p_{total} = p_s - p_e + \rho \frac{c_s^2 - c_e^2}{2}$
Presión estática	$\Delta p_{estática} = p_s - p_e$
Presión dinámica	$\rho \frac{c_s^2 - c_e^2}{2}$
Rendimiento hidráulico	$\eta_h = \frac{\Delta p_{tot}}{\Delta p_u}$ (Δp_u - nº finito ideal de álabes)
Potencia suministrada	$N = Q \Delta p_{total}$
Rendimiento total en condiciones totales	$\eta_{total} = \frac{Q \Delta p_{tot}}{N_{accionamiento}} = \frac{Q \Delta p_{tot}}{N_a}$
Rendimiento total en condiciones estáticas	$\eta_{total} = \frac{Q \Delta p_e}{N_a}$
Coeficiente de presión	$\psi = \frac{\Delta p_{total}}{\rho \frac{u^2}{2}}$

Reducción de la presión y caudal del ventilador a las condiciones normales.- El comportamiento de un ventilador varía mucho con el estado atmosférico, es decir, con la presión y temperatura ambiente, por lo que en los ensayos de los ventiladores las mediciones de presión y caudal vienen referidas a unas condiciones atmosféricas bien determinadas.

En la práctica se puede utilizar:

- *La atmósfera normal p_0 = 760 mm de columna de mercurio y T_0 = 0ºC*
- *La atmósfera standard p_s = 760 mm de columna de mercurio y T_s = 20ºC*
- *La densidad normal del aire es ρ_0 = 1,293 kg/m³*

El gasto másico es: $G = \rho_0 Q$

VI.3.- EL RUIDO

El ruido es el sonido que, por su tono, intensidad o duración, resulta desagradable al oído humano e incluso dañoso a su organismo. Los ventiladores son, con frecuencia, fuente de ruidos que atentan contra

el confort del medio ambiente, por lo que su comportamiento acústico constituye muchas veces un factor decisivo en la selección del mismo.

Relación entre la velocidad del sonido, longitud de onda y frecuencia.- Las ondas longitudinales de presión que constituyen el sonido son sólo perceptibles por el oído humano si su frecuencia está comprendida entre 30÷10.000 Hz.

La velocidad de propagación del sonido es la misma para todas las frecuencias y depende de la temperatura. En el aire, en condiciones normales, es aproximadamente de 340 m/seg.

La longitud de onda depende de la frecuencia según la relación:

Longitud de onda λ = velocidad del sonido c_s x frecuencia ν

Así para el umbral inferior de frecuencia de 30 Hz la longitud de onda en el aire es de 11,3 m y para el umbral superior de 10.000 Hz la longitud de onda es de 33,9 mm.

INTENSIDAD DEL SONIDO.- La intensidad de un sonido depende de la amplitud de la onda acústica y se mide por la cantidad de energía transmitida.

La energía irradiada por una fuente sonora se mide en ergios (gr. cm^2/seg^2 y la potencia irradiada en (gr. cm^2/seg^3.

La intensidad I del sonido es el flujo de energía por segundo (potencia) a través de la unidad de superficie normal a la dirección de la propagación de la onda sonora; se mide en (W/cm^2).

En la práctica la unidad que se emplea para la medición de la intensidad del sonido es el ***decibel*** que es una unidad adimensional logarítmica. El 0 en la escala de decibeles corresponde al umbral de la audición que se fija en una presión acústica de 0,0002 dinas/cm^2.

Relacionando ahora cualquier intensidad de sonido I con la intensidad base I_0, el número de decibeles conque se mide la intensidad I se define en la forma:

D = Nº de decibeles del sonido de intensidad $I = 10 \log \frac{I}{I_0} = 20 \log \frac{p}{p_0}$

La escala logarítmica de intensidades es muy conveniente, porque entre los umbrales mínimo y máximo de la audición, la intensidad aumenta de 1 a 10^{12}; cada decibel representa un aumento de intensidad del 26%, que es aproximadamente la variación mínima de la intensidad que el oído puede detectar; de ahí su empleo universal en la técnica acústica.

La Tabla VI.2 indica el valor en decibeles de la intensidad global de dos sonidos, de los que uno puede ser el ruido de fondo existente y otro el del ventilador que se quiere instalar; de esta tabla se desprende lo siguiente:

Tabla VI.2.- Intensidad global en decibeles de dos ruidos superpuestos, ruido de fondo y ruido del ventilador

Ruido de fondo	Ruido del ventilador (Db)									
Db	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95
50	53,01	56,19	60,41	65,13	70,04	75	80	85	90	95
55	56,19	58,01	61,19	65,41	70,13	75,04	80	85	90	95
60	60,41	61,19	63,01	66,19	70,41	75,13	80,04	85	90	95
65	65,13	65,41	66,19	68,01	71,19	75,41	80,13	85,04	90	95
70	70,04	70,13	70,41	71,19	73,01	76,19	80,41	85,13	90,04	95
75	75	75,04	75,13	75,41	76,19	78,01	81,19	85,41	90,13	95,04
80	80	80	80,04	80,13	80,41	81,19	83,01	86,19	90,41	95,13
85	85	85	85	85,04	85,13	85,41	86,19	88,01	91,19	95,41
90	90	90	90	90	90,04	90,13	90,41	91,19	93,01	96,19
95	95	95	95	95	95	95,04	95,13	95,41	96,19	98,01

a) El ruido de un ventilador no se percibe en absoluto cuando su nivel de sonido está 25 o más decibeles por debajo del ruido de fondo; en el caso en que su nivel de sonido sea igual que el ruido de fondo, sólo llega a destacar sobre este último un aumento de sólo 3,01 decibeles.

b) Si el ruido del ventilador excede por lo menos en 15 decibeles al de la habitación, el ensayo del ventilador en dicha habitación es prácticamente el mismo que se obtendría en un cuarto aislado acústicamente.

CAUSAS DEL RUIDO EN VENTILADORES.- Los álabes de un ventilador crean a su alrededor un campo de presión que varía de un punto a otro del espacio, originándose unas ondas acústicas que interaccionan entre sí, propagándose por el aire, las paredes, el suelo, y en general por la estructura del edificio. Las causas son:

- La *frecuencia fundamental* del sonido del ventilador es igual al producto de su velocidad de rotación por el nº de álabes del rodete

- La *intensidad del sonido* producido directamente por los álabes es aproximadamente proporcional a la velocidad periférica de la punta de los álabes y a la quinta potencia del nº de revoluciones

- Las *intensidades de sonido de dos ventiladores geométricamente semejantes son directamente proporcionales a la séptima potencia de la relación de semejanza*

- La *distancia* excesivamente pequeña entre el borde de salida de los álabes del rodete y la lengua de la caja espiral es causa de ruido.

- El *número de los álabes directrices fijos* no debe ser igual ni múltiplo del de los álabes móviles

- La *corona difusora sin álabes* produce menos ruido que la corona de álabes directrices

- Las *vibraciones forzadas de la carcasa y de los conductos de admisión y escape* pueden ser origen de ruidos de gran intensidad, sobre todo en condiciones de resonancia

- *El desequilibrio estático y dinámico del motor*, y la mala alineación de los cojinetes

- *El motor de accionamiento y los cojinetes de bolas, a bajo nº de revoluciones*, son causa de ruido, por lo que utilizando cojinetes deslizantes se puede eliminar la causa

- *Al disminuir el rendimiento del ventilador* para un mismo nº de rpm aumenta la intensidad del ruido.

VI.4.- CARACTERISTICAS

Los ventiladores se clasifican, según la dirección del flujo en el rodete, en centrífugos, diagonales o semiaxiales y axiales. Dentro de cada grupo, el tipo de ventilador queda definido por el número especifico de revoluciones n_q de la forma:

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Algunos de los puntos de vista más importantes a tener en cuenta en la elección de un ventilador son los siguientes:

Rendimiento óptimo.- Para ello se debe escoger el ventilador según el número específico de revoluciones requerido.

Mínimo nivel de ruido.- Para ello se debe escoger el ventilador con un coeficiente de presión ψ elevado y número de revoluciones bajo.

Gran caudal.- Para ello se debe escoger un ventilador con coeficiente de caudal Φ elevado.

Gran potencia específica (volumen y masa de máquina reducidos para la potencia deseada).

Forma y dimensiones determinadas en la admisión y salida.

Curvas características planas en todo el campo de trabajo del ventilador a fin de que el rendimiento se mantenga elevado.

Potencia mínima absorbida a caudal nulo.

Exigencias diversas en cuanto a la regulación.

VENTILADORES CENTRÍFUGOS.- En estos ventiladores ***el coeficiente de presión teórico*** ψ es:

$$\Psi = \frac{2\,\Delta p_u}{\rho\, u_2^2}$$

en la que Δp_u es el incremento de presión total teórico con un número finito de álabes, cuyo valor puede oscilar entre $0{,}8 \div 3$.

Con los valores más bajos de Δp_u entre $0{,}8 \div 1$, se pueden conseguir rendimientos del orden del 90%, pero las velocidades de rotación son relativamente elevadas; además, como las dimensiones del ventilador a igualdad de potencia son proporcionales a $\frac{1}{\Phi\,\Psi}$ los ventiladores en este intervalo son apropiados para grandes instalaciones, en donde el volumen de la instalación y el ruido son menos importantes que el rendimiento.

Con los diseños de $(\psi > 2)$ se consigue disminuir el ruido, pero a costa de la disminución del rendimiento (ventilador para instalaciones de ventilación y aire acondicionado).

El coeficiente de caudal $\Phi = \frac{c_{2m}}{u_2}$ oscila entre $(0{,}1 \div 0{,}4)$ pudiendo llegar hasta 0,8 como máximo.

Para obtener un buen rendimiento conviene procurar que $\frac{\Psi}{\Phi^2} \geq 10$

VENTILADOR SIROCO O DE TAMBOR.- A la clase de ventiladores centrífugos pertenece un tipo especial muy corriente, el ventilador Siroco o de tambor.

La caja espiral, fabricada de chapa de acero soldada o remachada, rodea al rodete y conduce el aire que sale del mismo a través de un difusor hasta la salida, que puede ser rectangular o circular.

La entrada en el ventilador es de ordinario de forma abocinada. El aire entra en el ventilador en dirección axial y girando aproximadamente 90º entra en el rodete.

Su desarrollo inicial data de comienzos de siglo, pero hoy en día se sigue construyendo a causa de su volumen reducido y sobre todo de su nivel de ruido muy bajo, a pesar de que su rendimiento es bajo, del orden del 50%. No hay ningún otro ventilador que para la misma presión tenga un nivel de ruido tan bajo. Esta última exigencia es en la actualidad, para muchas aplicaciones, mucho más apremiante que la de un óptimo rendimiento. Los primitivos ventiladores Siroco tenían las siguientes dimensiones:

$$\frac{d_1}{d_2} = 0{,}875 \;\; ; \;\; b = \frac{3\,d_2}{5} \;\; ; \;\; \beta_1 = 64^\circ \;\; ; \;\; \beta_2 = 22^\circ \;\; ; \;\; z = 54 \text{ álabes}$$

VI.5.- CURVAS CARACTERISTICAS DE LOS VENTILADORES

Si consideramos el ventilador como una bomba rotodinámica de gas, el trazado de sus curvas características se puede hacer de la misma forma que el de las bombas centrífugas.

Sin embargo, habrá que tener en cuenta las siguientes observaciones,

- Las curvas (H_{man}, Q) se sustituyen por las curvas $(\Delta p_{tot}, Q)$ siendo Δp_{tot} la presión total suminis-

trada por el ventilador. Entre las variables H_{man} y Δp_{tot} existe la relación:

$$\Delta p_{total} = \rho\, g\, H_{man}$$

- Los valores medidos de Q y de Δp_{tot} se suelen reducir a condiciones normales o a las standard. En un ensayo bien hecho siempre hay que especificar a qué condiciones normales se refiere el ensayo, o al menos a qué presión barométrica y a qué temperatura ambiente se ha realizado.

- En un gran número de aplicaciones interesa más la presión estática del ventilador que la presión total; en un ventilador con un sistema difusor eficiente la presión dinámica es muy pequeña y la Δp_{est} se acerca mucho a la Δp_{tot}.

En la Fig VI.8 se han trazado las curvas características de cuatro tipos distintos de ventiladores, expresando todas las variables en % del valor nominal o de diseño, a fin de poder comparar más fácilmente los distintos tipos, observándose que,

a) La potencia de accionamiento N_a en los ventiladores de álabes curvados hacia adelante, Fig VI.8a, aumenta constantemente con el caudal (característica de potencia con sobrecarga); mientras que en los ventiladores con álabes curvados hacia atrás y en los ventiladores axiales la potencia no supera, Fig VI.8.d, o solo ligeramente (en un 10% aproximadamente en la Fig VI.8c, el valor en el punto nominal o de diseño. La sobrecarga se refiere al motor de accionamiento que en la Fig VI.8a deberá tener una reserva de potencia, incluso hasta el 100% de la potencia de accionamiento, si se prevé que la resistencia de la red en algún caso pudiera disminuir excesivamente.

La curva característica de potencia de los ventiladores de salida radial Fig VI.8b, presenta características intermedias entre las de los ventiladores con álabes curvados hacia adelante y hacia atrás, como era de esperar. La potencia absorbida en el arranque es mínima en los ventiladores centrífugos Fig VI.8a.b.c y máxima o casi máxima en los ventiladores axiales Fig VI.8d.

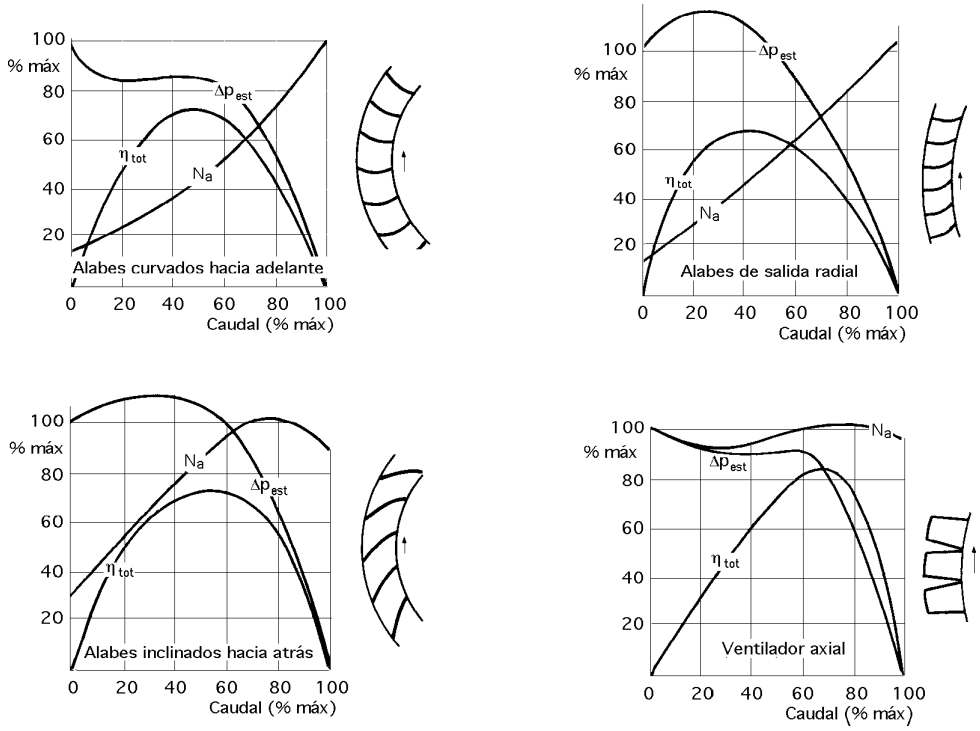


Fig VI.8.- Curvas características típicas de ventilador, a) Con álabes curvados hacia adelante; b) Con álabes de salida radial; c) Con álabes curvados hacia atrás; d) Con álabes axiales.

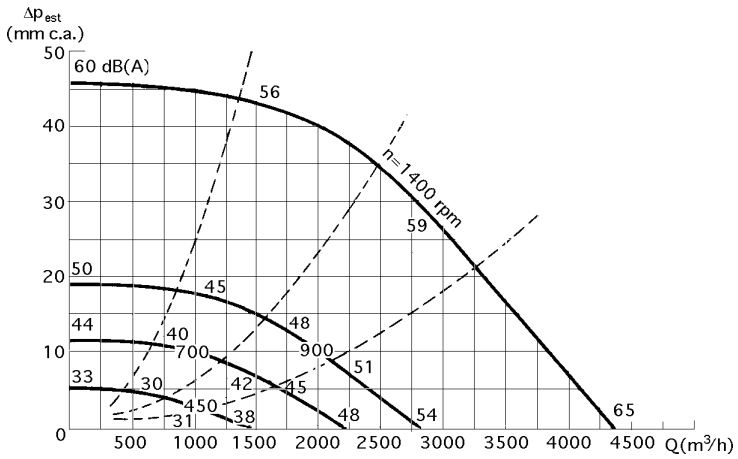


Fig VI.9.- Curvas características de un ventilador

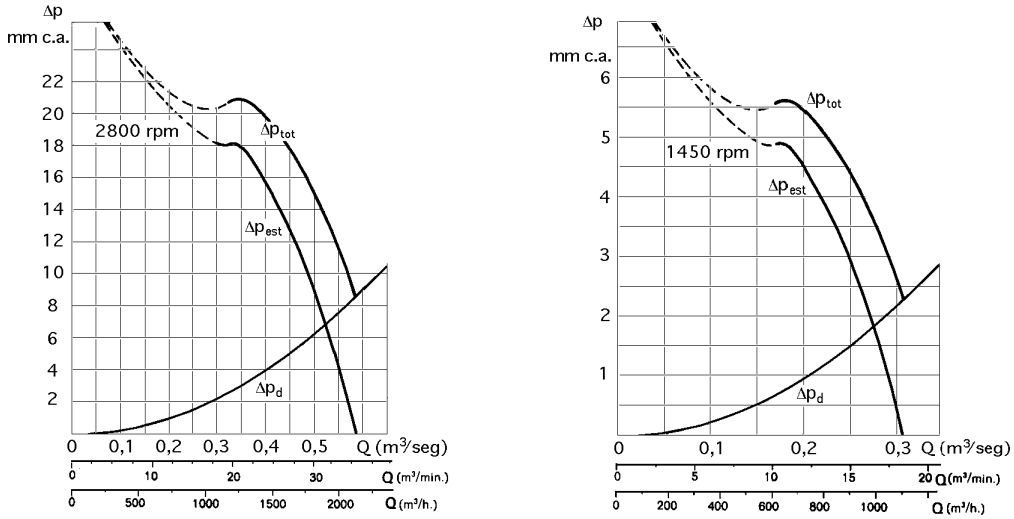


Fig VI.10.- Curvas características de un ventilador axial, a) a 2800 rpm; b) a 1450 rpm

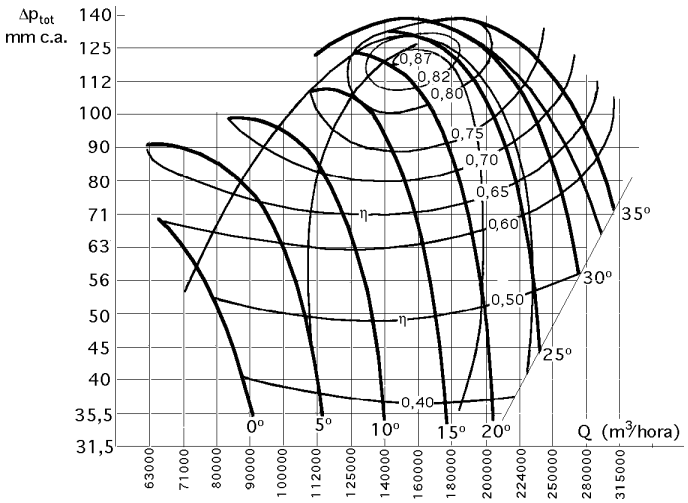


Fig VI.11.- Curvas características de un ventilador axial con álabes del rodete orientables

Las curvas de la Fig VI.9 para un número de revoluciones ***n*** variable corresponden a un pequeño ventilador, para instalación en el techo, de potencia inferior a 1 kW. Los números sobre las curvas indican los valores en Db del ruido del ventilador cuando funciona en dicho punto.

Las curvas de la Fig VI.10a son curvas de Δp_{est}, Δp_{tot} y Δp_d, en función del caudal para un nº de revoluciones constante (2800 rpm) de un pequeño ventilador axial.

La intensidad del ruido tiene un valor medio de 58 Db. En la Fig VI.10b se presentan las características del mismo ventilador a 1450 rpm con una intensidad media de ruido de 42 Db. En la Fig VI.11 se pueden ver las curvas de un ventilador axial para diferentes valores del ángulo de ataque del rodete.

Los ventiladores axiales se pueden construir:

- *Con álabes del rodete fijos y álabes directrices orientables*
- *Con álabes del rodete fijos sin álabes directrices orientables*
- *Con álabes del rodete orientables y álabes directrices orientables*
- *Con álabes del rodete orientables sin álabes directrices orientables*

Los álabes se pueden orientar en marcha o estando el ventilador parado. Lo primero es más ventajoso y mucho más costoso. Las curvas de la Fig VI.11 pertenecen a un ventilador de este último tipo.

VI.6.- PRESION ESTÁTICA, DINAMICA Y TOTAL DE UN VENTILADOR

Un ventilador puede trabajar de tres formas distintas:

a) Como ***soplante***, aspirando gas a la presión atmosférica y comprimiéndolo a mayor presión

b) Como ***exhaustor***, aspirando gas a una presión inferior a la atmosférica y comprimiéndole hasta la presión atmosférica

c) Como soplante y como exhaustor al mismo tiempo

En los tres casos la altura efectiva H, así como la altura dinámica y estática y el caudal Q desarrollado por el ventilador en condiciones de rendimiento óptimo son idénticos; pero al variar la densidad en cada caso, las presiones estáticas, dinámicas y totales son distintas.

Esto se ha de tener presente en el trazado de las curvas características, ya que, como hemos dicho, en los ventiladores no se suelen utilizar como variables las alturas, sino las presiones.

Conocido un punto cualquiera de la característica del ventilador trabajando, por ejemplo, como soplante, es fácil hallar el punto correspondiente de la misma trabajando como exhaustor.

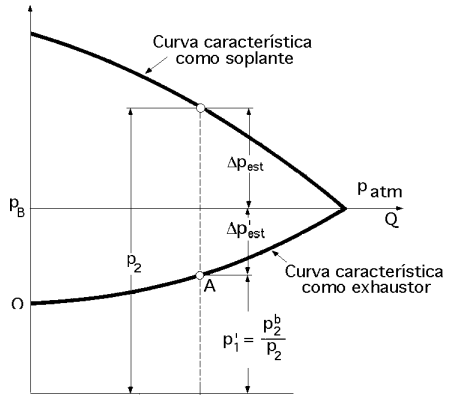


Fig VI.12. Características de un mismo ventilador funcionando como soplante y como exhaustor

A partir de la altura de presión estática H_{est} se tiene:

$$H_{est} = \frac{\Delta p_{est}}{\rho\, g} = \frac{\Delta p^{*}_{est}}{\rho^{*} g} \quad ; \quad \frac{p_2 - p_{atm}}{\rho\, g}\Big\rangle_{soplante} = \frac{p_{atm} - p^{*}_1}{\rho^{*} g}\Big\rangle_{exhaustor} \quad ; \quad \frac{p_2 - p_{atm}}{p_{atm} - p^{*}_1} = \frac{\rho}{\rho^{*}}$$

en la que los valores sin asterisco indican soplante y con asterisco (*) exhaustor, siendo ρ y ρ^{*} los valores medios de las densidades en cada caso.

Si se considera que la compresión es aproximadamente isoterma, sustituyendo la ecuación de los gases perfectos se tiene:

$$\frac{p_{atm}}{\rho} = R\,T = \frac{p^{*}_1}{\rho^{*}} \Rightarrow \frac{p_{atm}}{p^{*}_1} = \frac{\rho}{\rho^{*}} \quad ; \quad \frac{p_2 - p_{atm}}{p_{atm}} = \frac{p_{atm} - p^{*}_1}{p^{*}_1} \Rightarrow \frac{p_2}{p_{atm}} = \frac{p_{atm}}{p^{*}_1} \quad ; \quad p^{*}_1 = \frac{p^2_{atm}}{p_2}$$

fórmula que permite obtener el punto de funcionamiento óptimo, punto A en la Fig VI.12, o también pa-

sar fácilmente de una curva característica a otra.

Así por ejemplo, si un ventilador funcionando como soplante aspira a la presión atmosférica, p_{atm} = 10.000 mm c.a, un caudal de 3 m³/seg creando una presión estática Δp_{est} = 400 mm c.a., el valor de Δp^*_{est} es:

$$p_2 = 10000 + 400 = 10400 \text{ mm.c.a} \quad ; \quad p_1^* = \frac{10000^2}{10400} = 9615 \text{ mm.c.a}$$

$$\Delta p^*_{est} = p_{atm} - p_1^* = 10000 - 9615 = 385 \text{ mm.c.a.}$$

VI.7.- FUNCIONAMIENTO

Funcionamiento de dos o más ventiladores en paralelo.- En la Fig VI.13 se estudia el comportamiento de dos ventiladores en paralelo. Para ello, además de la curva de presión estática en función del caudal para un sólo ventilador, y de la misma curva para el funcionamiento simultáneo de 2 ventiladores iguales, se ha superpuesto la característica de la red, y se ha trazado también la curva, $p_a = f(Q)$, de un ventilador. Funcionando los dos ventiladores a la vez, el punto de funcionamiento es el A. Cada ventilador funciona en el punto E de su característica absorbiendo una potencia determinada.

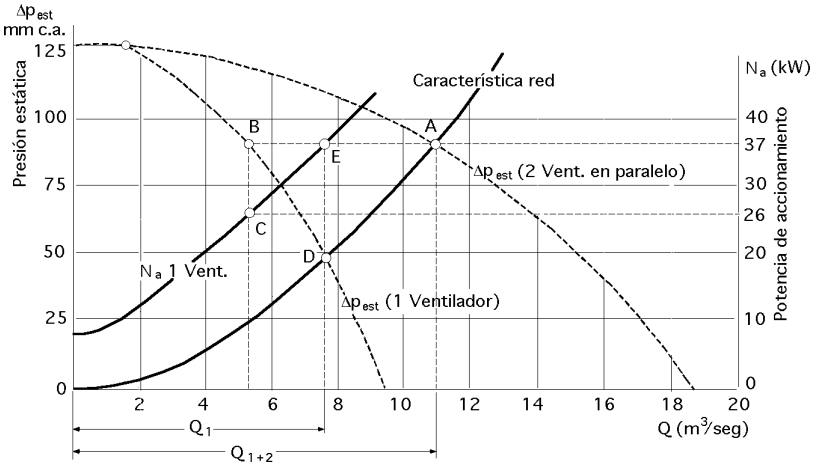


Fig VI.13.- Funcionamiento de dos ventiladores en paralelo

En el funcionamiento en paralelo se debe tener en cuenta lo siguiente,

- Si se necesita menos caudal desconectando un ventilador y funcionando con el otro sólo, el caudal es el correspondiente al punto D, absorbiendo una potencia mayor, punto E. De esta manera la instalación funciona con flexibilidad, durante un tiempo con un ventilador hasta un caudal igual al 70% del $Q_{máx}$, y en otros momentos con dos ventiladores.

Para ello, sin embargo, se ha de prever un motor de más potencia, ya que un ventilador sólo funcionará en el punto E y $p_E > p_C$

- Al conectar el segundo ventilador a la red, el caudal obtenido es siempre menor que el doble del proporcionado por un solo ventilador, de forma que:

$$Q_{(1+2)} < 2\,Q_1 \quad ; \quad \sum Q_i < x\,Q_1$$

La explicación de este hecho radica en la curvatura de la característica de la red; cuanto mayor sea la pendiente de esta curva, es decir, cuanto mayores sean las pérdidas en la red, tanto menor será el incremento de caudal obtenido con dos o más ventiladores con respecto al caudal de uno solo.

Dos ventiladores distintos en paralelo.- Sea (1) la característica de un ventilador Fig VI.14 y (2) la del otro. La característica (1+ 2) de los ventiladores distintos trabajando en paralelo comienza en este caso en el punto en que la curva (2) corta a la isobara correspondiente a la presión que da el ventilador (1) para Q = 0.

En estas circunstancias el trabajo en paralelo con la red R' es imposible; mientras que sí es posible con la red R". En ciertos casos, con el funcionamiento en paralelo se puede originar el fenómeno de bombeo, según el tipo de característica de los ventiladores.

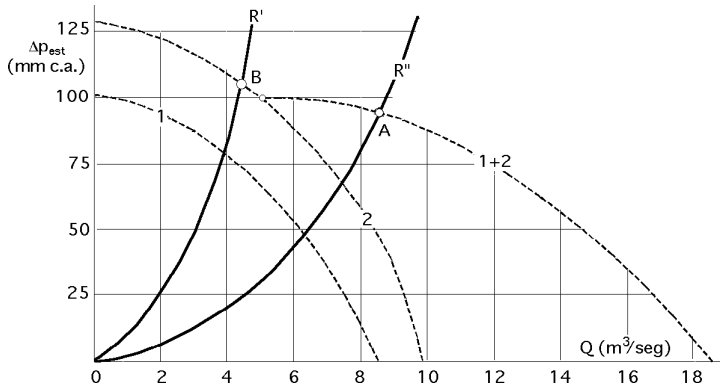


Fig VI.14.-Funcionamiento en paralelo de dos ventiladores de características distintas.

Si las máquinas conectadas en paralelo son distintas, el rendimiento del grupo con conexión en paralelo $\eta_{total\ paralelo}$ se obtiene para cada valor del caudal total ΣQ_i en la forma:

$$\eta_{total\ paralelo} = \frac{\sum Q_i\ \eta_{total}}{\sum Q_i}$$

De todo lo dicho se deduce que para el trabajo en paralelo se deben escoger ventiladores, cuyas alturas nominales sean aproximadamente iguales (aunque los caudales nominales y los diámetros de las tuberías de admisión e impulsión sean muy diversos.

VI.8.- REGULACION Y CONTROL DEL GASTO

La ***regulación de caudal*** se puede efectuar de las siguientes maneras,

*- Regulación de caudal por **variación de la característica de la red a n= Cte** estrangulando la válvula de impulsión*

*- Regulación de caudal por **variación de la característica del ventilador**, variando el nº de rpm,*

a) Por orientación de una corona directriz a la entrada

b) Por orientación de los álabes móviles

c) Por estrangulamiento con válvula de by-pass

*- Regulación de caudal por **variación simultánea de las características de la red y del ventilador**, variando escalonadamente la velocidad y el estrangulamiento*

- Regulación a, n = Cte, estrangulando la válvula de impulsión.- Los ventiladores centrífugos tienen la característica $p_a = f(Q)$ de pendiente positiva $\frac{dp_a}{dQ} > 0$ y así la potencia de accionamiento disminuye al disminuir el caudal lo cual es favorable.

En los ventiladores axiales, sin embargo, muchas veces la curva $p_a = f(Q)$ tiene pendiente negativa,

$\frac{dp_a}{dQ} < 0$ y la regulación por estrangulamiento resulta muy desfavorable.

La influencia del tipo de rodete en la economía de este procedimiento de regulación que estamos estudiando se hace patente en la Fig VI.15, que muestra las curvas (Δp, Q) y (p_a, Q) de cuatro tipos de ventiladores con álabes, I curvados hacia adelante; II de salida radial; III curvados hacia atrás y IV radiales. Estas curvas están trazadas en % del caudal de η_{tot} que en este caso no es el máximo. Al disminuir el caudal en un 50% la potencia de accionamiento N_a disminuye sólo un 8% en el rodete III; mientras que en los 3 restantes se reduce al 20% de la potencia nominal. Al aumentar el caudal el aumento es menor en los ventiladores II, III y IV que en el I.

Como la regulación por estrangulamiento se emplea generalmente para reducir el caudal, se deduce de la Fig VI.15 que los ventiladores con álabes curvados hacia atrás no se prestan a este tipo de regulación.

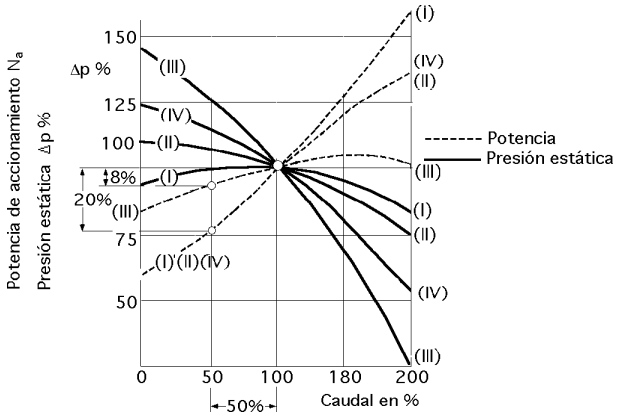


Fig VI.15.- Características de ventiladores (valores expresados en % de los valores nominales), I) álabes inclinados hacia adelante; II) álabes de salida radial; III) álabes inclinados hacia atrás; IV) álabes radiales.

En la regulación por estrangulamiento hay una doble pérdida, en el ventilador y en la válvula. En general las pérdidas inherentes a este tipo de regulación son tanto mayores cuanto más intensa es la regulación, (cuanto más disminuye el gasto). Los grupos en los que el ventilador se acciona mediante un motor eléctrico de inducción de corriente alterna son muy frecuentes, sobre todo en potencias pequeñas; si no permiten variación de la velocidad, se prestan mucho al tipo de regulación estudiado.

Los ***métodos de control*** son los siguientes:

Compuertas de descarga.- Se usan en los ventiladores que funcionan a velocidad constante. Se pueden maniobrar manual o automáticamente y son de diversos diseños. Las modificaciones que dan un control más exacto, incluyen el uso de placas-tope entre las aletas de la compuerta y la articulación eslabonada, haciendo que las aletas contiguas giren en direcciones opuestas. Las compuertas son de bajo coste inicial, pero menos económicas por lo que atañe al costo de la fuerza motriz del ventilador, ya que desperdician la presión estática desarrollada por el mismo.

Compuertas de aspas radiales a la entrada.- Estas compuertas consisten en un número de aletas colocadas alrededor de la entrada del ventilador, unidas por una articulación eslabonada que las hace operar simultáneamente. Son causa de que el aire gire en el mismo sentido de rotación que el rotor. El volumen de aire trasvasado y la presión estática desarrollada dependen de la magnitud del giro impartido a la corriente de aire entrante, y se puede controlar manual o automáticamente. Son de costo inicial moderado, ahorran potencia motriz al no desperdiciar presión estática y son tan sencillas de operar y de mantener como las compuertas ordinarias.

Motores de velocidad variable.- El método más eficiente de control para regular la velocidad del ventilador, y mantenerlo en el punto de funcionamiento requerido cuando varíe el volumen, consiste en disponer acoplamientos hidráulicos y magnéticos de velocidad variable que proporcionan un control ininterrumpido del rango operativo del ventilador. Con estos sistemas de accionamiento, en los ventiladores se pueden utilizar compuertas auxiliares o compuertas de aspas radiales a la entrada, para cuando se requiera un control de amplio alcance.

Motores de corriente alterna de velocidad múltiple y motores de anillos rozantes.- Requieren compuertas de

aspas radiales a la entrada, para la regulación de puntos intermedios.

Arranque inicial.- Cuando el ventilador está listo para operar, se debe arrancar, si es posible, con carga ligera. Las compuertas de descarga o las aletas variables de entrada deben estar parcialmente abiertas, lo que reduce la fuerza motriz requerida.

Los ventiladores de flujo axial nunca deben estar con las compuertas cerradas, pues pueden requerir tanta o mayor fuerza motriz que en condiciones normales.

Al principio, la fuerza motriz se aplica solamente el tiempo suficiente para comprobar que el rotor gira en la dirección adecuada. Después se deja que el ventilador vaya alcanzado su velocidad operativa.

El ventilador se debe parar inmediatamente si se produce un ruido o una vibración extraños, y se debe encontrar la causa para corregir la anomalía.

Durante este periodo preliminar hay que vigilar el sobrecalentamiento de las chumaceras o de la transmisión.

Una pequeña vibración es propia del ventilador y no debe causar ninguna preocupación. La vibración permisible se puede percibir con exactitud.

Los rotores de ventilador se equilibran estática y dinamicamente por el fabricante y, si no se dañan, no requieren posterior equilibrado.

Antes de sospechar un desequilibrado del rotor, éste se debe observar y examinar para ver que no se haya depositado en él ninguna suciedad de materias extrañas.

Algunas veces todo lo que se necesita es la limpieza concienzuda del rotor.

La frecuencia de las inspecciones depende del grado de severidad de la operación y de la localización de la unidad.

Los ventiladores que funcionan en ambientes polvorientos, o a la intemperie, o en atmósferas corrosivas, deben ser objeto de una mayor atención que los ventiladores que manejan aire limpio en sitios secos; una inspección demasiado frecuente pudiera ser antieconómica.

La combinación de la experiencia y del análisis de los correspondientes costos implicados, determinan el programa a seguir.

VI.9.- DESARROLLO

La industria de los ventiladores, un tanto postergada años atrás, despierta en la actualidad gran interés por el creciente uso de estas máquinas en la ventilación de locales de trabajo y de recreo, minas, fábricas, túneles, barcos, etc..., así como en las múltiples aplicaciones de secado, refrigeración y acondicionamiento de aire. La construcción de los ventiladores se perfecciona cada vez más, así como las pruebas y ensayos para un mejor funcionamiento.

Un método para investigar la corriente y el ruido en los ventiladores consiste en instalar imanes diminutos, que se instalan en álabes diametralmente opuestos y un transductor (fotocélula) cuyos impulsos se envían a un contador eléctrico.

Corrosión y abrasión.- La corrosión que proviene solamente de la humedad, se puede controlar con pintura de buena pasta de asfalto u otra clase de pintura resistente a la corrosión. La corrosión que proviene de otros elementos, se debe tratar en cada caso particular.

En la actualidad existen ventiladores de construcción total de ***plástico,*** generalmente poliestireno o cloruro de polivinilo rígido. La construcción de ventiladores de materiales plásticos data ya de muy antiguo; en la industria química su empleo es hoy muy frecuente, para evitar la corrosión que fácilmente se produce en los ventiladores metálicos. Otras ventajas de los ventiladores de plástico son, marcha tranquila y reducción del peso hasta alcanzar sólo el 10% del peso de un ventilador de chapa; la superficie in-

terior del ventilador de plástico es muy poco rugosa, y por tanto desde el punto de vista hidrodinámico muy favorable, por lo que es posible encontrar un ventilador que sea más o menos resistente a las sustancias químicas más comunes.

Por lo general, los fabricantes no pueden garantizar la vida de un ventilador que maneje vapores corrosivos, puesto que el grado de corrosión depende de muchos factores, tales como, *la temperatura, la concentracióny la presencia de otras sustancias que provoquen la acción del elemento corrosivo.*

La fabricación de álabes de ventilador axiales de duroplástico exige una fuerte inversión en la fabricación de las matrices para las prensas, lo cual sólo se justifica en los ventiladores pequeños por el número de piezas en serie que se fabrican.

En la construcción de ventiladores se emplea un gran número de materiales termoplásticos, entre ellos el polietileno, muy utilizado en construcción soldada.

Se han desarrollado procesos de fabricación especiales, en los que las carcasas se conforman de placas de material plástico en dos mitades, que se unen entre sí con pernos también de plástico; el cubo y los álabes conforman una sola pieza; la llanta fabricada de la misma manera se suelda a los álabes.

La abrasión rara vez constituye un problema serio en la ventilación. Existen diseños especiales de ventiladores, así como materiales disponibles, que proporcionan la mayoría de los fabricantes, para cuando la abrasión llegue a ser un factor importante.

VI.10.- NORMAS DE MANTENIMIENTO

DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD.- Un ventilador nunca debe operar a una velocidad más alta que aquella para la cual su fabricante lo diseñó. El rotor puede estar operando a su máxima velocidad de seguridad y puede fallar por los mayores esfuerzos que resultan de una velocidad más alta que puede estar cerca de la velocidad crítica de la flecha y causar una vibración excesiva; la fuerza motriz indicada para el ventilador puede aumentar lo suficiente como par sobrecargar y quemar la fuente motriz. El ventilador sigue unas leyes según las cuales el volumen de fluido desplazado es directamente proporcional al nº ***n*** de rpm, la presión desarrollada lo es al cuadrado de ***n*** y la potencia requerida al cubo de ***n***.

Los dispositivos de seguridad deben proteger al personal del contacto con elementos rotatorios y, al mismo tiempo, interferir al mínimo en el funcionamiento normal del equipo; asimismo, deben proteger el equipo contra daños accidentales.

a) Protecciones metálicas

Las protecciones metálicas se utilizan para cubrir la entrada o salida del ventilador centrífugo o axial, o para rodear completamente al ventilador, al motor y a la transmisión del ventilador de hélice. Estas protecciones metálicas (rejillas de malla o entrecalado fino), obstruyen la corriente de aire y reducen la capacidad del ventilador de manera considerable; si es posible, no se debe usar una malla plana de menos de 25 mm^2; si se tiene que usar una malla fina, la protección metálica debe ser lo suficientemente grande como para que su área libre sea, por lo menos, igual al área de entrada o de salida, según el caso.

b) Guardabandas. La transmisión por bandas en V es de fricción y, como tal, genera calor. El aire debe circular libremente por todas las partes de la transmisión, colaborando en la disipación de este calor, no siendo buena práctica el envolver completamente las transmisiones por bandas en V; si es posible conviene utilizar guardabandas de malla abierta.

Los problemas más comunes de los ventiladores y sus posibles causas son:

a) Capacidades y presión abajo de las nominales

1.- La resistencia total del sistema es más alta que la calculada.

2.- La velocidad es demasiado baja.

3.- Las compuertas y aspas radiales de entrada no ajustan adecuadamente.

4.- Condiciones insuficientes de entrada o salida.

5.- Filtraciones de aire en el sistema.

6.- Rotor dañado.

7.- Sentido incorrecto de rotación.

8.- Rotor montado al revés en la flecha.

b) Vibraciones y ruido

1.- Mal alineamiento del rotor o transmisión por bandas en V.

2.- Base de cimentación inestable.

3.- Materiales extraños sobre el rotor que causan desequilibrio.

4.- Rotor o motor dañados.

5.- Pernos o tornillos fijos, rotos o sueltos.

6.- Flecha vencida.

7.- Rotor o motor desequilibrados.

8.- Zumbido magnético de 120 ciclos debido a la entrada de energía eléctrica

9.- El ventilador entrega más de la capacidad nominal.

10.- Compuertas o aletas radiales de entrada flojas.

11.- Velocidad demasiado alta o el ventilador gira en dirección errónea.

12.- Vibración transmitida al ventilador desde otro punto o fuente.

c) Sobrecarga de la fuente motriz

1.- Velocidad demasiada alta.

2.- Descarga que sobrepasa la capacidad, debido a que la resistencia existente del sistema es más baja que la original nominal.

3.- Densidad del gas por encima del valor de diseño.

4.- Empaque demasiado apretado o defectuoso.

5.- Sentido de rotación erróneo.

6.- Flecha vencida.

7.- Mal alineamiento.

8.- El rotor pega o roza contra la envolvente.

9.- Bobinado del motor defectuoso.

SISTEMAS DE VENTILACIÓN POR EXTRACCIÓN.- Un equipo de ventilación por extracción puede estar constituido con:

a) Ventiladores de hélice

b) Ventiladores axiales de tubo

c) Ventiladores axiales de álabes-guía

d) Ventiladores centrífugos

incluyendo el equipo auxiliar serpentines para enfriamiento y calentamiento, compuertas, lumbreras, etc.

La ***ventilación específica*** consiste en la captación de vapores, calor o polvos en su punto de origen.

La ***ventilación general*** consiste en reemplazar el aire viciado de toda una planta por aire limpio y nuevo, a intervalos fijos.

Ambos sistemas tienen aplicaciones que con frecuencia se realizan en la misma planta y al mismo tiempo.

INSTALACIÓN DE LOS SISTEMAS DE EXTRACCIÓN.- El método más sencillo para extraer los vapores y el calor de un recinto es montar un *ventilador-extractor* en una ventana o en un muro; estos ventiladores están dotados de accesorios que les permiten cumplir con los códigos de seguridad necesarios por la planta y para dar cumplimiento a las disposiciones oficiales. Considerando el volumen de aire que se puede remover con ventiladores-extractores de este tipo, este método es el menos costoso y tiene el más bajo costo de mantenimiento, a la vez que es muy efectivo.

Una extensión del sistema descrito es la instalación de ventiladores-extractores en lumbreras instaladas en el techo, por encima de la planta, siendo su tamaño y localización función del calor y de las condiciones de operación fabriles determinantes. La ***ventilación específica*** para la eliminación de vapores, polvos, etc, se efectúa mediante sistemas de conductos de evacuación de varios tipos, dependiendo de las circunstancias propias de cada caso en particular. Los sistemas específicos de extracción varían desde unidades de un solo ventilador y de una sola campana, hasta sistemas de conductos muy complejos.

Ejemplos de extractores de una campana son, las casetas rociadoras, las casetas para la extracción de vapores y calores resultantes de las operaciones de soldar, las campanas de figones y las campanas de extracción en la soldadura de plomo o estaño. La presión estática exigida en conductos sencillos de extracción oscila entre 6 mm y 20 mm de columna de agua, aproximadamente.

En sistemas complejos, donde hay muchas campanas y tanques interconectados y particularmente en sistemas de conductos donde se usan campanas de ranura, placas desviadoras, eliminadores de agua, etc, la presión estática llega hasta 100 mm de columna de agua; un ejemplo sería la conexión de 10 ó 12 tanques de electrólisis y tanques limpiadores a un único sistema de conductos asistido por un ventilador axial de álabes-guía; el cálculo de la caída de presión en sistemas complicados puede ser muy laborioso.

La extracción de vapores por medio de un ventilador axial de álabes-guía, en un sistema de campana de ranura colocada encima de un tanque limpiador, es un método satisfactorio para tanques de 2 a 2,5 metros de ancho. A los que miden más de 2,5 metros de ancho se les coloca campana de ranura por ambos lados. Los conductos pueden ir montados en lo alto, aunque a veces, para ganar espacio de trabajo, en algunas plantas se colocan en el piso o debajo de él.

En plantas más grandes, los requisitos del sistema, las especificaciones de los materiales y la selección del equipo ventilador, dependen de las presiones estáticas implicadas.

VENTILADORES DE TECHO.- Los ventiladores de techo, en la ventilación general de una planta, son de dos tipos: a) Ventiladores motorizados y b) Ventiladores que funcionan por gravedad.

Los ***ventiladores de techo*** que funcionan por gravedad dependen de la velocidad del viento que sople sobre ellos, así como de su altura sobre el nivel del suelo y de la diferencia de temperaturas entre el suelo y el techo; estos ventiladores funcionan muy bien en donde se experimenta un calor fuerte y en donde el viento sopla a gran velocidad, pero se hallan sujetos a las condiciones externas climatológicas, sobre las que el operador no tiene ningún control.

Los ***ventiladores de techo motorizados*****,** aunque por lo general se emplean para propósitos de extracción, también se construyen en la actualidad para sistemas de admisión del aire y se controlan sin tener en cuenta las condiciones externas climatológicas.

Para las plantas industriales se proporcionan ventiladores tipo hélice, o del tipo axial en tubo, debido a sus altas velocidades de descarga o de movimiento del aire; algunos fabricantes de equipos pueden efectuar adaptaciones especiales, empleando ventiladores reversibles para hacer entrar o salir el aire a la planta, a través de lumbreras y en ciertas épocas del año.

REQUISITOS PARA LA EXTRACCIÓN DE AIRE.- En toda instalación de ventilación se pueden seguir algunas normas generales, como:

- Siempre que sea posible, los ventiladores deben colocarse de forma que la descarga siga la dirección del viento que prevalezca; si es posible, los lugares para la admisión de aire deben colocarse de forma que se saque ventaja de las presiones positivas creadas por los vientos prevalecientes; en esta situación los ventiladores extractores se deben colocar de forma que no haya interferencias de aberturas que den directamente al ventilador.

- En ***monitores de techo*****,** los ventiladores se instalan de forma que descarguen con las ventanas contiguas abiertas, hecho que no es beneficioso ni para el personal ni para las condiciones existentes en el edificio y que, únicamente, permite que el aire sea succionado a través de las ventanas abiertas del lugar y sea descargado por el ventilador.

- El ***área de succión*** debe ser, por lo menos, un 50% mayor que el área de descarga del rotor del ventilador y aun mayor si fuere posible; debe colocarse de forma que las corrientes de aire no sean molestas para los trabajadores que se encuentren cerca de ellas. Si en la succión se emplean filtros, éstos deben arreglarse hasta donde sea práctico para mantener al mínimo la pérdida de presión debida a la resistencia que éstos presentan.

- ***La resistencia estática*** va desde 50 mm en filtros limpios, hasta 100 mm en filtros sucios.

- A menudo es necesario dotar a los ventiladores de tubos externos de refrigeración sobre los motores, debido a la existencia de altas temperaturas ambientales, o usar motores provistos de aislamientos que permitan que resista las condiciones de calor del lugar en donde vaya ubicado el ventilador.

- En aquellas ocasiones en que el aire es peligroso, debido a vapores gaseosos o a la concentración de polvos, la construcción del rotor del ventilador tiene que ser a prueba de chispas.

- En atmósferas corrosivas o húmedas, los vapores se captan por ***ventilación específica*** y se utilizan motores resistentes a los ácidos, así como revestimientos y materiales especiales que deben emplearse en los sistemas de ventilación.

Velocidades recomendadas para las campanas de extracción.- Las velocidades requeridas por el aire están en un rango muy amplio. Algunos de los procedimientos a tener en cuenta para la colocación de campanas de extracción, de ranura o del tipo de caseta, se rigen por el sentido común; es evidente que los vapores y el calor deben captarse lo más cerca posible de la fuente que los produce; también es bueno distribuir los conductos en forma directa y de corta longitud tanto como sea posible.

Otra regla práctica es mantener la velocidad del aire en el conducto lo más baja posible, teniendo en cuenta la clase de vapores que se vayan a manejar y el recorrido en el conducto; ésto no se puede hacer en el transporte de materiales, pues por lo que se refiere a la velocidad, existen requisitos definidos para cada tipo de material. En todo sistema de conductos complejos es bueno emplear codos flexibles o veletas interiores para mantener al máximo la resistencia que presentan los codos.

Una vez calculada la resistencia del sistema de extracción, es conveniente sugerir el uso de un ventilador que tenga una reserva de capacidad de un 10% a un 15% más allá del punto (volumen-presión) seleccionado.

En un sistema específico de ventilación, el área de la campana, la altura a la que se coloca ésta y el

espacio sobrante que la cubre, deben ser suficientes para que se mantenga la efectividad de las condiciones de trabajo y se logre una eficaz captación de lo que se trata de extraer. Esto se aplica también a los sistemas de ventilación de tanques, de campanas tipo ranura y de otras instalaciones específicas de campanas. Si se encuentran vapores corrosivos, condiciones de abrasión, o altas temperaturas, hay que asegurarse de que las partes del conducto y del ventilador tengan tratamiento adecuado, para asegurar su larga duración.

Los sistemas de extracción funcionan bien durante el verano, o cuando las ventanas de la fábrica están abiertas. Sin embargo, una cosa diferente sucede, cuando las ventanas y puertas se cierran durante el invierno, ya que en las operaciones de extracción, como con frecuencia sucede, hay carencia de aire, por lo que la presión estática se acumula y la eficiencia de las unidades disminuye.

Un sistema de extracción que no tenga abastecimiento de aire es muy ineficaz. Existen condiciones particularmente malas en las plantas de limpieza, donde el polvo constituye un problema, en las fábricas de papel, salas de electrólisis, etc. en lo que respecta a la condensación en muros y paredes, en ventanas, en techos, etc.

Es difícil determinar el volumen de aire de repuesto que se necesita en aplicaciones particulares. En la mayoría de los casos, el abastecer un 75% del volumen de aire por minuto que se expele es suficiente; el 25% restante que necesitan los ventiladores puede venir de la infiltración del aire, o aún puede ser posible que se baje en un 5% a un 10% la capacidad normal, puesto que en invierno no se necesita refrescar el aire.

En otros casos, como el abastecimiento de aire en las casetas secadoras de pinturas, donde el principal objeto de los ventiladores es la extracción de los vapores explosivos o peligrosos, la entrada de aire debe mantenerse a un mínimo de 75 a 80% de lo que necesitan los ventiladores extractivos; si las unidades de entrada proporcionan más aire del que los extractores pueden remover, las emanaciones dentro de las estancias que estén siendo ventiladas se esparcirán por todo el edificio.

En lugares en donde se alojan transformadores, aparatos interruptores y de control de fuerza eléctrica, o en lugares en donde se encuentran dispositivos que están expuestos a deterioro por la acción del polvo o de materiales abrasivos suspendidos en el aire, es necesario filtrar el aire de entrada y admitir un exceso respecto del que se extrae por medio de los extractores, lo que mantiene el lugar a una presión positiva y permite que el aire salga por rendijas y otras aberturas hacia afuera y se evite que entren el polvo y la suciedad.

Existen varios tipos de sistemas de entrada de vapor, que en su mayoría están dotados de serpentines de no congelación, serpentines de unidades calefactoras con fluses extra para condensados fuera del tubo suministrador de vapor, de tal forma que los condensados estén calientes continuamente.

En el sistema deben instalarse dispositivos de control para parar el ventilador y para cerrar las compuertas de entrada cuando falle la presión del vapor o cuando los controles señalen ***flujo cero***. Los serpentines se pueden dotar de ventiladores tipo hélice o axiales de álabes-guía, o centrífugos, y pueden equiparse con filtros de aire a la entrada o con difusores de aire, o con conductos para entubar el aire entrante y llevarlo a varias partes del edificio. En muchos casos es necesario emplear cabezales difusores o conductos para desviar el aire entrante hasta partes donde el aire caliente no esté en contacto directo con las personas; un ejemplo es el de las fábricas de papel, en las que el aire entrante se ha calentado, ya que se ha conducido por conductos por debajo de la máquina productora de papel, permitiendo que absorba el calor disipado por la máquina, siendo eliminado después.

Algunas instalaciones se colocan cerca del techo y fuerzan el aire hacia abajo, hasta el nivel del suelo, siendo necesario evitar que el aire incida directamente sobre las personas, método particularmente

ventajoso en edificios demasiado amplios, en los que la provisión de aire se necesita cerca del centro. En instalaciones de este tipo, hay que tener cuidado en el entubamiento para asegurarse de su hermeticidad, siendo necesario instalar un bulbo termostático de control a considerable distancia más allá del serpentín, o escudarlo del calor radiante, para que así funcione adecuadamente; si el bulbo del termostato está sin protección o se instala muy cerca de la fuente de calor, puede hacer parar a la unidad, causando la congelación del núcleo y originando un fallo; deben seguirse rigurosamente las recomendaciones del fabricante en lo relativo a las válvulas de control; una ***válvula demasiado grande*** puede originar frecuentes aperturas y cierres de la válvula, siendo causa de fallos prematuros; una ***válvula demasiado pequeña*** puede originar insuficiente calor o la congelación del núcleo.

Existen unidades que se pueden emplear tanto para el suministro, como para la extracción de aire, dependiendo de la estación del año y de la naturaleza del trabajo que se haga. Buenos ejemplos del suministro de aire no calentado son las grandes plantas generadores de energía eléctrica, en las que el aire se introduce en los distintos niveles a través de los muros de la planta, haciéndolo fluir sin lumbreras, difusores o conductos, estando colocados los extractores a niveles altos, junto con los ventiladores soplantes de la caldera de tiro inducido, tomando este aire y descargándolo fuera del edificio.

A veces es necesario aumentar la ventilación general en fraguas, laminadoras, fundiciones, fábricas de vidrio, etc. mediante sistemas de presión que suministran pequeñas corrientes de aire fresco del exterior, en determinadas operaciones y para ciertos operadores.

EXTRACCIÓN DE GASES Y VAPORES CORROSIVOS.- El problema de la extracción de gases y vapores corrosivos es serio desde el punto de vista del mantenimiento, porque el equipo de ventiladores está sujeto a la corrosión. Ningún metal en particular puede soportar todos los ácidos, gases y vapores corrosivos, durante un periodo razonable.

Algunos de los factores que afectan el deterioro de los metales, son:

- El tipo de ácido o de álcali presentes
- La temperatura de los gases o vapores
- La concentración y la localización.

Algunos metales que se usan para los gases y vapores corrosivos son el acero inoxidable, el metal monel, el bronce, el hierro fundido, el níquel y las aleaciones especiales. Debe especificarse la aleación adecuada para combatir gases o vapores particulares, ya que por ejemplo, no todos los aceros inoxidables son resistentes en el mismo grado.

Otros materiales que se usan en los ventiladores contra condiciones ácidas o alcalinas son:

- Las resinas fenólicas con base de lona son excelentes por su resistencia a muchos ácidos y al agua salada, pero son pobres contra concentraciones de cáusticos.

- El cloruro de polivinilo rígido se usaba para los conductos y las envolventes de ventiladores, conductos y campanas, aunque en forma limitada; es prácticamente inerte a la mayoría de los ácidos y álcalis industriales, pero gran parte de los tipos de este material son propensos a reblandecerse al aumentar la temperatura por encima de los 80ºC; el material se puede soldar con una varilla de soldadura del mismo material, y se debe conformar bajo la acción del calor.

- Telas y felpas de vidrio reforzadas con poliéster, se han usado en los conductos. La teja vitrificada a prueba de ácidos se usa con frecuencia para los conductos de forma cuadrada, particularmente para los conductos subterráneos. Esta tela también se aplica en forma redondeada para algunos conductos que tienen que resistir condiciones extremas de corrosión.

Existen muchos revestimientos especiales para los equipos que manejan aire, así como para los

conductos y estructuras que los soportan. Estos materiales comprenden desde las pinturas negras de asfalto para chimeneas, hasta las resinas de composición complicada y de alto precio, así como el hule natural y los revestimientos de neopreno, fenoles modificados, revestimientos de resinas epoxy y plastisoles hechos de cloruro de polivinilo; se han usado con éxito otros revestimientos de vinilo y algunos de poliésteres.

Es fácil proteger las envolventes de los ventiladores y los conductos, ya que en ellas existe poca abrasión, excepto en las esquinas y en los puntos de entrada; las partes rotativas de los ventiladores experimentan fuertes abrasiones y erosiones, a causa de las pequeñas gotas de agua.

Los revestimientos más suaves resisten el efecto abrasivo de las pequeñas gotas de agua y de las partículas sucias mejor que los revestimientos más duros. Cuando se usa un revestimiento duro, el primer efecto es que la gotita de agua materialmente se estrella contra el revestimiento y, entonces, el ácido o el álcali se introducen por debajo del revestimiento, atacando el metal base; con los revestimientos más suaves, la partícula de agua mella el revestimiento pero resbala sobre él; es importante que los tornillos, los pernos y las flechas estén revestidos o hechos de un metal que resista la corrosión.

Cualquier metal especial que se use en ventiladores y conductos, así como muchos de los plásticos, son costosos, pero en en la mayoría de sus aplicaciones, en condiciones corrosivas graves, la duración extra del equipo y de los conductos, y una operación libre de problemas, compensa el costo inicial.

Es prácticamente imposible predecir la duración del equipo sujeto a condiciones de corrosión, ya que las temperaturas y los grados de concentración desempeñan un papel muy importante. Cuando se use un sistema de tuberías, el ventilador se sitúa tan lejos de la fuente de los gases y vapores como sea posible, y se toma la precaución de purgar periódicamente el sistema de conductos; si es posible, se debe instalar un eliminador de agua, a prueba de corrosión, entre el ventilador y la fuente de gases y vapores.

EXTRACCIÓN DE GASES INFLAMABLES O EXPLOSIVOS.- La eliminación de gases explosivos o inflamables requiere de un equipo especial, necesitándose motores eléctricos a prueba de chispas y explosiones que lleven expresamente una placa que lo garantice.

Los ***motores a prueba de explosiones*** se pueden usar en las siguientes situaciones:

- Casos en que figuren la gasolina y petróleo, gases, plantas de lavanderías y tintorerías, fábricas de pinturas y barnices, plantas gasificadoras y plantas químicas, donde el gas de que se trate no sea más peligroso que la gasolina y que el vapor de los solventes de las lacas
- Motores que se utilizan en condiciones peligrosas para polvos de granos y polvos de carbón
- Motores, menos conocidos, son para acetileno, hidrógeno, éter, etc.

Los ***motores a prueba de chispas*** se utilizan en condiciones peligrosas para evitar la posible explosión que se puede producir al frotar dos metales ferrosos o al golpearse uno contra el otro; materiales que no producen chispas y que pueden usarse en los rotores, son el aluminio, el cobre, el latón y el monel.

Los ventiladores centrífugos usualmente están equipados con placas de frotamiento que no producen chispas y con rotores de aluminio o de latón.

Los equipos ventiladores se deben colocar tan cerca de la fuente de los gases o de los materiales explosivos como sea posible, para evitar que se esparzan por toda la planta; hay que tener cuidado de asegurarse de que los condensados de los gases se purguen de los conductos, utilizando frecuentemente compuertas con listones fusibles para cerrar o abrir el sistema en caso de incendio.

VENTILADORES DE TORRES DE REFRIGERACIÓN E INTERCAMBIADORES DE CALOR.- Para el enfriamiento del agua en las torres de refrigeración y en los intercambiadores de calor se emplean venti-

ladores grandes; generalmente son del tipo hélice y mueven grandes volúmenes de aire a bajas presiones estáticas. En las torres de refrigeración más pequeñas, los ventiladores para el acondicionamiento del aire tienen diámetros entre 70 cm hasta 4 metros y son frecuentemente de aluminio o de acero inoxidable, monel, plástico, aluminio, madera y otros materiales. El mantenimiento de una torre de refrigeración es extremo, ya que tiene que estar operativa durante las 24 horas del día; el vapor de agua sobre las aspas y causa erosión y corrosión.

LIMPIEZA DE LOS VENTILADORES .- Para un funcionamiento eficiente es necesario limpiar periódicamente las aspas y las envolturas de los ventiladores; la acumulación de materias extrañas en las aspas de una hélice disminuye la eficiencia de la unidad y puede llegar a desequilibrarlas. Un caso extremo lo ofrece la caseta rociadora de pintura, en las que gran cantidad del material rociado pasa a través del ventilador; las pinturas se acumulan en los apoyos del aspa del ventilador y en los conductos. Para proteger los ventiladores y poderlos lavar fácilmente, existen revestimientos que se aplican a los ventiladores limpios y luego, cuando haya una acumulación suficiente, se lavan con agua o se les despoja de la capa de pintura.

El ventilador centrífugo de aspas curvas hacia adelante, de gran cantidad de álabes, es especialmente susceptible a la acumulación de pelusas y polvos y que, a menos que se les elimine, pronto desequilibran las aspas. En esta limpieza hay que comprobar que las aspas no estén dañadas, y no utilizar herramientas que las puedan dañar pues es fácil causar grietas o doblarlas o desequilibrarlas.

Si se usan rejillas en la succión y en la descarga de un ventilador, hay que procurar que no estén tapadas o sucias por cuanto la acumulación de suciedad, pelusas, hojarascas y desperdicios afectará materialmente al funcionamiento del ventilador.

Donde existan condiciones de humedad, de ácidos o de abrasivos, o en cualquier aplicación donde se note que la envoltura del ventilador y del rotor se han corroído, la unidad se debe cepillar con cepillo de alambre y pintar con un material que soporte esas condiciones particulares de que se trata. La pintura se debe aplicar con cuidado en las aspas o rotores para asegurar que no afecte el balanceo.

MANTENIMIENTO DE LOS MOTORES ELÉCTRICOS.- Los motores eléctricos del tipo totalmente cerrado se debe mantener libres de acumulaciones de pinturas, pelusas y suciedades y no rociar sobre él materiales en exceso, ya que reducen la transferencia del calor de la carcasa del motor. En los motores eléctricos enfriados por aire, deben mantenerse limpios tanto los ventiladores como los canales por los cuales pasa el aire fresco.

En motores con un extremo abierto, hay que tener cuidado de que las entradas o las salidas del aire no estén tapadas en ningún momento.

Los motores en atmósferas cargadas de vapor o en atmósferas donde se registran fluctuaciones severas de temperatura, deben estar provistos de agujeros o de tubos de drenaje para eliminar los condensados.

Los ventiladores de techo de materiales galvanizados se deben dejar a la acción de las condiciones ambientales durante varias semanas, antes de ser pintados. Los ventiladores de hierro negro o de otros materiales se deben retocar después de su instalación, si es que se notan puntos desnudos o rasguños de pintura. Los ventiladores se deben revisar periódicamente para comprobar que las rejillas estén libres de basuras.

En los serpentines de las unidades calefactoras y en los de las unidades de entrada, particularmente en aquellos del tipo de aleta, es necesario que las pequeñas intersecciones entre las aletas se mantengan

libres de pelusa y polvo; en muchas plantas esto se suele hacer cada dos o tres años, pero en circunstancias en que abunde el polvo y la pelusa, como es el caso de plantas textiles, se hace necesario limpiar las aletas cada cuatro o cinco semanas, haciendo soplar aire sobre ellas.

En unidades calefactoras de encendido por gas o por petróleo es necesario revisar el arranque y el equipo periódicamente y asegurarse de que los tubos estén en buen estado; a veces se descuida el hecho de que cuando estas unidades calefactores no funcionan correctamente se hace un vacío en la planta y hay que proceder a su corrección proporcionando aire caliente a la entrada a los ventiladores extractores que están causando el vacío, o proporcionar aire al elemento quemador de la unidad calefactora.

En unidades calefactoras de vapor, las válvulas se deben revisar antes del comienzo de la temporada en que se va a utilizar la calefacción; si existe la posibilidad de incrustación en la unidad, hay que extraer la trampa de suciedades y revisar si hay corrosión o depósitos de cal en esa parte; estas unidades se usan para calefacción por vapor a baja presión y en algunos procesos industriales. Los motores de los ventiladores, los filtros, rejillas en la entrada, compuertas y controles, se deben revisar cuidadosamente como cualquier otro ventilador. Muchas veces las unidades calefactoras y las unidades de entrada se instalan y se olvidan, pero son una parte integral del sistema de calefacción y de ventilación de la planta y requieren atención por lo menos una vez al año.

Las unidades de entrada del tipo de vapor generalmente se proporcionan provistas con un serpentín de no congelación, que es un tubo distribuidor de vapor en el cual éste entra al calentador y al mismo tiempo calienta los condensados; éstos serpentines calentadores son efectivos, pero los pequeños orificios que se usan requieren vapor limpio que esté no sólo libre de aceite sino que no se incruste; si se encuentra incrustación durante la inspección periódica, las unidades se limpian con un compuesto desincrustante para calderas.

La razón principal para que una planta industrial mantenga el punto máximo de eficiencia es una razón de índole económica; cuando los sistemas se han deteriorado o ensuciado tanto, que la presión estática aumente o que el volumen de aire a proporcionar disminuya, se tiene que aumentar la velocidad del ventilador con objeto de mover el volumen adecuado de aire requerido por la instalación, variando la potencia en función de la presión estática.

INDICE

I.- COMPRESORES ALTERNATIVOS

I.1.- INTRODUCCION	1
I.2.- FACTORES INCLUIDOS EN EL RENDIMIENTO VOLUMETRICO REAL	1
I.3.- POTENCIA MECANICA Y RENDIMIENTOS	4
I.4.- DIAGRAMAS	6
DIAGRAMA INDICADO DEL COMPRESOR IDEAL	6
DIAGRAMA INDICADO DEL COMPRESOR REAL	6
I.5.- VALORES DEL RENDIMIENTO	8
I.6.- COMPRESION EN ETAPAS	12
DIAGRAMA DE UN COMPRESOR DE DOS ETAPAS	12
I.7.- REFRIGERACION	13
REFRIGERACION INTERMEDIA	14
I.8.- COMPRESORES DE AIRE A PISTON	14
I.9.- CLASIFICACION DE LOS COMPRESORES ALTERNATIVOS	15
POR EL NUMERO DE ETAPAS	15
POR EL MODO DE TRABAJAR EL PISTON	15
POR EL NUMERO Y DISPOSICION DE LOS CILINDROS	16
I.9.- REGULACION DE LA CAPACIDAD	16
Puesta en marcha y parada de los compresores alternativos	19
II.- COMPRESORES VOLUMETRICOS	
II.1.- COMPRESORES HELICOIDALES	21
COMPRESOR HELICOIDAL DE DOS ROTORES	21
COMPRESOR HELICOIDAL DE ROTOR UNICO	22
RELACION DE COMPRESION DE DISEÑO	25
PRESION FINAL DE COMPRESION	26
CAMPO DE UTILIZACION	27
REGULACION DE LA CAPACIDAD	28
SOBREALIMENTACION	29
II.2.- COMPRESORES FRIGORIFICOS ROTATIVOS DE PALAS DESLIZANTES	29
COMPRESOR DE RODILLO	29
COMPRESOR DE PALAS	30
II.3.- COMPRESOR FRIGORIFICO ROTATIVO TIPO SCROLL	32

III.- TURBOCOMPRESORES

III.1.- INTRODUCCION	39
III.2.- CLASIFICACION DE LOS TC	41
COMPARACION DE LOS TC CENTRIFUGOS Y TC AXIALES	41
III.3.- RENDIMIENTO DE LOS TC	42
Funcionamiento inestable (surging)	43
III.4.- NUMERO ESPECIFICO DE REVOLUCIONES	43
III.5.- INCREMENTO DE PRESION	44
III.6.- CAMPOS DE APLICACION	46
III.7.- FUNCIONAMIENTO DE LOS TURBOCOMPRESORES FUERA DEL PUNTO DE DISEÑO	47
III.8.- CURVAS CARACTERISTICAS; ENSAYOS	47
ENSAYO ELEMENTAL	47
ENSAYO COMPLETO	48
CURVAS CARACTERISTICAS UNIVERSALES DE LOS TC GEOMETRICAMENTE SEMEJANTES	49

CURVAS CARACTERISTICAS UNIVERSALES DE UN TC	50
III.9.- CURVAS CARACTERISTICAS DE UN TC	50
ESCALONAMIENTO DE UN TC CENTRIFUGO	50
ESCALONAMIENTO DE UN TC AXIAL	51
IV.- TURBOCOMPRESORES CENTRIFUGOS	
IV.1.- DESCRIPCION	53
EL RODETE	55
EL SISTEMA DIFUSOR	57
IV.2.- RELACION DE COMPRESION MAXIMA EN UNA ETAPA DE UN TC	57
CAPACIDAD DE LOS TC CENTRIFUGOS	57
IV.3.- RELACION DE COMPRESION MAXIMA EN UN TC MULTIPLE DE VARIOS ESCALONAMIENTOS	58
IV.4.- RELACIONES DE COMPRESION	59
Compresión isentrópica en el rodete	59
Compresión adiabática real en el rodete	60
Compresión adiabática en el sistema difusor	60
IV.5.- REFRIGERACION	61
REFRIGERACION INTERNA	61
REFRIGERACION EXTERNA	61
PROCESO DE COMPRESION ISENTROPICA	62
PROCESO DE COMPRESION ADIABÁTICA REAL	62
COMPRESION REFRIGERADA IDEAL	62
COMPRESION REFRIGERADA REAL	63
REFRIGERACION EXTERIOR ESCALONADA	63
Trabajo interno del compresor con refrigeración externa	65
Selección de las presiones en los refrigeradores intermedios	65
IV.6.- ANGULO DE SALIDA DE LOS ALABES DEL RODETE RADIAL DE (BP)	66
GRADO DE REACCION	66
IV.7.- FACTOR DE DISMINUCION DE TRABAJO DE LOS TC CENTRIFUGOS	68
COMPORTAMIENTO DEL RODETE CON UN NUMERO FINITO DE ALABES	68
IV.8.- PROCEDIMIENTO DE CALCULO DE UN TC RADIAL	69
SELECCION DEL Nº DE REVOLUCIONES	70
DETERMINACION DEL Nº DE ESCALONAMIENTOS Z	71
CALCULO DE LAS DIMENSIONES PRINCIPALES	72
EFECTO PRODUCIDO AL VARIAR EL CAUDAL	73
ESTIMACION SIMULTANEA DEL ANGULO DE SALIDA , u2 Y (d1/d2).	74
IV.9.- NUMERO Y TRAZADO DE LOS ALABES	76
IV.10.- CALCULO DE LA CORONA DIRECTRIZ SIN ALABES	77
IV.11.- CALCULO DE LA CORONA DIRECTRIZ CON ALABES	78
V.- TURBOCOMPRESOR AXIAL	
V.1.- INTRODUCCION	79
V.2.- INCREMENTO DE LA PRESION TEORICA EN UN ESCALONAMIENTO DE TC AXIAL	81
FACTOR DE DISMINUCION DE TRABAJO EN LOS TC AXIALES	82
V.3.- GRADO DE REACCION	83
V.4.- COEFICIENTES DE DISEÑO	85
Coeficiente de presión	85
Coeficiente de caudal	86
Relación de cubo	86
Número específico adimensional de revoluciones	86
Número de Mach	86
V.5.- FORMAS BASICAS DEL PERFIL MERIDIONAL	87
V.6.- NUMERO DE ESCALONAMIENTOS	88
V.7.- DIMENSIONES PRINCIPALES DE UN TC AXIAL DE DIAMETRO EXTERIOR CONSTANTE	89
V.8.- PROCEDIMIENTO DE CALCULO DEL TC AXIAL	90

DISEÑO REFRIGERADO	91
VI.- VENTILADORES	
VI.1.- CLASIFICACION	93
VENTILADOR DE HELICE	94
VENTILADOR AXIAL	94
VENTILADOR CENTRIFUGO	94
VI.2.- FORMULACION	97
VI.3.- EL RUIDO	99
INTENSIDAD DEL SONIDO	100
CAUSAS DEL RUIDO EN VENTILADORES	101
VI.4.- CARACTERISTICAS	101
VENTILADORES CENTRIFUGOS	102
VENTILADOR SIROCO O DE TAMBOR	102
VI.5.- CURVAS CARACTERISTICAS DE LOS VENTILADORES	102
VI.6.- PRESION ESTATICA, DINAMICA Y TOTAL DE UN VENTILADOR	105
VI.7.- FUNCIONAMIENTO	106
VI.8.- REGULACION Y CONTROL DEL GASTO	107
VI.9.- DESARROLLO	109
VI.10.-NORMAS DE MANTENIMIENTO	110
INDICE	119