IV.- TURBOCOMPRESORES CENTRÍFUGOS

pfernandezdiez.es

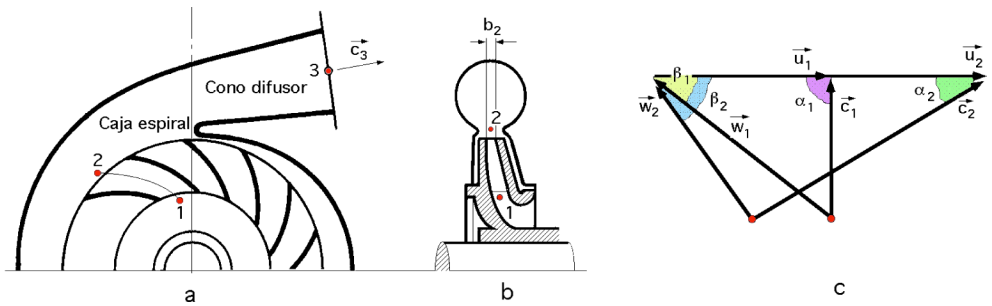
En este tipo de máquinas el fluido se considera compresible. La forma que tiene de comprimir un gas es totalmente diferente a la del compresor alternativo, debido a que no es una máquina de desplazamiento positivo; funcionando contra una válvula cerrada no generaría una presión excesiva.

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 TC se alcanza sin alterar dicho volumen.

IV.1.- DESCRIPCIÓN

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

a) Un aumento de la energía cinética del gas (presión dinámica), y también algo la estática, desde (1) a (2) merced al elevado valor que alcanza $\vec{c}_2$. 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.



a) Corte transversal; b) Corte meridional; c) Triángulos de velocidades
Fig IV.1.- Secciones de un compresor centrífugo de álabes curvados hacia atrás

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

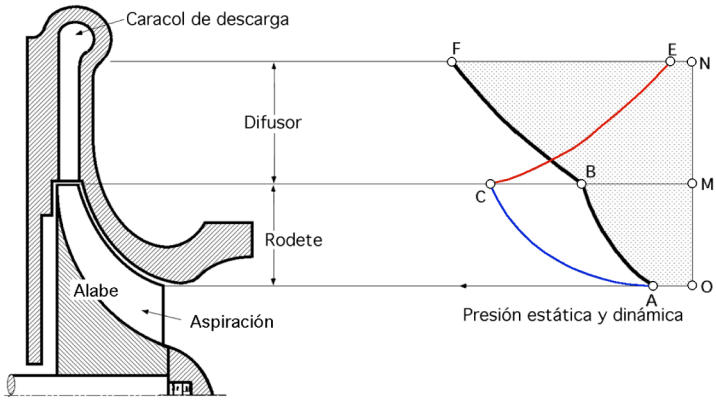
Cuando el rodete de un TC centrífugo gira en presencia de un gas, la fuerza centrífuga le empuja desde la boca de entrada del rodete hasta el final del álabe.

La velocidad del fluido a la salida del álabe originada por esta fuerza centrífuga es $\vec{w}_2$.

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 $\vec{c}_2$ 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 ÷ 70% de $\vec{u}_2$, 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 TC centrífugo.



OA.- Presión estática y dinámica a la entrada del TC ; 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 TC centrífugo

Entrada en el compresor.- En el TC 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.

La entrada en el rodete sin rotación, $c_{1u} = 0$ *ó* $\alpha_1 = 90^o$, (condición de rendimiento máximo) 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 establece 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 TCs 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.

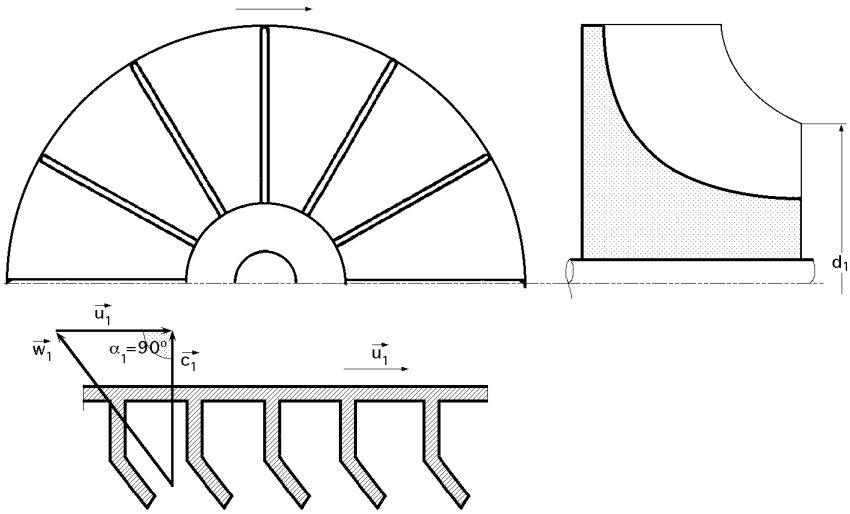


Fig IV.3.- Rodete de entrada y salida radial

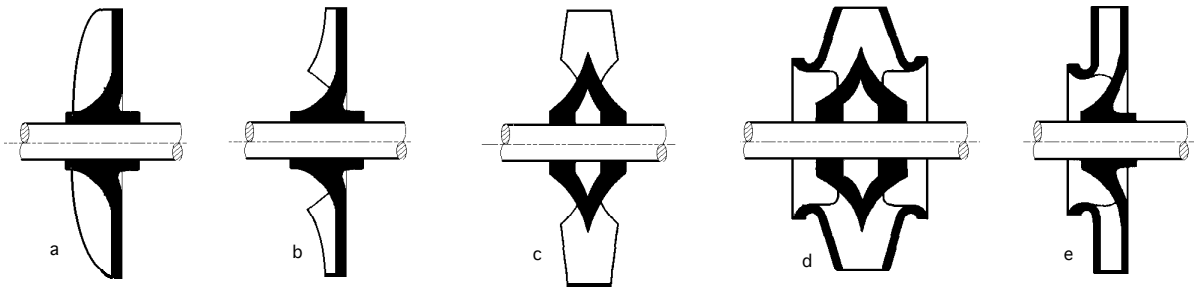
EL RODETE.- Consta de un cierto número de álabes, que pueden ir dispuestos de varias formas, fijándose:

- Al cubo del rodete, como en la Fig IV.4a, que representa un rodete abierto

- En un solo disco a un lado del mismo, como en la Fig IV.4b, que representa un rodete semiabierto de simple aspiración

- 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

- 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 semiabierto*, Fig IV.4b, es muy 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 TCs centrífugos de *alta presión de escalonamientos múltiples*, con frecuencia los dos pri-

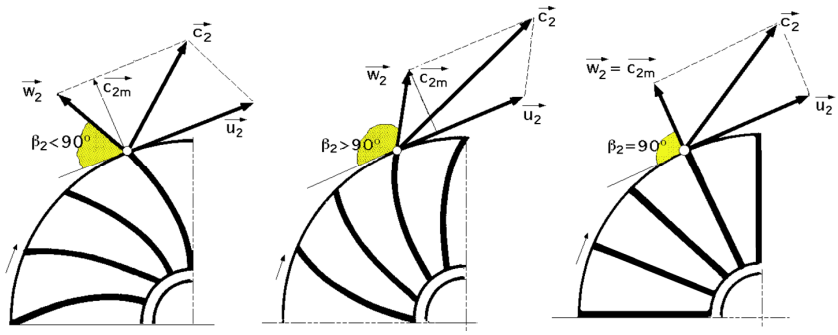
meros escalonamientos se construyen de doble aspiración, lo que tiene la ventaja de optimizar los últimos escalonamientos para una velocidad de rotación dada.

El desarrollo en los últimos años ha ido en el sentido de:

- *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*

- *Relaciones de compresión por escalonamiento también mayores, que se ha conseguido con ángulos de salida grandes del orden de 90° y grandes velocidades de rotación*

El parámetro fundamental que caracteriza el álabe de un TC es el ángulo de salida β_2 y, según él, se clasifican en álabes: $\begin{cases} \textit{curvados hacia atrás, } \beta_2 < 90^\circ \textit{, Fig IV.5a.} \\ \textit{curvados hacia adelante, } \beta_2 > 90^\circ \textit{, Fig IV.5b} \\ \textit{de salida radial, } \beta_2 = 90^\circ \textit{, Fig IV.5c} \end{cases}$



a) Curvados hacia atrás; b) Curvados hacia delante; c) De salida radial

Fig IV.5.- Rodete de TC con álabes

La Fig IV.6 representa el corte transversal y meridional de un TC radial con álabes curvados hacia atrás; antiguamente todos los TCs 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.

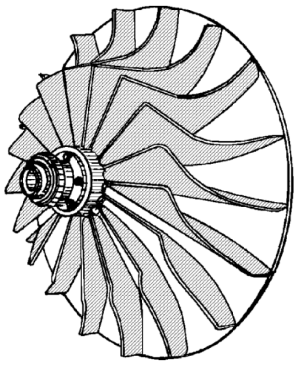


Fig IV.6.- Rodete de TC con álabes de salida radial, curvados a la entrada, del tipo semiabierto

En la actualidad se emplea cada vez más la construcción de la Fig IV.6, 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, $\alpha_1 = 90^\circ$, sin rotación.

La Fig IV.7 representa el corte meridional y transversal de un TC de este tipo, junto con los triángulos de velocidades correspondientes.

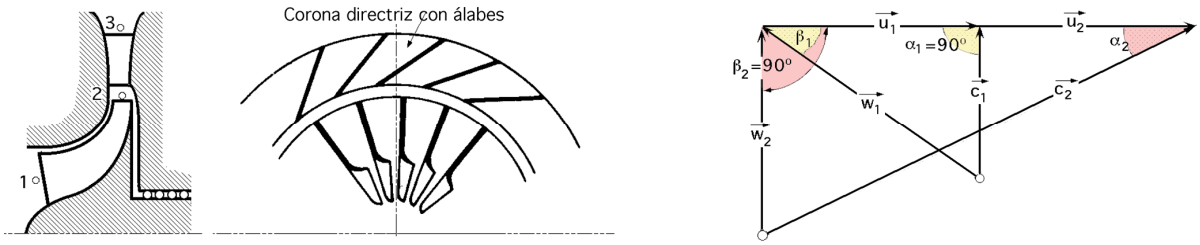


Fig IV.7.- TC radial con álabes del rodete curvados a la entrada y salida radial de la corriente relativa (Triángulo de entrada, $\alpha_1 = 90^o$ y triángulo de salida, $\beta_2 = 90^o$; este tipo de triángulos es frecuente en los TC.

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.

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* consta de una caja espiral a la que se añade con frecuencia una *corona directriz, ó un cono difusor,* o los dos *simultáneamente*.

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

El TC 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 $\vec{u}_2$ influye en la presión p_2 que se alcanza en el rodete. La resistencia del rodete a los esfuerzos centrífugos limita esta velocidad $\vec{u}_2$, 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 $\vec{u}_2$ máxima, en los rodetes de fundición de hierro, está limitada a 40 m/seg, mientras que en los rodetes de acero puede llegar hasta los 300 m/seg; en construcciones especiales con aceros aleados llega hasta los 500 m/seg

En las turbosoplantes la $u_{máx}$ oscila entre los $90 \div 120$ m/seg.

IV.2.- RELACIÓN DE COMPRESIÓN MÁXIMA EN UNA ETAPA DE UN TC

Si se acepta que $\alpha_1 = 90^o$, se demuestra que la relación de compresión máxima teóricamente al-

canzable en una etapa es, $\varepsilon_c = \dfrac{p_3}{p_1} = \dfrac{\text{Presión absoluta en el escape}}{\text{Presión absoluta en la aspiración}} = \left(\dfrac{\gamma - 1}{\gamma}\ \dfrac{u_2\, c_{2u}}{R\, T_1} + 1\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$

Si se desprecia w_2 frente a u_2 se cumple que: $c_2 = u_2 = r_2\, w$, y por lo tanto, que: $\begin{cases} u_2 = c_{2u} \\ \beta_2 = 90^o \end{cases}$, por lo que la relación anterior quedaría en la forma:

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

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

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 $1 \div 3$ bar, lo comprimirá también por ejemplo desde $0{,}2 \div 0{,}6$ bar, siempre que en ambos casos la temperatura T_1 a la entrada sea la misma.

Capacidad de los TCs centrífugos.- Para alcanzar la presión p_3 deseada se necesitan altas velocidades de rodete, lo que implica que los compresores centrífugos sean máquinas potencialmente capaces de desplazar grandes caudales volumétricos, (medidos a las condiciones de entrada) es función de la velocidad de giro y del tamaño del paso, entre álabe y álabe, del rodete.

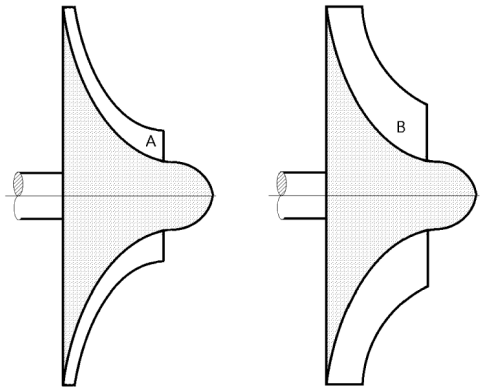


Fig IV.8.- Rodetes que desplazan volúmenes diferentes y generan igual p_3

En la Fig IV.8 se representan dos rodetes A y B que desplazan volúmenes diferentes de gas generando la misma presión p_3 de descarga. Si se supone que el compresor B desplaza 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 aún más, no sucede lo mismo con su costo, aparte de que las pérdidas de carga en los pasos 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.- RELACIÓN DE COMPRESIÓN MÁXIMA 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 TC 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.

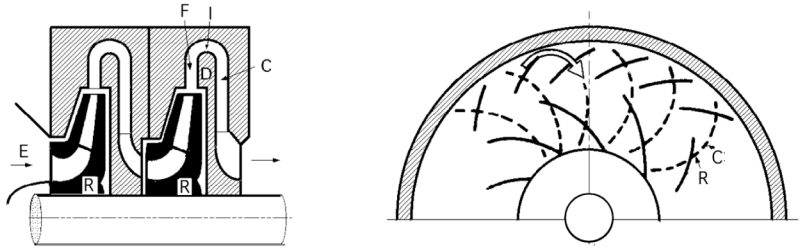


Fig IV.9.- TC radial de varios escalonamientos: a) Corte meridional; b) Corte transversal

En la Fig IV.9, E es la entrada en el rodete, R los álabes 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 TCs 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.

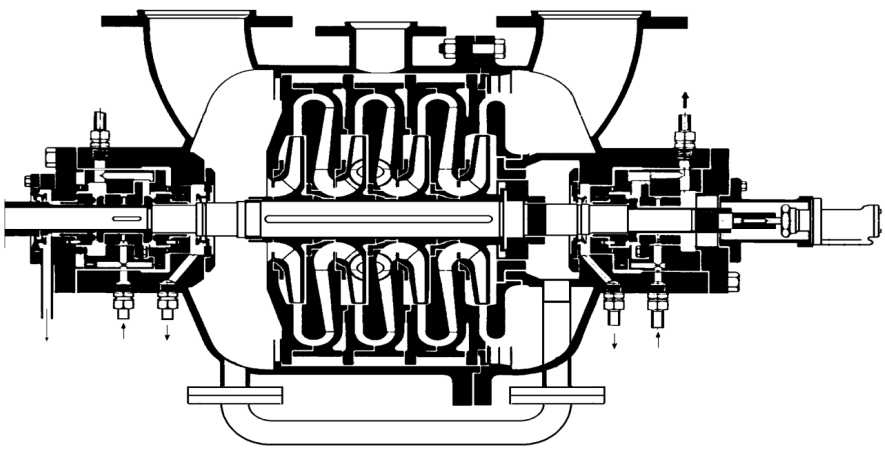


Fig IV.10.- TC centrífugo de escalonamientos múltiples

IV.4.- RELACIONES DE COMPRESIÓN

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

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

en la que 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.

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: $\begin{cases} c_p & \textit{es el calor específico medio del gas entre las temperaturas consideradas} \\ T_2 & \textit{es la temperatura final de la compresión isentrópica} \end{cases}$

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

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

Además, en la compresión isentrópica se tiene, $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

siendo la relación de presiones:

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

ecuación importante que relaciona los parámetros termodinámicos con $\begin{cases} \textit{las dimensiones del rodete} \\ \textit{su número de revoluciones} \\ \textit{la forma de los álabes} \end{cases}$

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:

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

siendo T_2 la temperatura final real de la compresión

Para el aire, el valor de n suele oscilar, en los compresores adiabáticos, entre 1,45 ÷ 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:

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

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

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:

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

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

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

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

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 ÷ 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.

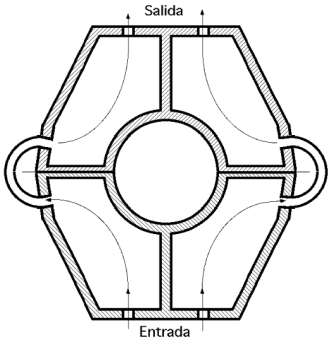


Fig IV.11.- Refrigeración interna TC centrífugo (corte transversal)

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.

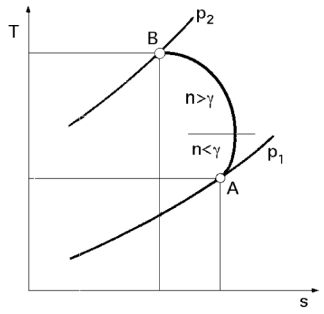


Fig IV.12
Curva de refrigeración interna (T-s)

- 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 TCs modernos al aumentar la velocidad periférica $\vec{u}$, 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. 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. Esta refrigeración es tanto más eficiente cuanto mayor es el número de refrigeradores.

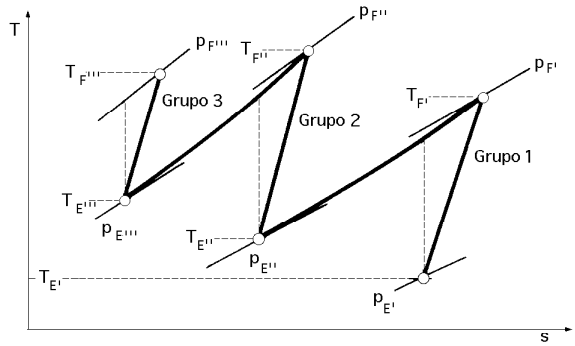


Fig IV.13.- Refrigeración exterior después del primero y segundo grupo de un TC dividido en tres grupos de escalonamientos

Al compresor refrigerado después de cada escalonamiento se le conoce 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.

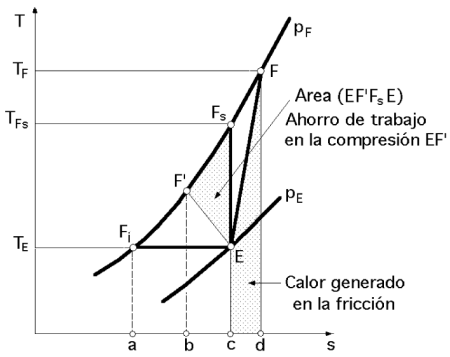


Fig IV.14.- Procesos de compresión

- Proceso de compresión isentrópica.- En la Fig IV.14 se corresponde con el proceso ($E\text{-}F_s$)

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

- Proceso de compresión adiabática 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)

COMPRESIÓN REFRIGERADA IDEAL

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

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

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

- Refrigeración isotérmica, proceso (EF_i) : $T = Q = \text{área}\,(aF_i Ec)$

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

COMPRESIÓN REFRIGERADA REAL.- Consideraremos los tres casos siguientes:

- Compresión isentrópica irreversible.- En la Fig IV.14 se corresponde con el proceso (EF_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.

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

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

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

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

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:

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

Compresión adiabática real:

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

ya que la compresión adiabática real sigue aproximadamente una politrópica con, $n > \gamma$.

Compresión con refrigeración parcial ideal, es una politrópica de, $n < \gamma$, de la forma:

$$T_{adiab.\ real\ con\ refrigeración} = i_{F'} - i_E = c_p\,(T' - T_E) = c_p\ T_E\ \{(\frac{p_F}{p_E})^{\frac{n - 1}{n}} - 1\}$$

luego: $T_{adiab.\ real\ con\ refrigeración} < T_{adiab.\ real} < T_{isentrópico}$

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 Turbina de Gas 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 TC 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.

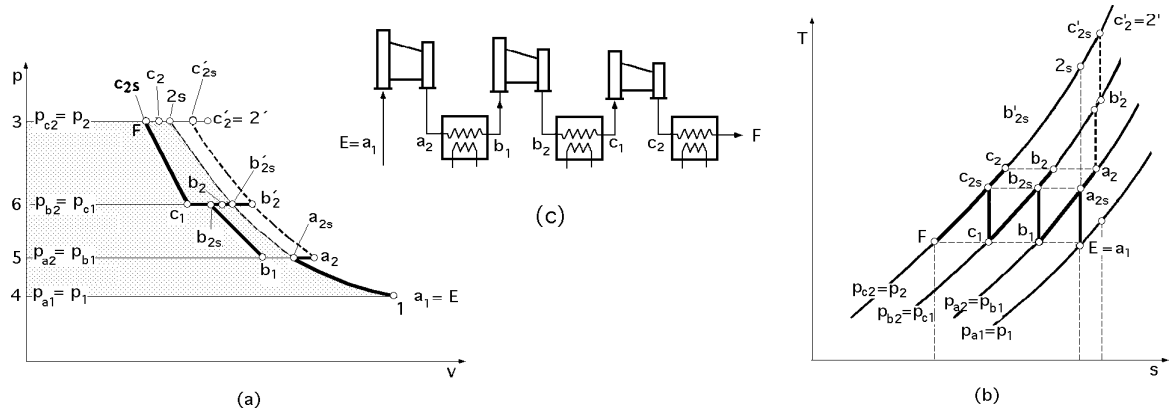


Fig IV.15.- Refrigeración exterior: a) En el plano (p-v); b) En el plano (T-s); c) Esquema de la instalación.

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 la refrigeración intermedia 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 definida por el 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 definida por el 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 TC o de la unidad completa es de la forma:

$$\eta_{adiab.\ escalón} = \frac{\varepsilon_{comp}^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{\varepsilon_{comp}^{(n-1)/n} - 1}$$, en la que 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:

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

Trabajo interno del compresor con refrigeración externa.- Para el caso de tres etapas de compresión designando con Δi(a), Δi(b), Δi(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:

$$T_{int} = \frac{\Delta i(a)}{\eta_{ia}} + \frac{\Delta i(b)}{\eta_{ib}} + \frac{\Delta i(c)}{\eta_{ic}} = \sum_{x=a,b,c} \frac{1}{\eta_{ix}} \frac{\gamma}{\gamma - 1} R\, T_{x_1} \{(\frac{p_{x_2}}{p_{x_1}})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\}$$

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

Selección de las presiones en las refrigeraciones intermedias.- Si se supone un TC 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:

$$T_{Grupo(a)} = c_p\, T_F\, \{(\frac{p_{a_2}}{p_F})^{\frac{n-1}{n}} - 1\}$$

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

$$T_{Total} = c_p T_E\, \{(\frac{p_{a_2}}{p_E})^{\frac{n-1}{n}} + (\frac{p_{b_2}}{p_{a_2}})^{\frac{n-1}{n}} + ... + (\frac{p_F}{p_{a_Z}})^{\frac{n-1}{n}} - Z - 1\}$$

El producto de los términos encerrados en los paréntesis del corchete es: $(\frac{p_F}{p_E})^{\frac{n-1}{n}}$

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

$$\frac{p_{a_2}}{p_E} = \frac{p_{b_2}}{p_{a_2}} = ... = \frac{p_F}{p_{a_Z}} = (\frac{p_F}{p_E})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \Rightarrow \quad \frac{p_{a_2}}{p_E}\,\frac{p_{b_2}}{p_{b_1}}\,\frac{p_{c_2}}{p_{c_1}} ... = \frac{p_F}{p_E} = \varepsilon_{comp} = (\varepsilon_{c_1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

siendo ε_{c_1} la relación de compresión total de un escalonamiento (común a todos los demás).

IV.6.- ÁNGULO 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 TC 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:

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

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:

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

Grado de reacción.- El grado de reacción σ es de la forma:

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

La energía de presión del rodete es:

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

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

En efecto, en la ecuación

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

el valor de E disminuye al disminuir β_2 hasta cero para:

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

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

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

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

Teóricamente se podría concebir un TC 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 TC sería inaceptable, por lo que se establece un límite máximo para β_2 mediante la condición:

$$\sigma = 0 \quad \Rightarrow \quad cotg\,\beta_2 = \frac{u_2}{c_{2m}}$$

Cuanto mayor sea el ángulo β_2:

- Mayor será la energía E comunicada al fluido en cada rodete

- Menor el número de escalonamientos necesarios

- Más bajo el costo del TC

- El grado de reacción disminuye

- Como el proceso en el difusor es de bajo rendimiento, el rendimiento del TC y la economía en la explotación empeoran en general, 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, $25^o < \beta_2 < 50^o$, siendo valores corrientes en los TCs centrífugos los comprendidos entre $25^o \div 60^o$.

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

β_2	E	$H_{dinámica}$	$H_{presión}$	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	$0{,}5 > \sigma > 0$
$\beta_{2\,máx}$	$2u_2^2$	0	$2u_2^2$	0

El valor de:

$$tg\ \beta_{2\,mín} = \frac{c_{2m}}{u_2} = \left| \begin{array}{c} c_{2m} = c_{1m} \\ tg\ \beta_1 = \dfrac{c_1}{u_1}\ (entrada\ radial) \end{array} \right| = \frac{c_{1m}}{u_1\ \dfrac{d_2}{d_1}} = \frac{d_1}{d_2}\ tg\ \beta_1$$

por lo que el límite inferior del ángulo β_2:

- Depende de la relación de diámetros $\frac{d_1}{d_2}$ *para un ángulo determinado* β_1

- Aumenta al aumentar $\frac{d_1}{d_2}$*, tendiendo hacia el límite* $\beta_{2\,mín} = \beta_1$*, cuando* $\frac{d_1}{d_2} = 1$

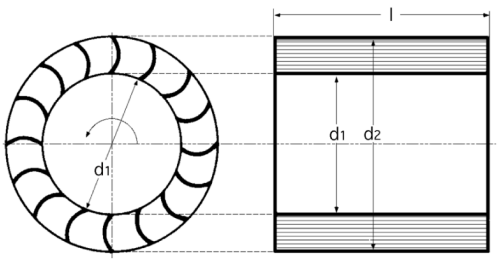


Fig IV.16.- Rodete del ventilador Siroco

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 TCs.

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

En el diseño de un TC 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 de forma que:

- Se determina en el diagrama (i-s) el salto adiabático isentrópico

- Se divide este 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), y en la realidad el rodete tiene un número finito de álabes.

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, $\beta_{2'} < \beta_2$.

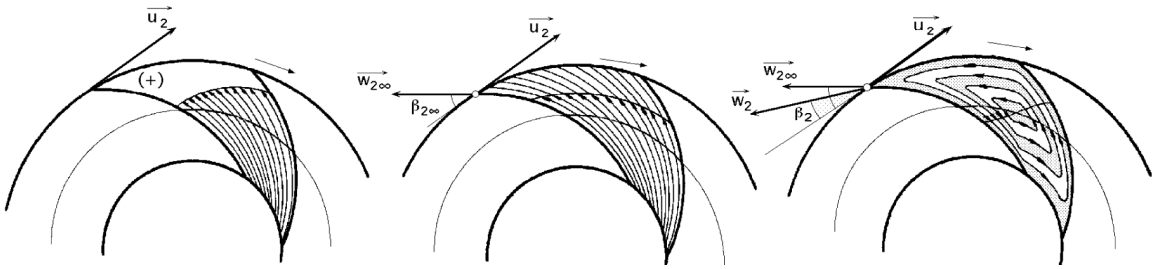


Fig IV.17.- Torbellino potencial en el rodete de un TC centrífugo

Este hecho se demuestra mediante la teoría del fluido ideal irrotacional, en el que se origina un torbellino relativo: *En el rodete real con número finito de 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.*

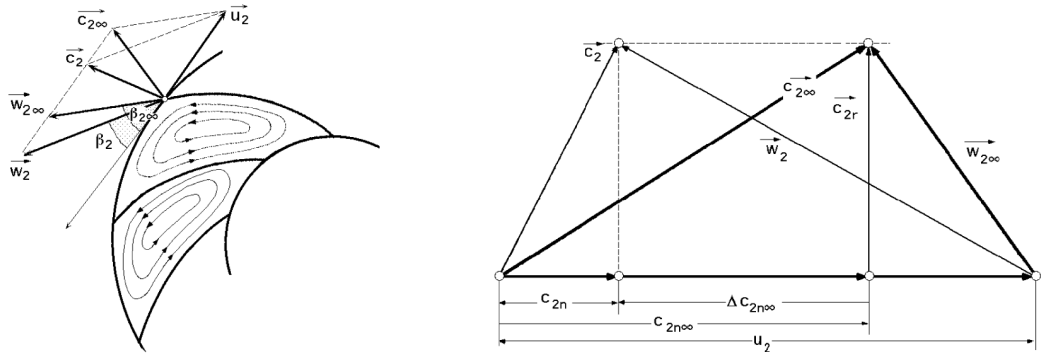


Fig IV.18.- Triángulos de salida de un TC centrífugo para un número infinito y finito de álabes

Al calcular el rodete el fluido es ideal e irrotacional, ya que sólo en un fluido ideal sería posible una compresión isentrópica. 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;* sus valores experimentales oscilan entre *1,02* $< \mu <$ *1,07,* aunque rara vez exceden de 1,04.

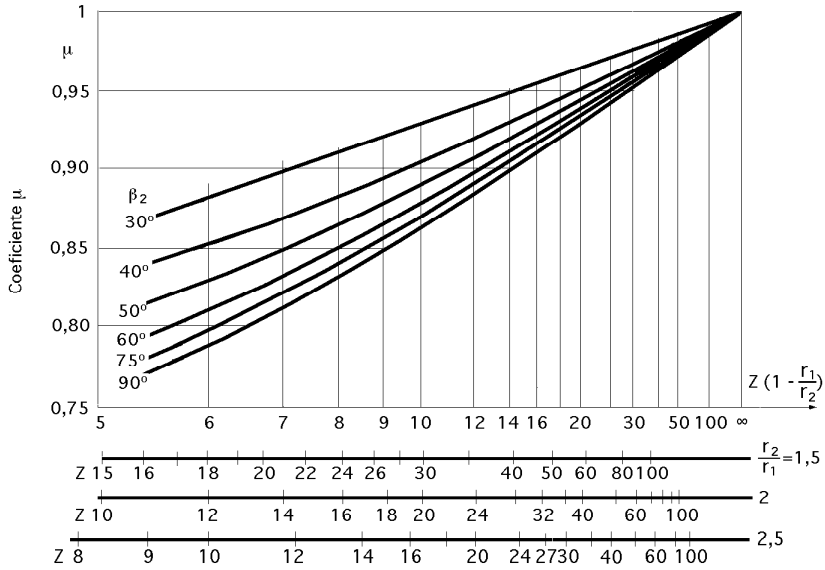


Fig IV.19.- Ábaco para el cálculo del coeficiente m

Eckert propone la expresión:

$$\mu = 1 - \frac{\pi \ sen \ \beta_2}{Z} = \frac{E}{E_\infty} = \frac{H_{t(máx)}}{H_{t(máx_\infty)}} = \frac{T_u}{T_{u_\infty}}$$

en la que: Z es el número de álabes del rodete, $E = u_2 c_{2u}$ *y* $E_\infty = u_2 c_{2u_\infty}$

El deslizamiento aumenta al $\begin{cases} aumentar \ \beta_2 \\ disminuir \ Z \end{cases}$

Otra expresión desarrollada por Eckert que concuerda bastante bien con la experiencia y que tiene en cuenta la influencia de la fuerza centrífuga, incluyendo la relación $\frac{d_1}{d_2}$, es:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\pi \ sen \ \beta_2}{2 Z (1 - \frac{d_1}{d_2})}}$$

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

IV.8.- MÉTODO DE CALCULO DE UN TC RADIAL

El cálculo de un TC radial es análogo al de las bombas centrífugas, pero en los TCs, 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 TC radial son los siguientes:

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

- El estado inicial del gas, determinado generalmente por su presión p_E y temperatura T_E

- La presión final p_F, o la relación de compresión $\varepsilon_c = \dfrac{p_F}{p_E}$

- El tipo de gas a comprimir, cuyas características termodinámicas, en particular R y γ, tienen que ser conocidas.

En ciertos casos particulares se pueden fijar otros datos iniciales, como:

- El número de revoluciones

- El área frontal mínima

- TC 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.

Selección del nº de revoluciones.- El número de revoluciones depende del tipo de accionamiento del TC. Con frecuencia éste es un motor eléctrico asíncrono, siendo el número de revoluciones de $\begin{cases} 2.950 \text{ rpm (motor de un par de polos)} \\ 1.430 \text{ rpm (motor de dos pares de polos), menos frecuente} \end{cases}$ 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 TC 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 $\begin{cases} \text{periféricas, } \vec{u} \\ \text{de rotación, } n \end{cases}$, que son mucho más elevadas en un TC, que en una bomba centrífuga.

Si una misma máquina a un mismo número *n* de rpm impulsa aire, generará un incremento de presión Δp aproximadamente 833 veces menor que si impulsa agua, por lo que, 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 TC es una máquina mucho más revolucio-

nada que la bomba y de mayor ruido.

El número n de rpm de los TCs oscila entre $3.000 \div 25.000$ 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 TCs 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 $11.000 \div 34.000$ rpm aproximadamente.

Determinación 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 la relación de compresión es $\varepsilon_c = 2 \div 2{,}5$, 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 que se indican se pueden considerar usuales para $\varepsilon_c = \begin{cases} 1{,}1 \text{ a } 1{,}5 \ldots . Z = 2 \text{ escalonamientos} \\ 1{,}5 \text{ a } 2{,}5 \ldots . Z = 4 \\ 2{,}5 \text{ a } 4 \ldots \ldots . Z = 4 \text{ a } 6 \\ 7 \text{ a } 10 \ldots \ldots . Z = 9 \text{ a } 11 \end{cases}$

Para una relación de compresión $\varepsilon_c = 600$, factible con un TC radial, harían falta unos 30 escalonamientos; sin embargo, para evitar el fenómeno de bombeo, no se deben alojar en el mismo cuerpo (carcasa) más de 12 escalonamientos.

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

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

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

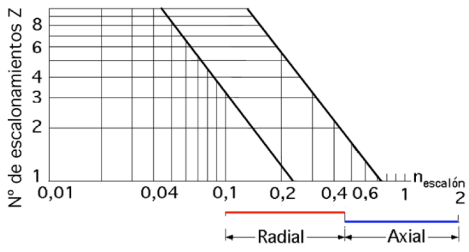


Fig IV.20
Estimación del número Z de escalonamientos de un TC

Una vez fijado el número n de revoluciones, se calcula el nº específico de revoluciones del compresor

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

ya que se conocen los datos iniciales Q y E (que se calcula para la unidad completa) y mediante la Tabla

IV.2, se determina el valor de $n_{escalón}$ que es el número específico de revoluciones para el escalón, distinto del calculado para todo el compresor y que determina la forma del rodete en condiciones de rendimiento óptimo. Con el valor del número específico de revoluciones $n_{escalón}$ hallado, la Fig IV.20 proporciona una aproximación del número de escalonamientos, valor confirmado por la experiencia y que no es 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.

Tabla IV.2.- Cálculo de los valores de $n_{escalón}$

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

CÁLCULO 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* β_1
- *Salida del rodete* d_2, b_2 *y* β_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 TC 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 sobrepasa los 300 m/seg

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* $\beta_2 > 90°$, *(Fig IV.5b, que reproducimos por comodidad)*

- Mínima con álabes curvados hacia atrás, $\beta_2 < 90^o$, Fig IV.5a

- Intermedia con álabes de salida radial, $\beta_2 = 90^o$, 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.

a) La energía cinética que se transforma en presión en el difusor, es $\begin{cases} \text{máxima en el tipo (b)} \\ \text{mínima en el tipo (a)} \\ \text{intermedia en el (c)} \end{cases}$ *; como el rendimiento del difusor es bajo, el menor rendimiento corresponderá al tipo (b)*

b) El rodete 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

c) El tipo (c) ha sido muy utilizado en los TCs de los motores TG, debido a sus buenas características junto a la mayor facilidad del mecanizado del rodete, forjado de una pieza, ya que 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 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.

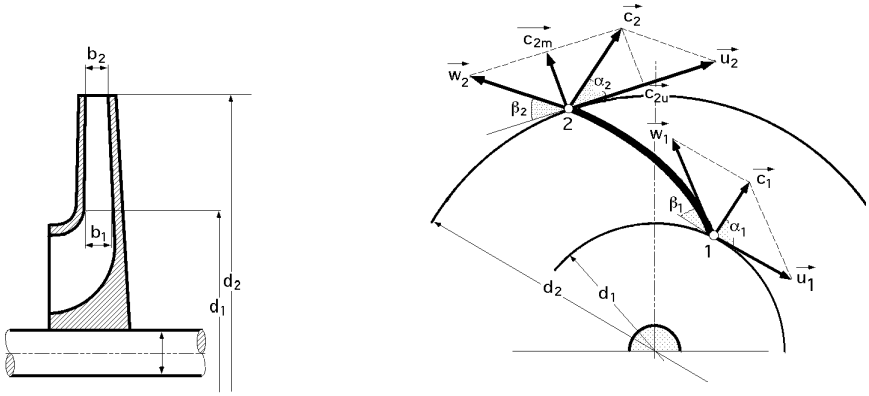


Fig IV.21.- Dimensiones principales de un rodete de TC radial: a) Corte meridional; b) Corte transversal.

Variación 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 suma vectorial de $\vec{w}_2$ y $\vec{u}_2$ 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:

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

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

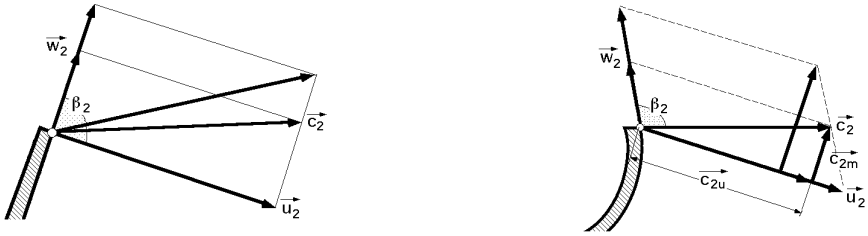


Fig IV.22 a.b

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 $\vec{u}_2$; se puede apreciar que la suma vectorial de $\vec{u}_2$ y $\vec{w}_2$ suele dar como resultado una velocidad absoluta a la salida $\vec{c}_2$ inferior a $\vec{u}_2$ por lo que un aumento del caudal al ocasionar un decrecimiento de $\vec{c}_2$ 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 es una recta de pendiente negativa.

Estimación simultánea de β_2 , u_2 , *y* $\frac{d_1}{d_2}$.- 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 $\vec{u}_2$.

La velocidad periférica $\vec{u}_2$ *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 de la Fig IV.23 se determina la relación $\frac{d_1}{d_2}$ 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 revoluciones, se calcula el número específico adimensional de revoluciones del escalonamiento $n_{escalón} = \frac{\sqrt{\Phi}}{\Psi^{3/4}}$ *, que es distinto del* n_q *calculado para todo el compresor y que determina la forma del rodete, en condiciones de rendimiento óptimo*

- Para el $n_{escalón}$ *calculado, normalmente se tiende a realizar el mejor rendimiento posible, que se determina mediante las curvas de rendimiento y los coeficientes de caudal* Φ *y de presión* Ψ

- En el gráfico se lee el ángulo β_2 *y 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.22 la relación* $\frac{d_1}{d_2}$

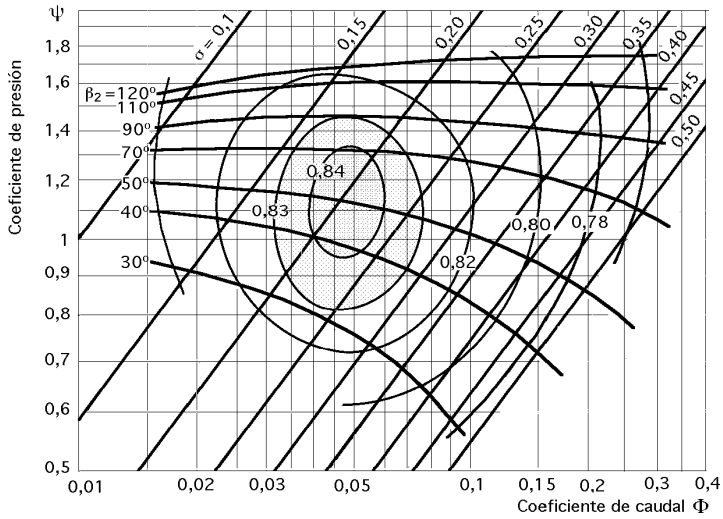


Fig IV.23.- Diagrama de Eckert para la estimación de las dimensiones principales de un TC radial

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

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

β_2	*20°*	*25°*	*39°*	*35°*	*40°*	*50°*	*60°*	*70°*	*80°*	*90°*
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 $0,9 \div 1,1$.

Los TCs radiales con álabes curvados hacia adelante, $\beta_2 > 90°$, tienen coeficientes de presión del orden de $1,2 \div 1,4$.

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

Triángulo de entrada del rodete.- En el triángulo de entrada se conoce la relación, $u_1 = u_2 \dfrac{d_1}{d_2}$

Experimentalmente se ha comprobado que el ángulo, $\begin{cases} \beta_{1\,óptimo} \text{ es del orden de } 30° \\ \alpha_1 = 90° \end{cases}$

Si el diseño es tal que la velocidad relativa a la entrada $\vec{w}_1$ se acerca a la velocidad del sonido $\vec{c}_s$, 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, $\begin{cases} c_{1u} > 0 \\ \alpha_1 < 90° \end{cases}$, los efectos perjudiciales debidos a la compresibilidad se pueden disminuir, y el rendimiento aumentar, mejorando el funcionamiento del turbocompresor, disminuyendo el número de Mach.

Este caso tiene lugar, frecuentemente, en los TCs de los turborreactores; la corriente entra es-

pontáneamente en el rodete sin rotación, $c_{1u} = 0 \Rightarrow \alpha_1 = 90^o$.

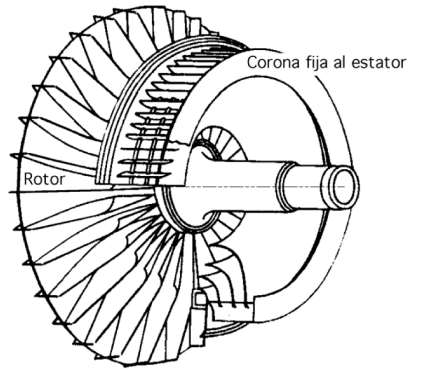


Fig IV.24.- Disposición en un TC de la corona directriz a la entrada (destinado a un turborreactor)

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

Para evitar la formación de ondas de choque, la velocidad $\vec{w}_1$ de ordinario no debe exceder el valor indicado por la relación

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

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

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

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

siendo:
- Q *el caudal volumétrico a la entrada del escalonamiento*
- q *el caudal intersticial del orden del 2% del caudal que bombea el compresor*
- *El rendimiento volumétrico,* $\eta_{vol} = \dfrac{Q}{Q+q}$

A la salida se tiene:

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

en estas ecuaciones, k_1 *y* k_2 son los coeficientes de obstrucción a la entrada y salida de los álabes.

Diámetro del eje d_e, del cubo d_c y de la boca del rodete d_a.- El diámetro del eje d_e se calcula teniendo en cuenta el material y el momento de torsión máximo admisible del eje, Fig IV.22, que se puede estimar para los aceros utilizados en su construcción de $17 \div 23$ N/mm^2, correspondiendo los valores menores para los TCs de un escalonamiento de pequeña longitud y rotores de poco peso.

El diámetro del cubo d_c en los compresores radiales se suele hacer algo mayor que el diámetro del eje d_e, $25 \div 50$ mm.

El diámetro de la boca del rodete d_a 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

Número de álabes.- El *número de álabes del rodete* está relacionado con $\begin{cases} el\ rendimiento \\ la\ altura\ teórica \end{cases}$

a) Con el *rendimiento*, ya que:

- *Un aumento del número de álabes aumenta el rozamiento de superficie al aumentar la superficie mojada*
- *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 $\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$ y de la relación de diámetros $\frac{d_2}{d_1}$.

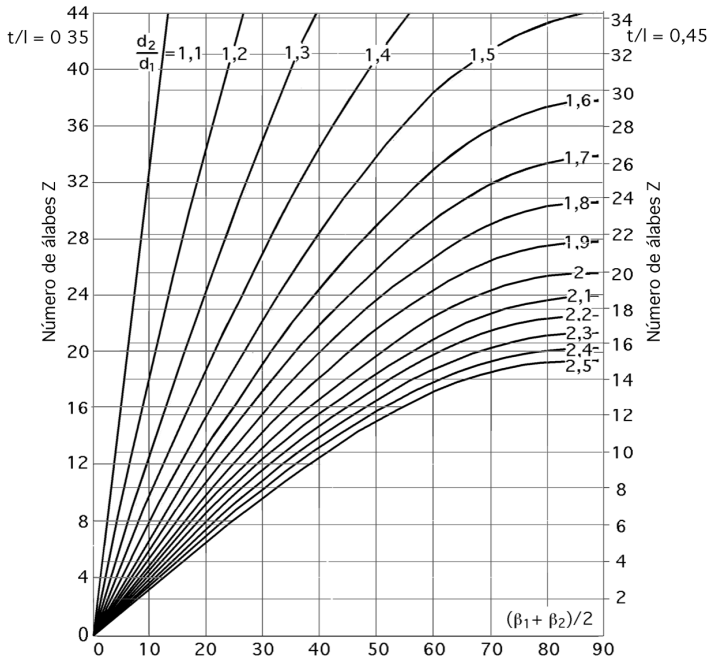


Fig IV.25.- Número de álabes Z de un TC radial en función del ángulo medio de los álabes

Trazado de los álabes.- 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 un 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 TCs 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_2 ; 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.

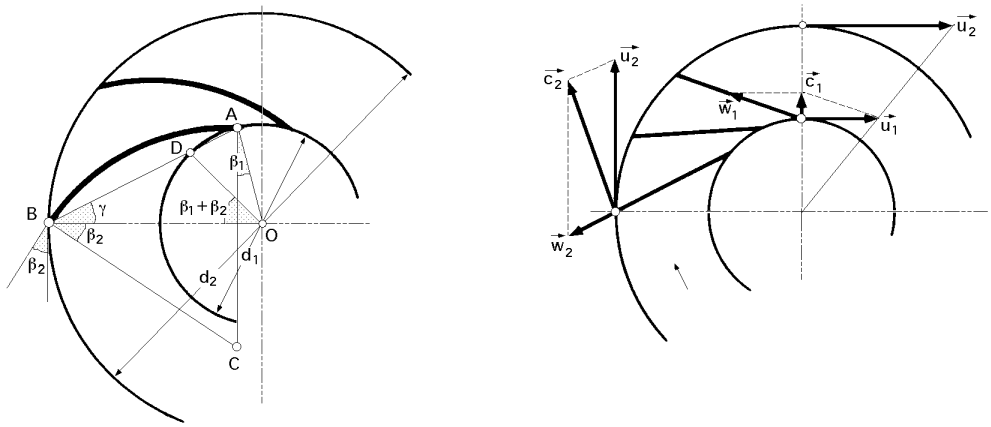


Fig IV.26.- Trazado del álabe de un TC radial constituido: a) Por un arco de círculo, b) Por una recta.

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 su demostración 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.

IV.10.- CALCULO DE LA CORONA DIRECTRIZ SIN ALABES

Se emplea en los TCs $\begin{cases} estacionarios \\ de\ un\ solo\ escalonamiento\ (turbosoplantes) \end{cases}$, y se puede ver en la Fig IV.27.

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:

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

En la compresión (difusión) real politrópica un razonamiento análogo al utilizado anteriormente conduce a la expresión:

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

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.

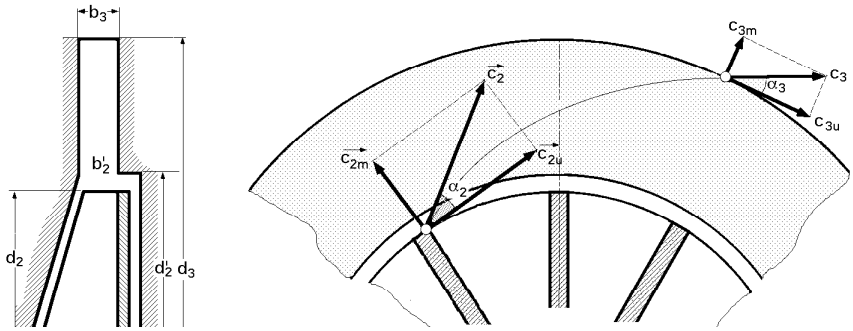


Fig IV.27.- Corona directriz sin álabes

El proceso en el difusor se puede suponer politrópico con un exponente, n = 1,45 ÷ 1,7.

Los siguientes valores de diseño están confirmados por la experiencia: $\begin{cases} b_{2'} = b_3 \simeq b_2 \\ d_3 = (1{,}55 \div 1{,}17)\, d_2 \\ d_{2'} = (1{,}05 \div 1{,}1)\, d_2 \end{cases}$

Si se considera el gas como un fluido ideal que se mueve en la corona directriz en régimen irrotacional, al ser la circulación constante:

$$d_3\ c_{3u} = d_2\ c_{2u} = Cte \quad \Rightarrow \quad c_{3u} = \frac{d_2}{d_3}\ c_{2u}$$

y el ángulo de entrada α_3 de la corriente absoluta en la caja espiral que sigue a la corona directriz sin álabes vale:

$$\alpha_3 = arc\ tg\ \frac{c_{3m}}{c_{3u}} = \frac{\dfrac{Q_3}{\pi\ d_3 b_3}}{c_{3u}}$$

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.

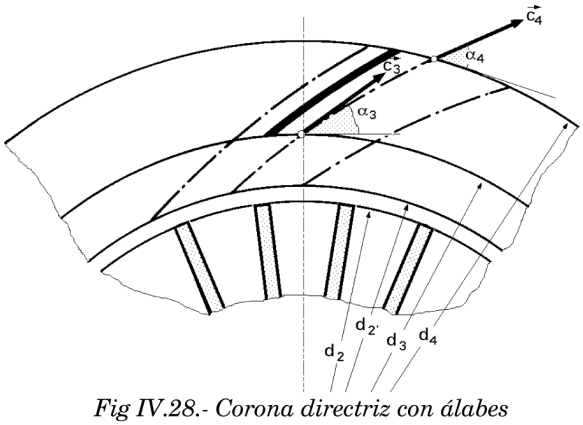


Fig IV.28.- Corona directriz con álabes

Siempre que $\alpha_2 < 20^o$, conviene instalar álabes en la corona directriz

Para el ancho y diámetro de esta corona se pueden utilizar los siguientes valores experimentales:

$\begin{cases} b_3 = b_4 = (1 \div 2)\, b_2 \\ d_3 = 1{,}1\, d_2 \\ d_4 = (1{,}45 \div 1{,}55)\, d_2 \end{cases}$

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.

El ángulo de salida de los álabes directrices α_4 suele ser de $30^o \div 40^o$.

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.