III.- TURBOCOMPRESORES (TCs)

pfernandezdiez.es

III.1.- INTRODUCCION

Los TCs son turbomáquinas térmicas que sirven para comprimir un gas; se pueden dividir en dos grupos $\begin{cases} soplantes \\ turbocompresores \end{cases}$

Las máquinas hidráulicas TMH para gases se denominan ventiladores.

Los *ventiladores* generan un incremento de presión total $\Delta_{p.total}$ 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:

soplantes de BP.....: $\varepsilon_c = 1{,}1$ *a* $1{,}5$

soplantes de MP.....: $\varepsilon_c = 1{,}5$ *a* $2{,}5$

soplantes de AP.....: $\varepsilon_c = 2{,}5$ *a* 4

El número de revoluciones de los *turbosoplantes* varía de $3.000 \div 21.000$ rpm.

Los TCs 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 TCs de las turbinas de gas.

Tanto los turbosoplantes como los TCs 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 TCs 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 TCs ha sido el desarrollo espectacular de la turbina de gas en los últimos años, ya que el TC 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 TC, por lo que la mejora del rendimiento del TC es de gran influencia en el desarrollo de la turbina de gas.

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

Los primeros TCs 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 TCs centrífugos de varios escalonamientos por su más alto rendimiento, del $70 \div 80\%$. Hasta el año 1926 no se emprendieron más desarrollos de TCs axiales, en que A. A. Griffith establece los principios básicos de su teoría del perfil aerodinámico, para el diseño de los álabes de los TCs y turbinas. Los TCs actuales sobrepasan rendimientos del 90%, con relaciones de compresión > 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 TC aventaja a los compresores alternativos y rotativos de desplazamiento positivo.

Las ventajas de los TCs 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 TC 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 TCs 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 TC 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

Los TCs radiales y diagonales se denominan TCs centrífugos; los TCs diagonales no son muy corrientes y su teoría fundamental no difiere de la de los TCs radiales. El diseño específico del rodete de doble curvatura, característico de las turbomáquinas diagonales, es análogo al empleado en las bombas helicocentrífugas. El TC diagonal puede suministrar un caudal $2 \div 3$ veces mayor que un TC 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, etc.)

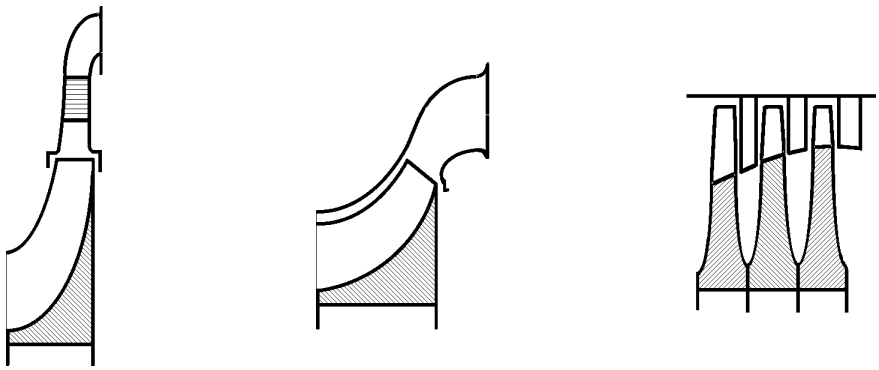


Fig III.1.- Corte de un turbocompresor: a) Radial; b) Diagonal; c) Axial

Comparacion de los TCs centrífugos y los axiales

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

- Mayor robustez y, por tanto, mayor seguridad en la explotación

- Menor número de escalonamientos

- Mayor facilidad de alojamiento de los sistemas de refrigeración intermedia

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

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

- Mejor rendimiento

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

- El TC 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 TC 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 TCs 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 TC radial de un solo escalonamiento, con lo cual el peso y volumen de la máquina será menor que si se empleara un TC axial, que necesariamente tendría que ser de varios escalonamientos.

La relación de compresión por escalonamiento es:

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

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

III.3.- RENDIMIENTO DE LOS TCs

Aunque el TC 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 funciona-

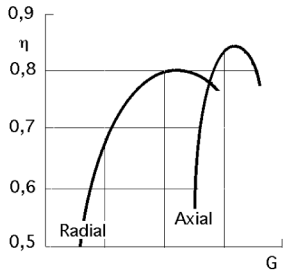


Fig III.2.- Curvas típicas de rendimiento a cargas parciales de un TC: a) radial; b) axial

miento con relación al punto de diseño, Fig III.2; la curva de rendimiento en función del gasto másico del TC radial es más plana (horizontal) que la del TC axial.

En la Fig III.3 se indican las curvas características relación de presiones $\frac{p_F}{p_E}$ en función del caudal volumétrico Q_E a la entrada de la máquina, a diferentes números de revoluciones, correspondientes a un TC radial y axial respectivamente.

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 TC axial.

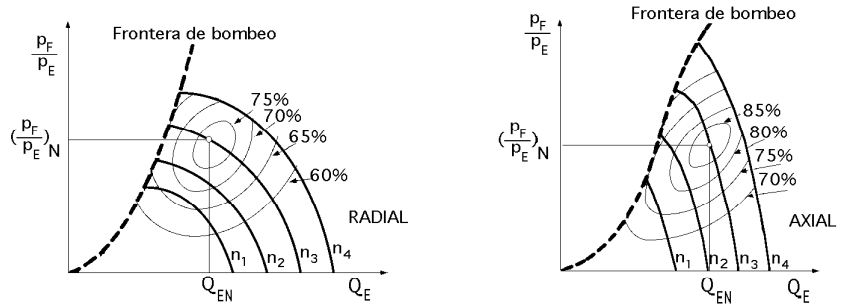


Fig III.3.- Curvas características de un turbocompresor: a) radial; b) axial, con las curvas límites de bombeo

Funcionamiento inestable (surging o bombeo).- En los TCs, 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 TC axial más sensible a este fenómeno, mientras que el TC radial tiene una zona de funcionamiento estable mayor.

III.4.- NUMERO ESPECIFICO DE REVOLUCIONES

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

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

$$\text{siendo} \begin{cases} \Psi = \text{Coeficiente de carga} = \dfrac{T_u}{u_e^2 / g} = \dfrac{\text{Salto isentrópico en el escalón}}{\text{Energía correspondiente a la velocidad periférica del rodete}} \\ \Phi = \text{Coeficiente de caudal} = \dfrac{\text{Caudal en la arista de succión de BP}}{Q\ u_e} = \dfrac{c_m}{u_e} = \dfrac{Q/\Omega}{u_e} = \dfrac{4\ Q}{\pi\ d_e^2\ u_e} \end{cases}$$

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 de caudal Φ *en el TC* $\begin{cases} \text{radial, } 0{,}01 \div 0{,}08 \\ \text{diagonal, } 0{,}05 \div 0{,}4 \\ \text{axial, } 0{,}05 \div 0{,}5 \end{cases}$

El coeficiente de caudal Φ *se define en el TC como:* $\begin{cases} \Phi_{axial} = \dfrac{c_a}{u_e} = \dfrac{c_m}{u_e} \\ \Phi_{radial} = \dfrac{c_a}{u_e}(1 - \nu^2) = \dfrac{c_m}{u_e}(1 - \nu^2) \end{cases}$, siendo ν la relación de cubo.

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

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

La relación entre los coeficientes θ *y* n_q *es,* $n_q = 0{,}4744\ \theta\ \sqrt{\dfrac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}$, siendo en la inmensa mayoría de los casos prácticos: $\sqrt{\dfrac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}} = 1$

El factor $\sqrt{\dfrac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}$ proviene de que el caudal másico se toma para $\begin{cases} n_q \text{ en condiciones totales} \\ \theta \text{ en condiciones estáticas} \end{cases}$.

El TC centrífugo tiene un número específico de revoluciones θ *inferior al TC axiales.*

El TC centrífugo de admisión simple se puede diseñar desde caudales mínimos de 500 m^3/h, mientras que el TC de admisión doble puede alcanzar caudales de 290.000 m^3/h, Fig III.4.

El TC axial exige caudales mínimos superiores a los 14.400 m^3/h y se puede construir para caudales superiores a 1.000.000 m^3/h.

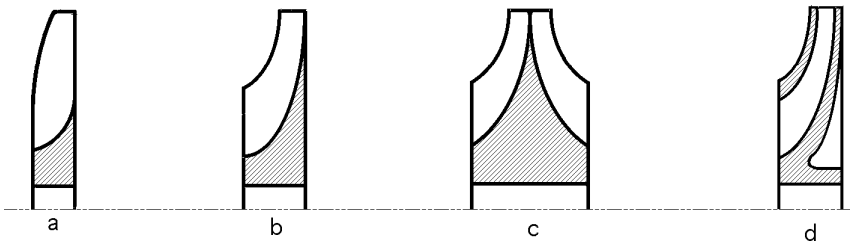


Fig III.4.- Tipos de rodetes centrífugos: a) Abierto; b) Semiabierto de simple aspiración; c) Semiabierto de doble aspiración; d) Cerrado

La posibilidad de conseguir un funcionamiento estable limita en ambos tipos de TC la relación total de compresión a conseguir en un solo cuerpo o carcasa; con los TCs:

- *Centrífugos se pueden alcanzar relaciones de compresión de, 10÷ 12*
- *Axiales no es fácil alcanzar en un solo cuerpo una relación de compresión mayor de, 6÷ 8*
- *Radiales se pueden alcanzar presiones finales de hasta 600 bar y los axiales hasta 50 bar*

III.5.- INCREMENTO DE PRESION

Turbocompresor axial.- En el *TC axial*, la ecuación de Euler es de la forma,

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

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

El otro término que figura en la ecuación, $\frac{c_2^2 - c_3^2}{2\,g} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2\,g}$ representa, tanto en el TC axial como en el centrífugo, el incremento de energía cinética en el difusor.

Turbocompresor radial.- En el *TC radial*, la ecuación de Euler es de la forma:

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

La fuerza centrífuga origina un incremento de presión en el rodete = $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2\,g}$

El frenado de la corriente en el rodete, provoca un efecto de difusión = $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2\,g}$

Para mejorar el rendimiento muchas veces se prescinde de este segundo término; en los TCs 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 TC se consigue más eficientemente en la corona móvil que en la corona fija.

En la *corona móvil*, 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 centrífuga $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$, con pérdidas mínimas.

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

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

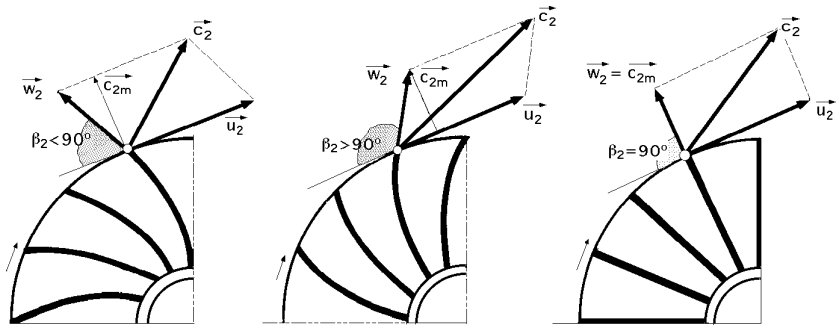
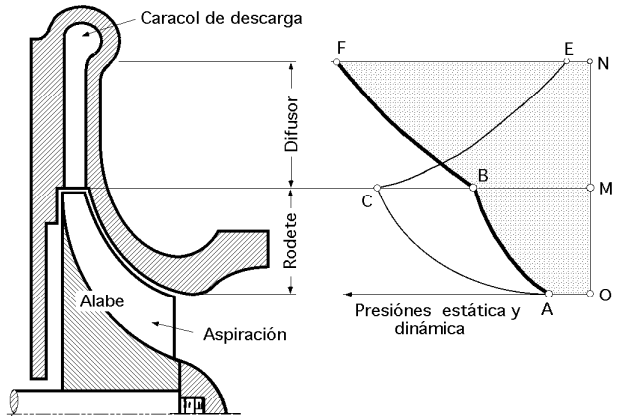


Fig III.5.- Rodete de TC centrífugo con álabes: a) Curvados hacia atrás; b) Curvados hacia delante; c) De salida radial

que no proporciona un buen rendimiento, por lo que el TC 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 $\frac{d_2}{d_1}$



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

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 TC axial requiere aproximadamente el triple número de escalonamientos que un TC radial.

Los TCs 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 TC radiales, por lo que tienen menos pérdidas y mejor rendimiento (un 10% superior) que el TC radial.

Los rendimientos que se suelen alcanzar en los TCs actuales, según tipo y relación de compresión ε_c, se indican en la Tabla III.1.

Tabla III.1.- Rendimientos en los TCs

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

CAMPO DE APLICACION

Los TCs radiales permiten:

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

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

- Relación de compresión: $\begin{cases} \text{De un escalonamiento: 1, 7÷3 (a veces hasta 5)} \\ \text{Turbocompresor de escalonamiento único} \le 5 \\ \text{Turbocompresor de dos escalonamientos} \le 7 \end{cases}$

- Caudal másico: $\begin{cases} \text{Aspiración sencilla} \le 30\ kg/seg \\ \text{Aspiración doble} \le 60\ kg/seg \end{cases}$

Los TCs axiales permiten:

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

- Coeficiente de presión de un escalonamiento: 0,6 ÷ 1

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

- Número de escalonamientos, para: $\begin{cases} \varepsilon_c = 6 \ ; \ z = 10 \div 12 \\ \varepsilon_c = 12 \ ; \ z = 16 \div 18 \end{cases}$

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

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

- El TC radial se emplea sólo en la gama de potencias entre 500 ÷1500 kW

- El TC radial se construye con uno o dos escalonamientos, y admisión sencilla o doble.

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

Los TCs 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 TC 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 TC en las condiciones más variadas y obtener experimentalmente las curvas características, que permiten por interpolación conocer el comportamiento del TC en cualquier situación posible. Estas curvas se trazan en unos ejes cuyas coordenadas son caudal y presión u otras variables apropiadas funciones del caudal y de la presión, respectivamente; la región de este plano accesible por el TC se denomina campo característico.

En los TCs 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 TCs 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 TC 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 TC 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 TC 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 TC; 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 TC.

Cuando se trata de un TC determinado los resultados se pueden representar mediante las va-

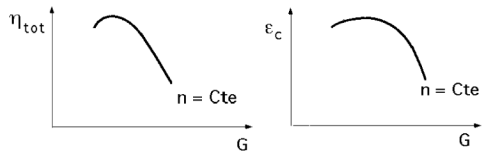


Fig III.7.- Ensayo elemental de un TC

riables utilizadas en la Fig III.7, en la que se representa un ensayo elemental de un TC, que consta de dos curvas:

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

Relación de compresión: $\varepsilon_c = f(G) = \dfrac{p_F}{p_E}$

Ensayo completo.- El ensayo completo es un conjunto de ensayos elementales que, una vez realizados, 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.8ab; para cada valor de n hay un valor mínimo de G, tanto menor cuanto menor sea n, por debajo del cual el funcionamiento del TC se hace inestable (límite o frontera de bombeo); estas curvas características vienen referidas a un tamaño y a unas determinadas condiciones en la admisión

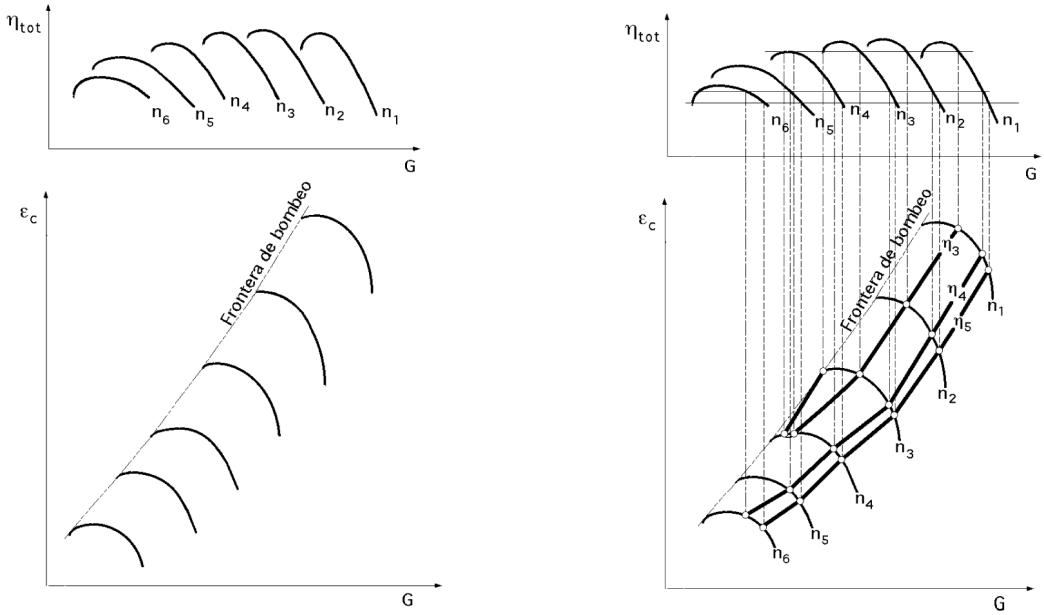


Fig III.8ab.- Ensayo completo de un TC y colina de rendimientos

El lugar geométrico de estos valores mínimos constituye la *curva límite de bombeo o frontera de bombeo* 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 TC.

En la práctica se representa el ensayo completo en un solo gráfico, Fig III.8.b, (conjunto de ensayos elementales), que contiene la misma información que los dos anteriores.

Para ello se superponen en el mismo gráfico $\begin{cases} los\ valores\ de\ \varepsilon_c = f(G)\ ,\ Fig\ III.7b \\ las\ líneas\ de\ \eta_{total} = Cte\ ,\ Fig\ III.7a \end{cases}$, eligiendo valores bien determinados del rendimiento.

En la construcción completa de la Fig III.8b para un determinado η_{tot} = Cte, los puntos de intersección de la horizontal η_{tot} con las curvas de η_{tot} para los distintos valores de n se bajan vertical-

mente; uniendo a continuación 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.b la curva de η_{tot} = Cte, para el valor determinado y prefijado de antemano. Haciendo lo mismo con los restantes valores del rendimiento, se construye un diagrama conocido como diagrama de curvas en concha o colina de rendimientos.

El diagrama de la colina de rendimientos es la representación en el diagrama $(\varepsilon_c - G)$ de la superficie $\eta_{tot} = f(G, \varepsilon_c)$, que se logra cortando dicha superficie por planos paralelos de $\eta_{tot} = Cte$, y proyectando ortogonalmente las intersecciones o curvas de nivel de la superficie con dichos planos paralelos sobre el plano $(\varepsilon_c - G)$.

Curvas caracteristicas universales de TCs geométricamente semejantes.-

Las curvas características de la Fig III.8 se refieren a un TC de geometría y tamaño determinados. En el ensayo con modelos reducidos y en general, cuando interesa conocer el comportamiento de un tipo de TC, 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 presión Ψ.

En un TC 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 adiabático γ, se tiene:

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

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

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

En la práctica, la influencia de la naturaleza del gas a comprimir expresada por γ y R en las características del TC, es despreciable; también se puede despreciar la influencia del nº Re, por lo que:

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

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

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

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

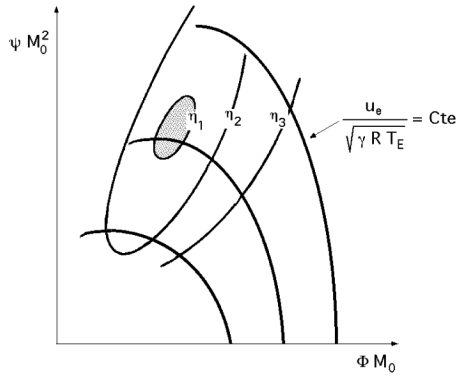


Fig III.9.- Curvas características universales de un TC con cualquier condición de admisión

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

La Fig III.8 es válida sólo para las condiciones de admisión realizadas en el ensayo (p_E, T_E) y con un TC de geometría y dimensiones determinadas. En la Fig III.9 se ha representado un ensayo universal de un TC expresado en estas variables adimensionales, válido para todos los TCs geométricamente semejantes con cualquier condición en la admisión.

Curvas características 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 TC, válidas por tanto sólo para un tamaño determinado, pero para cualesquiera condiciones en la admisión, y por esto se denominan características universales de un TC.

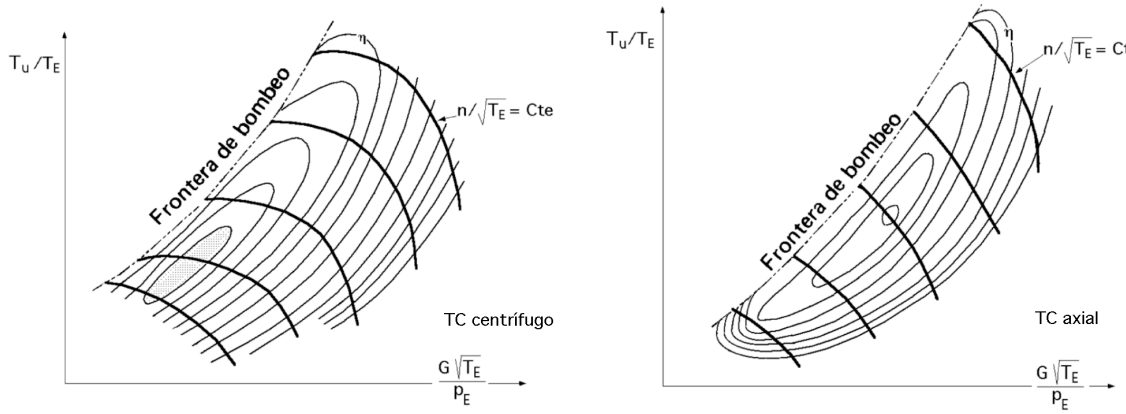


Fig III.10.- Curvas características universales de un TC, para cualquier condición en la admisión, a) TC centrífugo; b) TC axial.

En este caso, teniendo en cuenta que $n = \dfrac{u_e}{\pi\ d_e}$ 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 pueden utilizar las variables $\left(\dfrac{G\sqrt{T_E}}{p_E},\ \dfrac{n}{\sqrt{T_E}}\right)$ (diagrama de la Fig III.10), ya que:

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

Es muy frecuente en los ensayos de los TCs 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:

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

III.8.- ESTUDIO PARTICULAR DE UN ESCALONAMIENTO

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

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

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

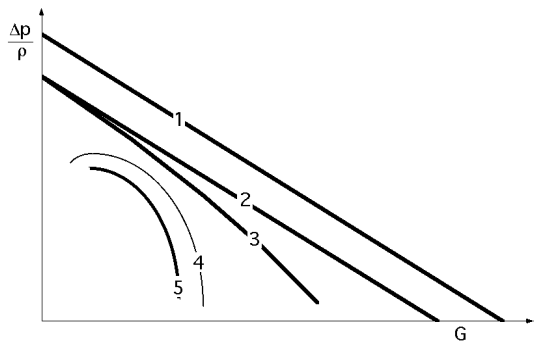


Fig III.11.- Deducción de la curva característica de un TC de álabes curvados hacia atrás

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

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

- *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 ∞ de álabes, (teoría unidimensional), (curva 1)*

El incremento de presión teórica para un número finito de álabes, es menor (curva 2).

En un TC 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.

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 TC. El diseño del TC 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 TC ya construido.

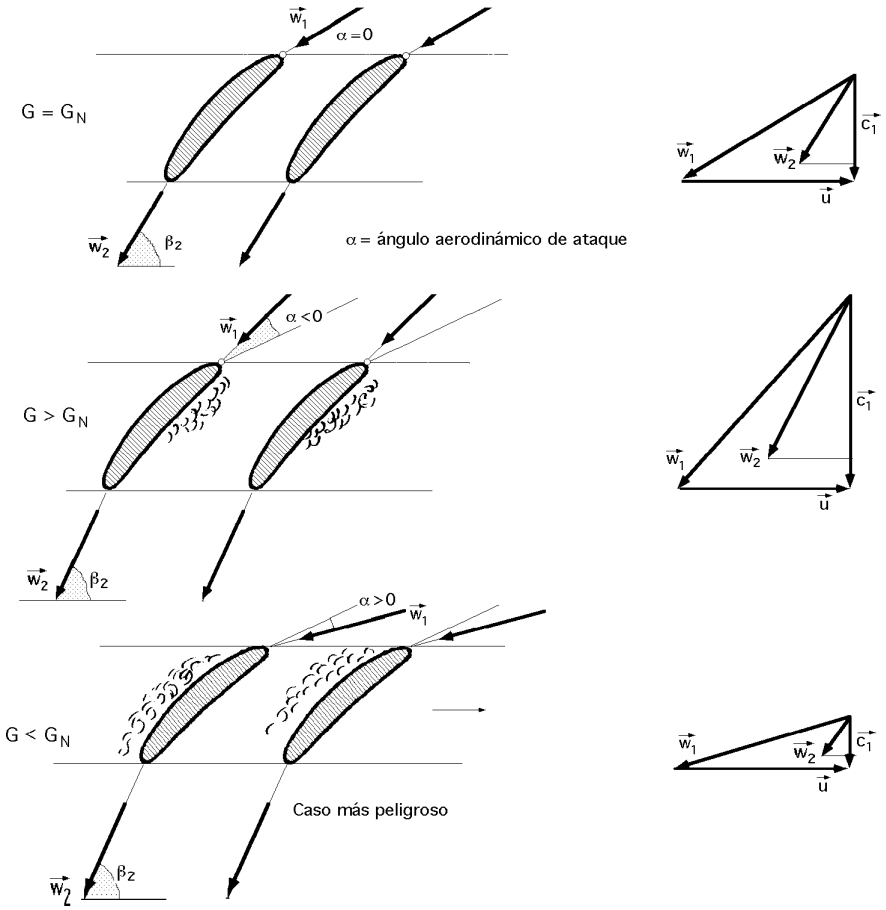


Fig III.12.- Triángulos de velocidades de un TC axial funcionando:
a) Con gasto nominal; b) Con gasto mayor que el nominal; c) Con gasto menor que el nominal

Escalonamiento de un TC axial.- En un TC axial suceden fenómenos análogos, pudiéndose estimar también las curvas características antes de la construcción del TC.

En la Fig III.12 se representa el enrejado de álabes de la corona móvil de un escalonamiento de TC axial, funcionando con gasto $\begin{cases} \textit{Nominal para el que ha sido diseñado, } G_N \\ G > G_N \\ G < G_N \end{cases}$

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 $\begin{cases} \alpha > 0 \text{ la separación se verifica en la parte cóncava} \\ \alpha < 0 \text{ la separación se verifica en la parte convexa} \end{cases}$

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 efec-

to 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 TCs axiales que en los centrífugos y que constituye una de las mayores desventajas del primero. Cuando el bombeo de un axial dura un cierto tiempo se puede producir la rotura de los álabes.

A igualdad de potencia, los TCs axiales tienen mejor rendimiento que los centrífugos. Sin embargo, del examen de las curvas características de ambos TCs se deduce que el TC 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 TCs axiales.