IV.- COMPRESORES AXIALES (TG)

pfernandezdiez.es

IV.1.- INTRODUCCIÓN

La misión de los álabes del rotor accionados por la turbina, es aumentar la velocidad del aire y la presión dinámica, pues dicho rotor recoge la energía que le entrega la turbina. La presión estática aumenta también en el rotor, pues en el diseño de los álabes, se les da mayor sección de salida que de entrada, lo que provoca un efecto difusor.

En el estator, la velocidad decrece a medida que aumenta la presión estática, mientras que la presión dinámica disminuye al disminuir la velocidad, si bien esta disminución queda compensada por el aumento en el rotor.

Por lo tanto, en el rotor aumentan la velocidad y la presión total y en el estator disminuye la velocidad, aumenta la presión total y disminuye la presión dinámica. El aire va pasando del rotor al estator y así sucesivamente, aumentando la energía del gasto másico de aire para que llegue a la cámara de combustión en cantidad y presión adecuadas.

La temperatura aumenta al aumentar la presión, debido a que parte de la energía mecánica se convierte en calor. El diseño de los TCs axiales entraña una gran dificultad dada la importancia especial que el método aerodinámico y el método de diseño de los álabes torsionados tiene en estas máquinas.

El ángulo de desviación $(\beta_1 - \beta_2)$ de los álabes de un TC axial tiene que ser muy reducido si se quiere mantener un elevado rendimiento, siendo inferior a 45º, mientras que en las Turbinas de vapor o de gas es mucho mayor.

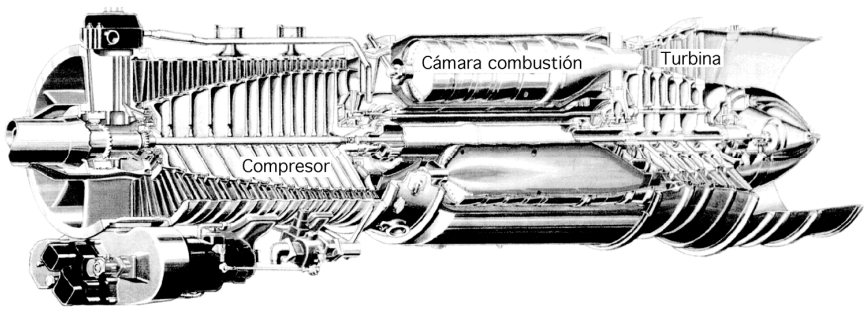
De los triángulos de velocidades, Fig IV.2, para una velocidad media c_a= Cte, se obtiene:

$$c_{2u} - c_{1u} = w_{2u} - w_{1u}$$

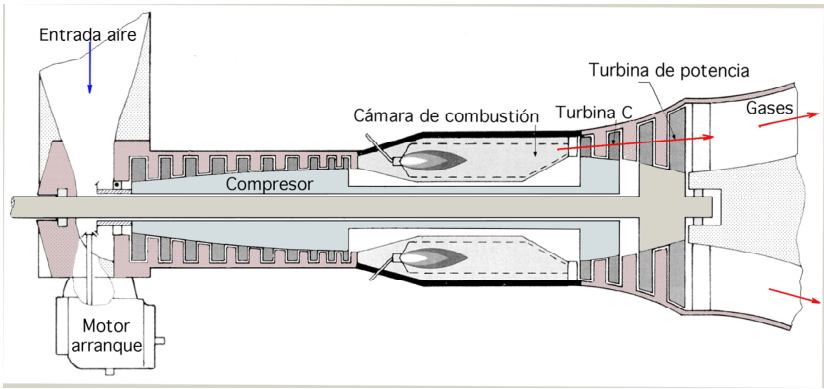
$$w_{2u} = - c_2 \ cotg \ \beta_2 \quad ; \quad w_{1u} = - c_1 \ cotg \ \beta_1$$

El salto entálpico periférico en un escalonamiento de un TC axial, es:

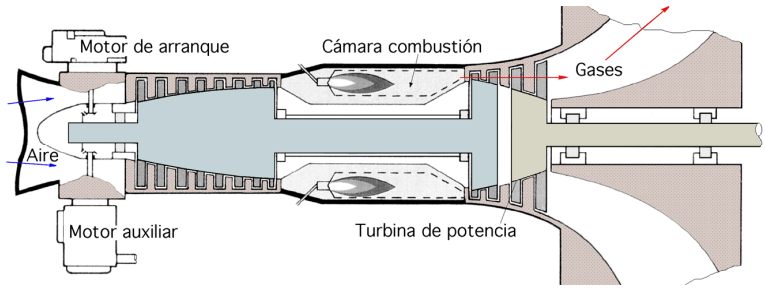
$$T_u = u \ \Delta c_u = u \ (c_{2u} - c_{1u}) = u \ c_a \ (cotg \ \beta_1 - cotg \ \beta_2)$$



a) Sección interior de una turbina axial monoeje



b) Sección interior de una turbina axial de dos ejes concéntricos



c) Sección interior de una turbina axial de dos ejes no concéntricos

Fig IV.1.- Sección interior de algunas tipos de turbinas de gas axiales

De esta ecuación se deduce que como en un TC axial la diferencia $(cotg\ \beta_1 - cotg\ \beta_2)$ es muy pequeña, el aumento del salto por escalonamiento se tiene que conseguir mediante un aumento de la velocidad periférica $\vec{u}$ o de $\vec{c}_a$. Como ambas posibilidades son muy limitadas, y como a un salto periférico pequeño le corresponde un incremento de presión por escalonamiento pequeño, la relación de compresión ε_c por escalonamiento en los TCs axiales es muy pequeña, del orden de $1{,}15 \div 1{,}35$ aproximadamente, y mucho menor que en el TC centrífugo.

Sin embargo ésto no es problema para que en la actualidad el TC axial predomine sobre el TC centrífugo en campos tales como las grandes potencias, los grandes caudales e incluso grandes relaciones de compresión para la impulsión de grandes caudales, del orden de $\varepsilon_c = 4$, que se alcanzan aumentando el número de escalonamientos. Estos escalonamientos se suceden unos a otros, ya sean

de tambor o de disco, constituyendo una máquina compacta con una reducida área transversal, Fig IV.2, lo que constituye una gran ventaja sobre el TC centrífugo, p.e. en la aplicación a los turborreactores de los aviones que precisan de pequeñas superficies frontales.

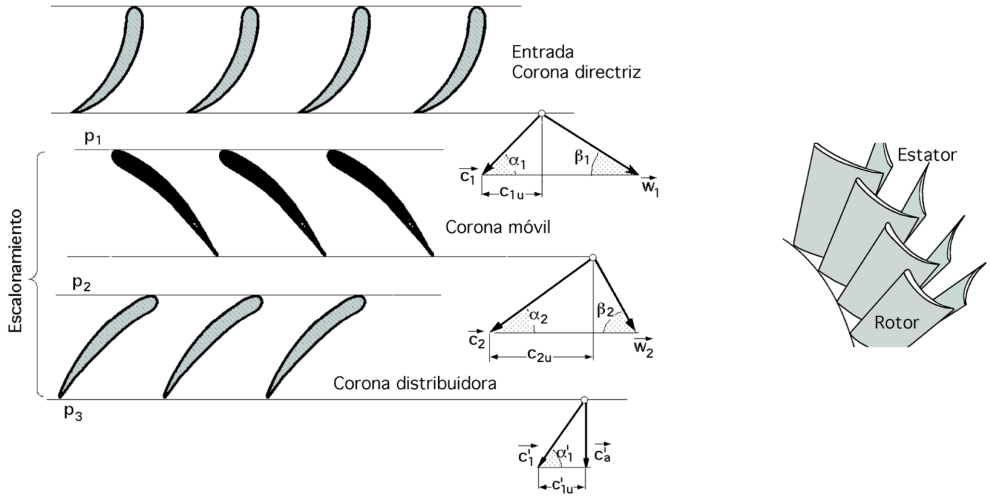


Fig IV.2.- Escalonamiento de un turbocompresor axial y triángulos de velocidades

Los TCs axiales se clasifican en subsónicos y supersónicos. Nuestro estudio tratará únicamente de los TCs subsónicos, que son los más corrientes.

Por lo que respecta a las pérdidas, saltos entálpicos, rendimientos, potencias, refrigeración, etc, lo visto en los TCs centrífugos, es íntegramente aplicable a los TCs axiales.

Como la relación de compresión por unidad es limitada, se pueden alcanzar valores extraordinariamente elevados, disponiendo un cierto número de ellas en serie.

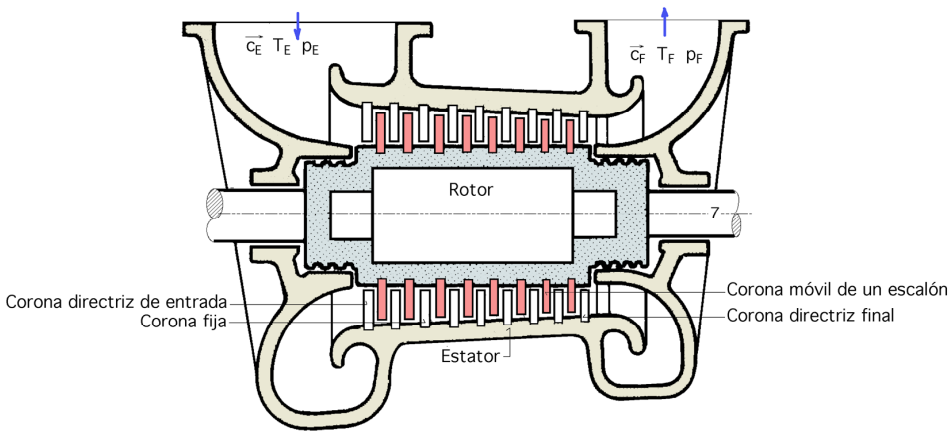


Fig !V.3.- Esquema del corte longitudinal de un TC axial

IV.2.- INCREMENTO DE LA PRESIÓN TEÓRICA EN UN ESCALONAMIENTO DEL TC AXIAL

El incremento de entalpía en un escalonamiento adiabático del compresor es igual al trabajo realizado:

$$i_3 - i_1 = u\,(c_{2u} - c_{1u})$$

$$T_{comp} = (i_2 + \frac{c_2^2}{2}) - (i_1 + \frac{c_1^2}{2}) = u\,(c_{2u} - c_{1u})$$

habiendo supuesto que la energía cinética es sensiblemente la misma a la salida del escalonamiento 3 que a la entrada del escalonamiento 1, $c_3 \simeq c_1$.

Como en un TC axial el incremento de presión por escalonamiento es muy reducido, la variación de la densidad ρ es también muy pequeña; si en primera aproximación se supone, para un solo escalonamiento, que la densidad ρ = Cte, (no para el TC completo), se obtiene:

$$di = du + p\,dv + v\,dp = \left| du + p\,dv = dQ = 0 \right| = v\,dp = \frac{dp}{\rho} \quad \Rightarrow \quad i_3 - i_1 = \frac{p_3 - p_1}{\rho}$$

por lo que el incremento de presión teórico en un escalonamiento de un TC axial es:

$$p_3 - p_1 = \left| \rho = Cte\ ;\ c_3 \simeq c_1 \right| = \rho\ u\,(c_{2u} - c_{1u}) = \frac{\rho}{2}\,\{(w_1^2 - w_2^2) + (c_1^2 - c_2^2)\} = (p_2 - p_1) + (p_3 - p_2)$$

Rotor de un TC axial.- En la corona móvil del escalonamiento de un TC axial con ρ = Cte, el incremento de entalpía, (para un observador que acompaña al fluido), es de la forma:

$$i_1 + \frac{w_1^2}{2} = i_2 + \frac{w_2^2}{2} \quad ; \quad \frac{p_2 - p_1}{\rho} = i_2 - i_1 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$

que indica que, el aumento de entalpía en el rotor implica un aumento de la presión estática, debido al proceso de difusión del flujo relativo, $w_1 > w_2$.

Estator de un TC axial.- Asimismo el incremento de presión teórico en el estator (corona fija) del escalonamiento de un TC axial con, ρ = Cte y $c_3 \simeq c_1$, es:

$$i_2 + \frac{c_2^2}{2} = i_3 + \frac{c_3^2}{2} \quad \Rightarrow \quad i_3 - i_2 = \frac{c_2^2 - c_3^2}{2} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

por cuanto se trata de un proceso adiabático y en el mismo no se realiza ningún trabajo.

El aumento de entalpía es debido a un proceso de difusión, $c_2 > c_1$.

El establecer la hipótesis ρ = Cte equivale a tratar al compresor como una bomba hidráulica, por lo que las ecuaciones anteriores proporcionan los incrementos de presión en una bomba hidráulica o en un ventilador, ambos de tipo axial, mientras que en los TCs axiales no constituyen más que una aproximación.

IV.3.- FACTOR DE DISMINUCIÓN DE TRABAJO EN LOS TC AXIALES

Las ecuaciones que se han visto hasta ahora son sólo válidas en la teoría unidimensional (número ∞ de álabes), por lo que en el TC axial es preciso considerar, al igual que se hizo en el TC radial, un factor de disminución de trabajo.

El trabajo periférico o energía comunicada al fluido por el rodete, $T_{u\infty}$, (teoría unidimensional), es:

$$T_u = u\ \Delta c_u = u\ (c_{2u} - c_{1u}\ ) = u\ c_a\ (cotg\ \beta_1 - cotg\ \beta_2\ )$$

que representa el aumento de entalpía del fluido en el escalonamiento.

Para un gas perfecto, el aumento de entalpía:

$$c_p \Delta T_{u_\infty} = u\ c_a\ (cotg\ \beta_1 - cotg\ \beta_2\ )$$

en la que el subíndice u indica que se trata del incremento de temperatura deducido del diagrama de velocidades, y el subíndice ∞ se añade para expresar la validez de la ecuación sólo en la teoría unidimensional. Por lo tanto, el incremento real de temperatura $\Delta T_{u\infty}$ que experimenta el fluido a su paso por el escalonamiento, es:

$$\Delta T_{u_\infty} = \frac{u\ c_a}{c_p}\ (cotg\ \beta_1 - cotg\ \beta_2\ )$$

y el factor de disminución de trabajo μ en el TC axial:

$$\mu = \frac{\Delta T_u}{\Delta T_{u_\infty}} = \frac{T_u}{T_{u_\infty}} < 1\ \text{, siendo} \begin{cases} T_u & \textit{el trabajo periférico} \\ T_{u_\infty} & \textit{el trabajo periférico deducido del diagrama de velocidades} \end{cases}$$

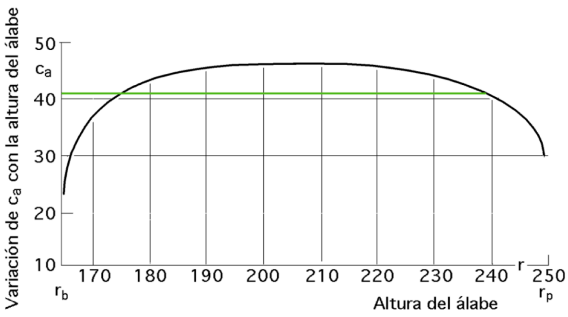


Fig IV.4.- Variación de c_a de la base a la punta del álabe en un turbocompresor axial

El que el factor μ sea menor que la unidad se debe a que la velocidad media $\vec{c}_a$ se ha obtenido mediante la ecuación de continuidad, en el supuesto de que $\vec{c}_a$ sea constante de la base a la punta del álabe.

Sin embargo, en el TC axial real el valor de $\vec{c}_a$ no es constante, Fig IV.4, que representa la variación de $\vec{c}_a$ según medidas experimentales desde la base a la punta del álabe del TC axial, por lo que el valor de $\vec{c}_a$ en la ecuación:

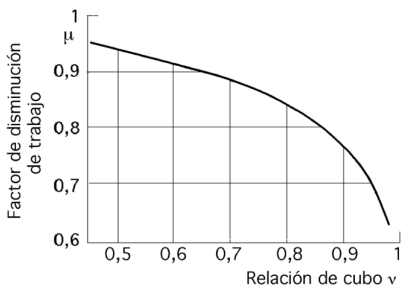


Fig IV.5.- Factor de disminución de trabajo μ, en función de la relación de cubo ν en un turbocompresor axial

$$\Delta T_{u_\infty} = \frac{u\ c_a}{c_p}\ (cotg\ \beta_1 - cotg\ \beta_2\ )$$

es excesivamente elevado; como consecuencia de la distribución no uniforme de la velocidad $\vec{c}_a$, el valor de Δc_u y el factor $(cotg\ \beta_1 - cotg\ \beta_2\ )$ son también excesivos. En los cálculos, el factor de disminución de trabajo se puede suponer del orden de 0,86; depende de la relación de cubo ν, y para más exactitud se deberá tomar de la Fig IV.5 en función de dicha relación.

IV.4.- GRADO DE REACCIÓN DE UN TC AXIAL

Si seguimos manteniendo la teoría unidimensional ρ = Cte, el grado de reacción de un TC axial se puede definir utilizando la misma ecuación que define el grado de reacción de las turbinas hidráulicas, es decir:

$$\sigma = \frac{\textit{Salto de presión en la corona móvil}}{\textit{Salto de presión en el escalonamiento}} = \frac{p_2 - p_1}{p_3 - p_1}$$

donde los subíndices se refieren a las secciones indicadas en la Fig IV.2 que corresponde a un escalonamiento con grado de reacción, $0{,}5 < \sigma < 1$.

El grado de reacción de un TC axial puede tener un valor cualquiera comprendido entre 0 y 1 e incluso tomar valores menores que 0 y mayores que 1.

Todos estos valores pueden realizarse con una corona móvil, y una corona fija, que en el caso general, puede disponerse antes o después de la corona móvil.

En la Fig IV.6 se presentan cinco casos en que σ toma sucesivamente los valores:

$\sigma < 0$; $\sigma = 0$; $0 < \sigma < 1$, *habiendo tomado,* $\sigma = 0{,}5$; $\sigma = 1$ *y* $\sigma > 1$

Para cada uno de estos cinco casos se han trazado los triángulos de velocidades y al pie de ellos los esquemas de la corona móvil y fija, siendo éstas la disposiciones más corrientes.

También es posible colocar la corona fija (estator) antes de la móvil.

A fin de establecer mejor la comparación, en los cinco casos se ha mantenido la misma velocidad periférica $\vec{u}$, así como el mismo Δc_u y, por tanto, el trabajo absorbido $u\ \Delta c_u$ en todos los escalonamientos de la Fig IV.6, es el mismo; el valor, $c_{1a} = c_{2a} = c_a$, es también igual en todos los triángulos.

El grado de reacción σ = 0 correspondiente al escalonamiento puro de acción y el grado de reacción σ < 0, se utilizan a veces donde es posible la instalación de un difusor del compresor para la transformación de energía, por ejemplo, en los exhaustores.

El grado de reacción σ = 1 corresponde al escalonamiento de reacción pura.

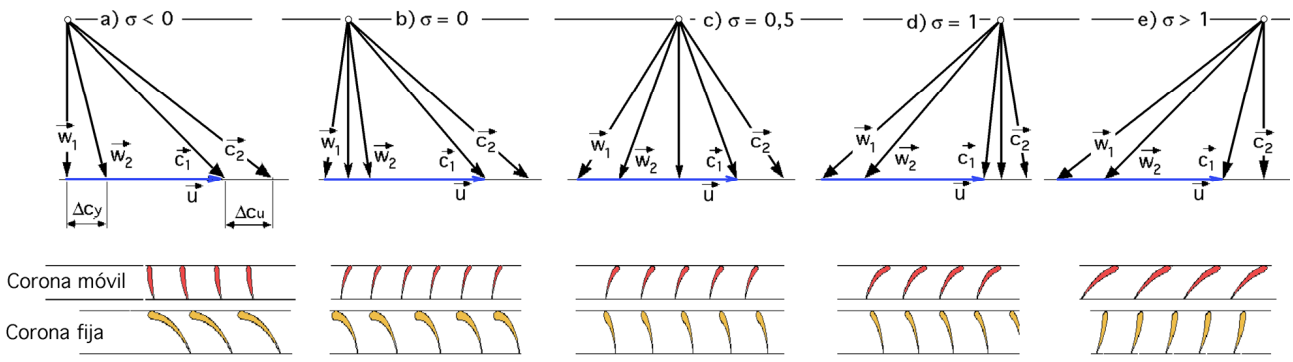


Fig IV.6.- Triángulos de velocidad de diferentes escalonamientos de TCs axiales, con la misma relación de presiones, y distintos grados de reacción, σ < 0; σ = 0; σ = 0,5; σ = 1; σ > 1

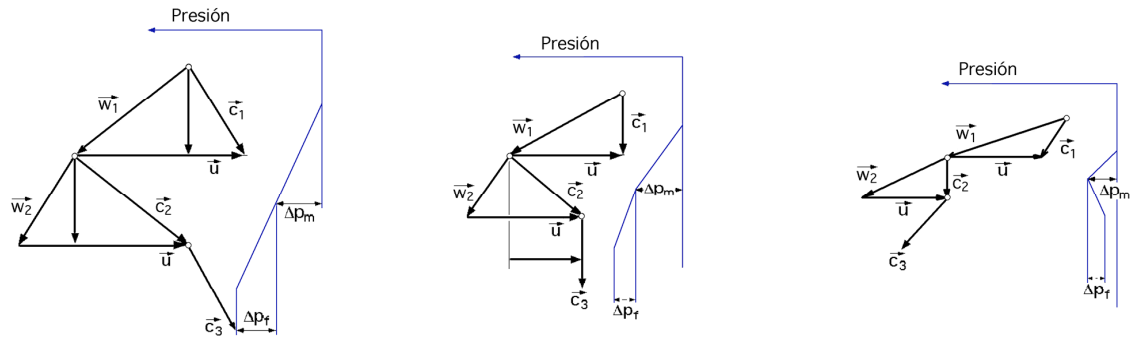
En general, la gama más utilizada hasta el presente en los grados de reacción de los TCs axiales ha sido la de 0,4 ÷ 1, y también algunas veces el grado de reacción mayor que 1.

Dentro de esta gama se encuentran los tres tipos de escalonamientos correspondientes a los triángulos de velocidades de la Fig IV.7 que constituyen una clasificación que ha sido muy empleada, en los que, $c_3 = c_1$.

- *Escalonamiento simétrico:* $\sigma = 0{,}5$; $\alpha_1 < 90^o$; $\beta_2 < 90^o$, Fig IV.7a.

- *Escalonamiento sin rotación (a la entrada):* $0{,}5 < \sigma < 1$; $\alpha_1 = 90^o$; $\beta_2 < 90^o$, Fig IV.7b.

- *Escalonamiento con contrarotación (a la entrada):* $\sigma > 1$; $\alpha_1 > 90^o$; $\beta_2 < 90^o$, Fig IV.7; este tipo de escalonamiento se diseña para una salida del rodete axial $\alpha_2 = 90^o$.



a) Escalonamiento simétrico, σ = 0,5 b) Escalonamiento sin rotación a la entrada c) Escalonamiento con contrarotación a la entrada

a) Escalonamiento simétrico $\sigma = 0{,}5$; $\alpha_1 < 90^o$;

b) Escalonamiento sin rotación (a la entrada) $0{,}5 < \sigma < 1$; $\alpha_1 = 90^o$;

c) Escalonamiento con contrarotación (a la entrada) $\sigma > 1$; $\alpha_1 > 90^o$

Fig IV.7.- Triángulos de velocidades e incrementos de presión en la corona fija y en la corona móvil, para los tres tipos de escalonamientos más corrientes de TCs axiales

El escalonamiento de $\sigma = 0{,}5$ se llama *escalonamiento simétrico,* porque la corona móvil se obtiene de la corona fija por medio de una simetría. No se debe confundir el escalonamiento simétrico con el escalonamiento de álabes simétricos, muy utilizados estos últimos en las turbinas térmicas de acción. Los TCs axiales de turbina de gas de aviación se caracterizan por tener grandes velocidades periféricas, y se utiliza el TC axial de $\sigma = 0{,}5$ que tiene la ventaja constructiva de utilizar el mismo perfil de álabe para la corona móvil y la corona fija, pudiendo realizar una compresión más uniforme.

En las *turbinas estacionarias*, (sus velocidades periféricas son más reducidas), se utiliza un TC axial de $\sigma = 1$ porque para una misma velocidad periférica $\vec{u}$ se alcanza una mayor presión en el escalonamiento, y al mismo tiempo se consigue un compresor más estable.

Comparando entre sí los *tipos de escalonamientos* representados en la Fig IV.7, vamos a considerar las siguientes situaciones:

- Si suponemos $\vec{u}$ y $\vec{c}_a$ iguales en ambos, así como el ángulo de desviación $\beta_1 - \beta_2$, la presión para $\sigma = 1$ es mayor que para $\sigma = 0{,}5$, puesto que en este último la diferencia $(cotg\ \beta_1 - cotg\ \beta_2)$ es menor que en el primero, ya que del triángulo de velocidades se deduce que:

$$cotg\ \beta_1 - cotg\ \beta_2 = \frac{sen\ (\beta_2 - \beta_1)}{sen\ \beta_1\ sen\beta_2}$$

- Si suponemos $\vec{u}$ y $\vec{c}_a$ iguales, así como $(cotg\ \beta_1 - cotg\ \beta_2)$, las presiones creadas por los escalonamientos también son iguales, mientras que $\beta_1 - \beta_2$ será mayor en el caso de $\sigma = 0{,}5$, por lo que las pérdidas serán también mayores y la estabilidad de funcionamiento del compresor será menor.

IV.5.- COEFICIENTES DE DISEÑO DE UN TC AXIAL

Coeficiente de carga **Ψ.-** El coeficiente de carga o de presión Ψ de un escalonamiento, referido a la punta del álabe, expresa la capacidad de trabajo T_u por unidad de masa o salto energético adiabático isentálpico en el escalonamiento; se define como:

$$\Psi = \frac{T_u}{u^2/g}$$

El coeficiente de diseño así definido, varía de la base a la punta, a lo largo de la longitud radial del álabe, por lo que Ψ viene referida, en cada caso, a la sección de que se trate.

En los TCs de varios escalonamientos los valores de Ψ son $\begin{cases} \Psi_{base} < 1 \\ \Psi_{mitad\ del\ álabe} < 0{,}7 \end{cases}$

Coeficiente de caudal o de flujo **Φ.-** Está relacionado con el tamaño de la máquina para un gasto másico G dado y se define por, $\Phi = \frac{c_m}{u}$

En el diseño de los TCs axiales de varios escalonamientos se recomienda mantener $\Phi \geq 0{,}45\sqrt{\Psi}$

Los valores usuales de Φ referidos al diámetro medio, suelen estar comprendidos entre $0{,}5 \div 0{,}8$.

Relación de cubo **ν.-** Se define como la relación entre el radio de la base y el radio de la punta del álabe:

$$\nu = \frac{r_{base}}{r_{punta\ del\ álabe}}$$

El coeficiente ν se escoge tanto mayor, cuanto mayor sea el coeficiente de presión Ψ adoptado; la experiencia demuestra que el valor óptimo de ν oscila entre un mínimo y un máximo dados por:

$$\frac{0{,}9\ \Psi}{1{,}4 - 0{,}9\ \Psi} < \nu < (0{,}8 \div 0{,}85)$$

que equivale a, $0{,}5 < \nu < 0{,}85$.

Número específico adimensional de revoluciones $n_{escalón}$.- Este coeficiente para cada escalonamiento de un TC axial se define en la forma:

$$n_{escalón} = \frac{\sqrt{(1 - \nu^2)\,\Phi}}{\Psi^{3/4}}$$

Número de Mach.- Sabemos que para un escalonamiento, se tiene: $T_u = \Psi \frac{u^2}{2}$

Aumentar la relación de compresión de un escalonamiento equivale a aumentar el trabajo T_u para lo cual, una vez escogido un valor de Ψ, la velocidad periférica $\vec{u}$ aumenta, lo que implica para valores constantes de $\vec{c}_a$ y $\vec{c}_u$ a la entrada del rodete un aumento de $\vec{w}_1$ que, al acercarse a la velocidad del sonido $\vec{c}_s$ aumenta el nº de Mach, $M = \frac{w_1}{c_s}$, hasta llegar al valor crítico, que viene a estar comprendido entre 0,65 ÷ 0,85, pasando de régimen subsónico a transónico.

En los álabes de gran espesor y gran curvatura el número crítico es aún menor. También disminuye al aumentar el ángulo de ataque, y depende finalmente del ángulo de posición del perfil en el enrejado de álabes.

Si el régimen pasa de supersónico a subsónico, en el compresor se crean ondas de choque, con acompañamiento de desprendimientos locales, aumento de las pérdidas y disminución del rendimiento. Para que se desencadenen estos fenómenos basta conque en algún punto del perfil, que se encuentra de ordinario en la superficie convexa, en donde la velocidad local es muy superior a la velocidad media de la corriente, se llegue a la velocidad del sonido.

Como el nº de Mach crítico viene referido a la velocidad media, se explica que los fenómenos supersónicos ocurran antes de que la velocidad media de la corriente alcance la velocidad del sonido.

En esta situación aumenta la resistencia al arrastre y disminuye simultáneamente el empuje ascensional, lo que equivale a un descenso rápido del rendimiento del TC. Para un mismo enrejado de álabes se tiene que mantener la semejanza de triángulos para evitar el choque, por lo que un aumento de $\vec{u}$ implica un aumento de $\vec{w}_1$ y $\vec{c}_a$, y cuya limitación lleva consigo la limitación de la velocidad periférica $\vec{u}$.

En los TCs de varios escalonamientos, si se mantiene que $M > M_{crít}$, se puede lograr un aumento del salto entálpico por escalonamiento, con la consiguiente reducción del número de los mismos, aprovechando el hecho de que la temperatura del aire aumenta con la compresión y, por lo tanto, la velocidad del sonido también, que es del orden de $c_s = 20\sqrt{T}$

IV.6.- FORMAS BÁSICAS DEL PERFIL DE UN TC AXIAL

El diseño de la carcasa y del tambor, para que se logre siempre una disminución de la altura del

álabe en el sentido del flujo, y que tenga en cuenta la disminución del volumen específico con la compresión, se puede hacer de seis maneras básicas, que se representan en la Fig IV.8.

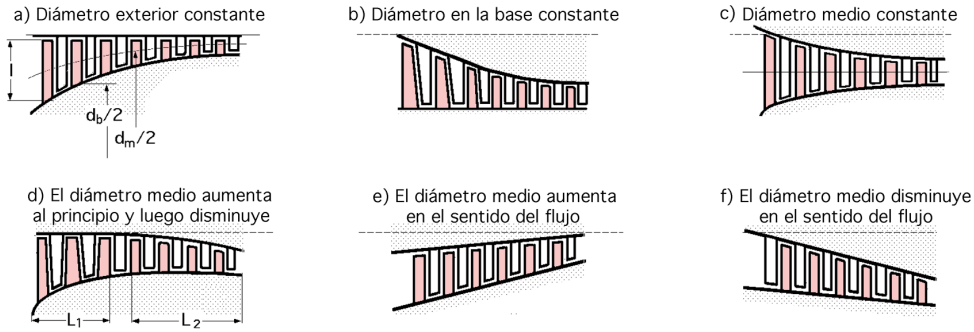


Fig IV.8.- Formas básicas del corte de un TC axial

Diámetro exterior d_{ext} constante, Fig IV.8a.- La disminución creciente de la altura del álabe se consigue aumentando el diámetro en la base d_{base} en el sentido de la compresión. Con este tipo se alcanzan grandes valores del trabajo de compresión por escalonamiento, de $30 \div 40$ kJ/kg, reduciéndose el número de escalonamientos.

Las desventajas de este diseño son:

- Si el gasto es pequeño y la relación de compresión total es grande, los álabes de las últimas coronas móviles son muy cortos, lo que influye desfavorablemente en el rendimiento

- Esta construcción es tecnológicamente complicada

Diámetro d_{base} constante.- *En este diseño el diámetro d_{ext} es variable, siendo el trabajo por escalonamiento menor que en el caso anterior, pero desaparecen las dos desventajas enumeradas.*

Diámetro d_m constante*, Fig IV.8c*

El diámetro d_m aumenta al principio y luego disminuye*, Fig IV.8d; en el recorrido L_1, el diámetro d_m aumenta, para disminuir luego en el recorrido L_2.*

El diámetro d_m aumenta en el sentido del flujo*, Fig IV.8e.- Con este tipo se consigue disminuir el número de escalonamientos, para un caudal volumétrico pequeño y grado de compresión elevado.*

El diámetro d_m disminuye en el sentido del flujo*, Fig IV.8f.- Con este tipo se consiguen elevados rendimientos, si los caudales volumétricos son pequeños y las relaciones de compresión elevadas.*

La elección de uno u otro tipo dependerá también del grado de reacción, que puede variar de un escalonamiento a otro, y dependerá finalmente de la aplicación a que se destine el compresor.

IV.7.- NUMERO DE ESCALONAMIENTOS DE UN TC AXIAL

Al igual que en los TCs radiales se puede hacer una estimación del número de escalonamientos a base de los datos iniciales conocidos, calculando para cada escalonamiento el número específico

adimensional de revoluciones $n_{escalón}$.

Para determinar Z se calcula primero $n_q = 5{,}5431\ n\ \frac{\sqrt{Q}}{T_u^{3/4}}$ para la unidad completa y después, con ayuda de la Tabla IV.1, el valor de $n_{escalón}$ que proceda.

Tabla IV.1.- Estudio comparativo de los tres diseños básicos de TCs axiales en función del grado de reacción σ

Escalonamiento	*Simétrico*	*Sin rotación*	*Contrarotación*
Grado de reacción	*0,5*	*0,5 < σ < 1*	*σ > 1*
u y c_m la misma en todos los escalonamientos	*w pequeña* *Poco rozamiento* *Buen rendimiento*	*w intermedia*	*w grande*
u y c_m la misma en todos los escalonamientos	*u grande* *Reducción del número de escalonamientos*	*u intermedia*	*u pequeña*
u y w la misma en todos los escalonamientos	*c_m grande* *Aumento de la capacidad para un cierto trabajo*		
Δp	*Grande* *Reducción del número de escalonamientos*	*c_m intermedia* *Intermedio*	*c_m pequeña* *Pequeño*

El caudal medio es $Q = \frac{Q_1 + Q_2}{2}$, siendo Q_1 un dato inicial de cálculo en el diseño del TC de forma que:

$$Q_2 = Q_1 \frac{\frac{p_2}{p_1}}{1 + \frac{(\frac{p_2}{p_1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_i}}$$

en la que $\frac{p_2}{p_1}$ es la relación de compresión y η_i es el rendimiento interno que hay que estimar alcanzándose rendimientos internos en cada escalonamiento del orden de $0{,}9 \div 0{,}92$, siendo el rendimiento interno de todo el compresor del orden de $0{,}86 \div 0{,}90$.

El salto energético total en la máquina es: $\Delta i_{total} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} R\, T_F \{(\frac{p_F}{p_E})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\}$

IV.8.- DIMENSIONES PRINCIPALES DE UN TC AXIAL DE DIÁMETRO EXTERIOR CONSTANTE

Basándose en la teoría de la semejanza, se han hecho numerosos estudios teóricos y experimentales, que se recogen en la Fig IV.9, Eckert, que sólo es aplicable al diseño *(a)* de la Fig IV.8, y que permiten estimar rápidamente las dimensiones principales de un TC axial de $d_{exterior}$ constante.

Por lo que se refiere a los tres diseños fundamentales estudiados anteriormente, la gráfica de la Fig IV.9, se puede aplicar a los diseños de la Figura IV.8 $\begin{cases} a)\ Sin\ rotación\ a\ la\ entrada\ \alpha_1 = 90^o \\ b)\ Rotación\ positiva\ \alpha_1 < 90^o) \end{cases}$, pe-

ro en ningún caso al diseño (c) en contrarotación $\alpha_1 > 90^o$

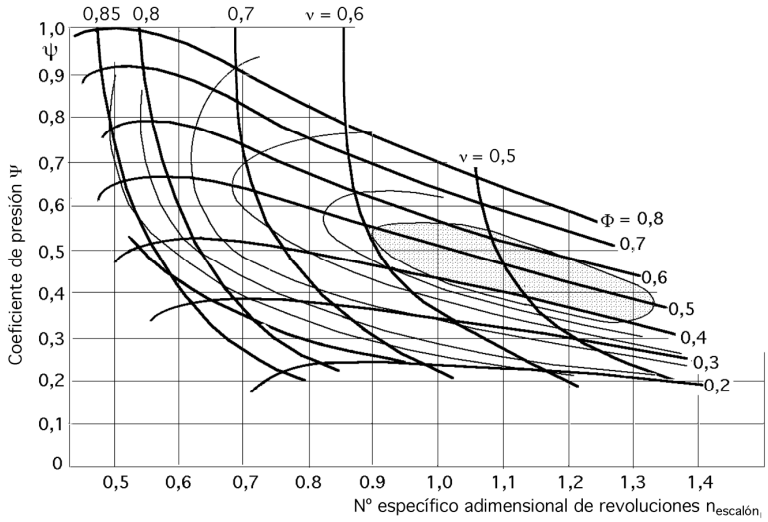


Fig IV.9.- Diagrama de Eckert para el cálculo de las dimensiones de un TC axial tipo (a) de la Fig IV.8

En la Fig IV.10 se presentan los valores óptimos para el coeficiente de presión Ψ y de caudal Φ, la relación de cubo ν y el rendimiento interno óptimo η_i de un escalonamiento, en función del número específico de revoluciones del TC axial referido a un escalonamiento .

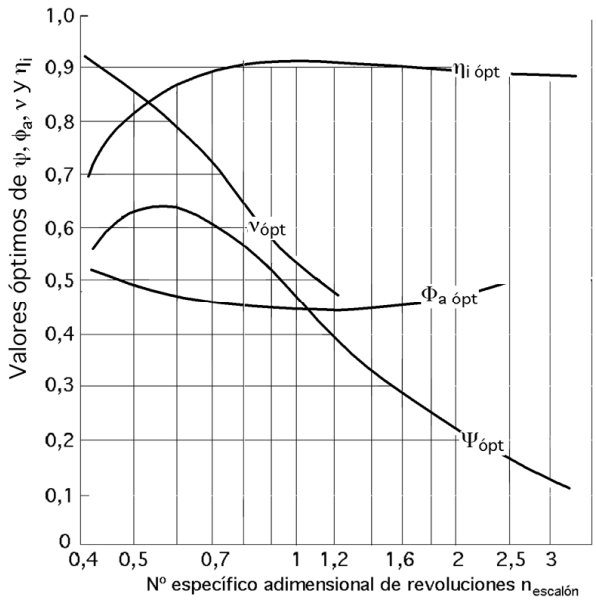


Fig IV.10.- Valores óptimos de Φ, Φ_a, n y η_i, en función del número específico de revoluciones θ *de un escalonamiento de TC axial, sin rotación a la entrada,* $\alpha_1 = 90^o$

Para determinar el número específico de revoluciones del TC axial $n_{escalón}$ de cada escalonamiento, hay que calcular el salto adiabático isentrópico medio del escalonamiento, $\Delta i = \dfrac{1{,}03\ \Delta I}{Z}$, en la que el valor 1,03 tiene en cuenta el factor de recalentamiento del fluido.

El número específico de revoluciones del TC axial de cada escalonamiento $n_{escalón}$, disminuye desde el

primero hasta el último escalonamiento, aumentando al mismo tiempo la relación de cubo y el coeficiente de presión.

Si se conoce el número específico de revoluciones σ_1 para el primer escalonamiento, se obtienen de la Fig IV.10 los valores de, Ψ_1, Φ_1, ν_1, η_{i1}.

En los TC de varios escalonamientos no siempre es posible optimizar todos los escalonamientos, sino que habrá que apartarse en algunos de ellos de la condición de rendimiento óptimo; en esta situación se puede utilizar el gráfico de la Fig IV.10, que permite estimar el rendimiento a alcanzar en cada caso. Este gráfico no es válido para el diseño con contrarotación.

Para calcular el diámetro exterior de los álabes se puede utilizar

$$d_p = \sqrt{\frac{4\,Q_1}{\pi\,(1-\nu)^2\;\Phi_1\;u_p}}$$

donde:

- u_p *es la velocidad periférica en la punta del álabe a la entrada del escalonamiento que coincide con la velocidad* u_e *correspondiente al diámetro exterior*

- Q_1 *es el caudal volumétrico del primer escalonamiento*

- Φ_1 *es el coeficiente de caudal del primer escalonamiento*

Si n es el nº de rpm y $d_p = \dfrac{u_p}{\pi\;n}$, la *longitud axial* del álabe en el intervalo $300\ mm < d_p < 600\ mm$ es, $b = (0{,}25 + 0{,}35)\,d_p$

Para diámetros d_p mayores los valores son en general más pequeños y para diámetros menores más grandes.

IV.9.- PROCEDIMIENTO DE CALCULO DE UN TC AXIAL

En el diseño de un TC axial es importante tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- Rendimiento óptimo en el punto de diseño*, objetivo muy frecuente en todo diseño*

- Mayor economía en la construcción*, aún sacrificando algo el rendimiento*

- Seguridad de funcionamiento y resistencia.- *Si el salto adiabático isentálpico total alcanzable en un escalonamiento de TC axial oscila, por ejemplo, entre 8 y 15 kJ/kg, y se busca una máquina totalmente exenta de vibraciones y bombeo, se escogerán dentro de la gama indicada los valores más bajos; para los TC móviles se escogerán los valores intermedios y para los turborreactores de los aviones los más elevados.*

- El número de revoluciones *es con frecuencia el factor decisivo en el diseño; de manera que si el número de r.p.m. viene prescrito por la máquina conducida, (TC para un motor turbina de gas que acciona un alternador), el diseño puede ser totalmente distinto que si éste pudiese ser elegido arbitrariamente en el proyecto*

- Realización de un diseño adiabático *o diseño refrigerado*

Diseño refrigerado de un TC axial.- Con los datos iniciales del proyecto y el diagrama *(i-s)* se conocen:

a) Presión y temperatura del gas a la entrada del TC, p_E , T_E

b) Relación total de compresión $\frac{p_F}{p_E}$

c) Salto adiabático isentálpico total o salto energético en la máquina Δi

d) Presión y temperatura real del gas al final de la compresión p_F, T_F, *calculada esta última mediante la estimación de un rendimiento interno medio del escalonamiento* η_{ie} *y del factor de recalentamiento.*

e) El caudal másico G constante en toda la máquina o el caudal volumétrico a la entrada, estando ambos relacionados por la ecuación:

$$Q_F = G\, v_E = G\, \frac{R\, T_F}{p_F}$$

f) Selección del número de revoluciones n (si no es un dato del proyecto).

g) Cálculo del número de escalonamientos Z.

h) Decidir entre diseño con $\begin{cases} \text{circulación constante o torbellino libre: } c_a = Cte\ ;\ a = Cte\ ;\ c_u\, r = Cte,\ \text{ó} \\ \text{grado de reacción constante, } \sigma = Cte, \text{ de la base a la punta} \end{cases}$

i) Selección del perfil del álabe en la base, que tenga un coeficiente de $\begin{cases} \text{empuje ascensional elevado} \\ \text{arrastre bajo} \end{cases}$ *y que sea estable en una amplia gama de ángulos de ataque. Con frecuencia se selecciona primero un perfil base simétrico, a continuación se escoge una línea media y una distribución de espesores.*

j) Selección de los coeficientes de presión Ψ, *de caudal* Φ , *y de empuje ascensional* C_a *desde la entrada a la salida de la máquina.*

k) Determinación del diámetro medio del primer escalonamiento y de la longitud radial del álabe l a la entrada del mismo, si no se tiene en cuenta el espesor de los álabes, por medio de las ecuaciones,

$$c_1 = \Phi\, a_1\, u \quad ; \quad u_{e1} = \pi\, d_{e1}\, n \quad ; \quad \pi\, d_{m1}\, l_1\, c_{a1} = G\, v_E$$

En este esquema se prescinde de la refrigeración, que se podría hacer después de cada cuerpo del TC, o incluso después de cada escalonamiento en los TCs más eficientes, y consideramos cada cuerpo o cada escalonamiento, idealmente adiabáticos.

Valores usuales de c_a *son, en compresores* $\begin{cases} \text{estacionarios, } 80 \div 120\ m/seg \\ \text{móviles, } 140 \div 200\ m/seg \end{cases}$

La longitud radial l de los álabes no debe ser menor de $35 \div 40\ mm$

Los valores de d_{m1} *y* l_1 *están relacionados entre sí y con la relación de cubo* ν *por la ecuación:*

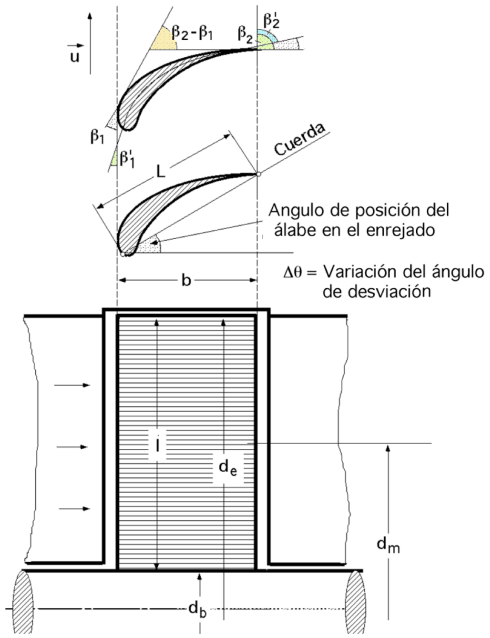


Fig IV.11.- Corte meridional de una corona móvil de TC axial y desarrollo cilíndrico

$$\nu = \frac{d_{b1}}{d_{p1}} = \frac{d_{m1} - l_1}{d_{m1} + l_1} = 0{,}5 \div 0{,}85$$

en la que se escoge, por ejemplo 0,5 en el primer escalonamiento y 0,85 en el último

l) Determinación del d_{medio} *del último escalón, utilizando el coeficiente de caudal* $\Phi_{\text{a último}}$ *y* v_F

m) Selección de la forma del corte meridional.

n) Construcción de los triángulos de velocidades, a la entrada y salida, al menos en la base, álabe medio, y punta del álabe (aunque conviene hacerlo en 5 o más secciones del álabe); a continuación se comprueba el ángulo de desviación $\beta_2 - \beta_1$ *que ha de tener un valor conveniente.*

Es muy difícil que los ángulos de la corriente a la entrada y a la salida β_1 *y* β_2 *coincidan con los ángulos que forman las tangentes a la línea media del álabe por lo que, en general, aun en el punto de diseño, la desviación de la corriente* $\beta_2 - \beta_1$ *no coincidirá con la desviación que marca la línea media del perfil, Fig IV.11.*

ñ) Determinación del paso relativo $\frac{t}{L}$ *en todas las secciones, que suele oscilar entre 0,9÷1. El número Z de álabes viene relacionado con el paso por la ecuación* $t = \frac{\pi d}{Z}$

o) Determinación de la cuerda del perfil L_m *en el diámetro medio*

p) Diseño del álabe de la base a la punta, teniendo en cuenta la ecuación, $c_a L \sqrt{(u - \frac{\Delta c_u}{2})^2 + c_a^2} = Cte$

q) Comprobación del número de Mach en cada sección del álabe

r) Determinación del rendimiento del escalonamiento, del estado del gas y de la longitud del álabe a la salida del escalonamiento.

Se repite el proceso de cálculo para los demás escalonamientos y finalmente se determina el rendimiento interno del TC.

IV.10.- CONDUCTOS DE ENTRADA A LOS COMPRESORES

La misión fundamental de los conductos de entrada consiste en recuperar al máximo la presión total del aire y enviarla al compresor con un mínimo de pérdidas a lo largo del mismo, que se conoce como *efecto de recuperación de la presión;* el conducto de entrada no debe presentar fenómenos de turbulencia y su resistencia aerodinámica debe ser mínima para no restar características y rendimientos al avión. Para su estudio los dividiremos en dos grandes grupos dependiendo del número

Mach para el que se diseñan, subsónicos y supersónicos.

Conductos de entrada subsónicos.- Los conductos de entrada subsónicos en aviones tienen, en general, forma divergente, Fig IV.12, transformando la energía de velocidad en energía de presión. Las pérdidas de presión a lo largo de los conductos son tanto mayores cuanto más largo sean éstos y mayor su curvatura a igualdad de velocidad, densidad, forma del perfil, etc.

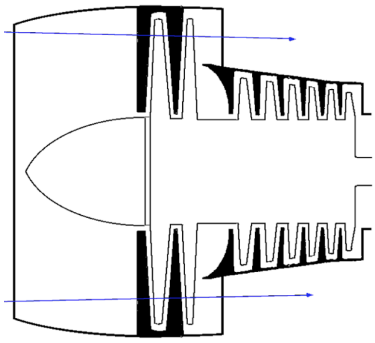


Fig IV.12.- Conducto subsónico

Los conductos subsónicos pueden ser simples o divididos Fig IV.13.

El *conducto simple* es el más sencillo y eficaz al estar situado en la parte delantera del motor del avión, disposición que permite la aspiración de aire sin turbulencia y además se puede diseñar totalmente recto o con una pequeña curvatura. Cuando el motor se aloja en el interior de la estructura, el conducto de admisión suele ser más largo que en los motores de aviones polimotores, en los que al ir los motores en el exterior, el difusor de entrada de aire es sensiblemente más corto.

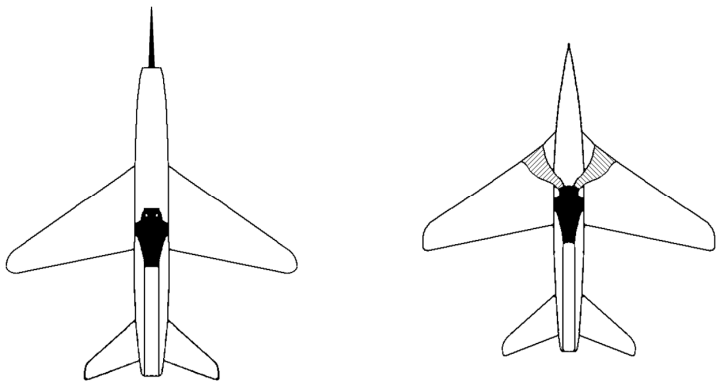


Fig IV.13.- Conductos simple y dividido

El *conducto de entrada dividido* se suele emplear en aviones militares de alta velocidad en los que se ha bajado y adelantado la posición del piloto para permitirle una mayor visibilidad, además de ocupar la zona frontal equipos de radar, tiro, etc.; esté conducto dividido plantea siempre más problemas que el simple, debido a la admisión de aire y a las pérdidas de presión que ocasiona.

Para disminuir las pérdidas en el proceso de compresión, el difusor se diseña de forma que la disminución de la velocidad de la corriente de aire se realice antes de la entrada en el motor, lo que implica un aumento de presión. La longitud del difusor y el ángulo que forman sus paredes con el eje del motor deben cumplir determinados requisitos; la longitud debe ser adecuada para mantener el flujo de aire sin excesiva resistencia y así disminuir las pérdidas de presión.

En cuanto al ángulo de divergencia del difusor, no suele pasar los 8º para evitar que se produzcan zonas turbulentas. Ambos requisitos condicionan una admisión insensible a los diversos valores

operativos del ángulo de ataque. Como las velocidades del motor varían independientemente da la velocidad de la aeronave, el diseño del conducto de entrada resulta muy complejo, por lo que es de suma importancia mantener una distribución uniforme de velocidad y presión en la corriente de entrada, ya que variaciones sensibles en esos parámetros causarían altos consumos y la inestabilidad o entrada en pérdida del compresor.

Conductos de entrada supersónicos.- A velocidades de vuelo supersónicas, las pérdidas asociadas a la generación de ondas de choque adquieren un valor considerable. Detrás de la onda, la velocidad disminuye y la presión aumenta, dando lugar a una disminución del grado de compresión y un aumento de la resistencia exterior.

La compresión supersónica se consigue reduciendo la velocidad del aire a través de una onda de choque hasta que la corriente de aire se haga subsónica. Una vez que el número Mach se ha reducido a $M < 1$, el aire se decelera aun más en un difusor subsónico para adecuar su entrada al motor, ya que la velocidad de entrada del aire en el compresor debe ser subsónica.

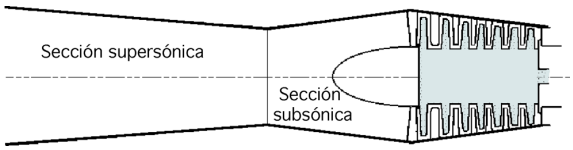


Fig IV.14.- Conducto supersónico, tipo Pitot

El ejemplo más simple de conducto de entrada supersónico es el de tipo Pitot, Fig IV.14, en el que la compresión supersónica se consigue a través de una única onda de choque normal, prolongándose la compresión en un difusor subsónico simple. Si se coloca una superficie inclinada por delante de la onda de choque, se genera otra onda de choque oblicua que reduce la intensidad de la primera, disminuyendo así las pérdidas totales.

El área de entrada se puede variar automáticamente por medios mecánicos (geometría variable), manteniendo así una sección idónea, de acuerdo con la velocidad del avión.

Como el motor sólo puede aceptar una determinada cantidad de aire, el exceso que exista durante la fase transónica se desvía a la corriente de aire libre, lo cual se consigue variando el área de entrada o mediante tubos de vertido al exterior.

Difusor supersónico.- El paso de una corriente subsónica a una supersónica, como el que tiene lugar en una tobera, se realiza suavemente, variando las propiedades del fluido de una manera continua. El paso de una corriente supersónica o subsónica, como el que tiene lugar en un difusor, es siempre brusco. Si por la forma del conducto la corriente no cambia sensiblemente de dirección, tubo cilíndrico, se produce un choque normal; la corriente supersónica se va decelerando, produciéndose un choque en el paso brusco del número, $M > 1$ a $M < 1$, actuando el cilindro como difusor.

En un difusor supersónico-subsónico, formado por un conducto convergente-divergente, si la presión final es superior a la presión crítica se produce una onda de choque en la garganta; a través de la onda hay una discontinuidad en la presión y en la velocidad, pero no en la temperatura de estancamiento, que permanece constante antes y después de la onda. La onda de choque va acompañada de grandes pérdidas de presión, por lo que el proyecto de un difusor supersónico exige el conocimiento de estas pérdidas para reducirlas a un mínimo.

El choque normal se puede dar a la entrada o en el interior de un difusor en vuelo supersónico y puede ocurrir también en compresores de gran velocidad.

Existe formulación que permite calcular la velocidad después del choque normal $\vec{c}_j$ en función de la velocidad antes del choque $\vec{c}_i$ como el producto de la velocidad antes y después del choque igual al cuadrado de la velocidad del sonido, es decir:

$$c_i \; c_j = c_s^2$$

apareciendo una discontinuidad en las propiedades del fluido, por lo que existirá una relación entre las presiones, temperaturas y densidades antes y después del choque.

Aunque teóricamente el choque normal se podría dar en un conducto de sección constante, en la práctica, y a causa de los efectos de la capa límite, que no se han tenido en cuenta, el choque oscila axialmente en el conducto. Para que el choque sea estable es necesario que exista una discontinuidad o cambio de sección en el conducto. El difusor supersónico se tiene que diseñar teniendo en cuenta el aumento considerable de las pérdidas y disminución del rendimiento, que se origina al producirse las ondas de choque. Si el difusor se diseña sin tener ésto en cuenta, es decir, si se diseña como difusor subsónico, pero se utiliza como difusor supersónico, a la entrada se origina una onda de choque.

En la Fig IV.16a se representa un difusor de entrada subsónico en la admisión de aire del compresor de un turborreactor con las curvas de variación de, p, p_{tot}, T, T_{tot} y $\vec{c}$, desde la admisión hasta la entrada de la primera corona móvil; en la Fig IV.15b, se representa esto mismo para una corriente supersónica. Si el número M es pequeño, de $1 \div 1{,}5$, las pérdidas por choque son pequeñas y todavía se pueden utilizar difusores subsónicos. A mayores velocidades de vuelo estas pérdidas aumentan rápidamente con perjuicio de la economía del motor.

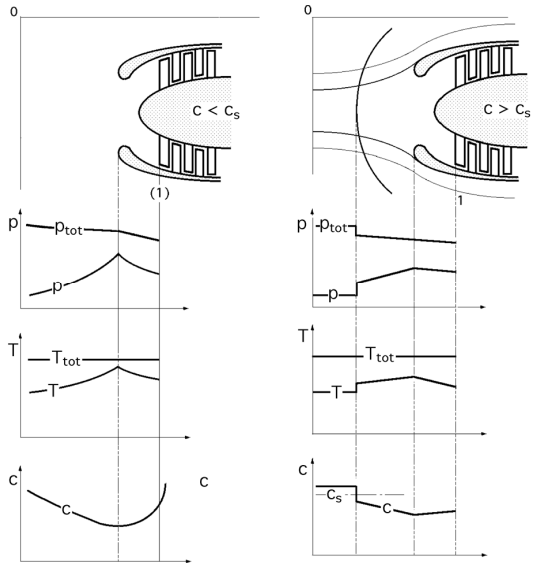
Si el motor está destinado a velocidades de vuelo supersónicas conviene emplear difusor supersónico. Este se configura de forma que se provoca en la admisión un sistema de ondas oblicuas, en las cuales los parámetro del aire experimentan menor discontinuidad, y las pérdidas son menores. Con el número de ondas de choque oblicuas disminuyen las pérdidas, por lo que provocando dichas ondas de choque, el tránsito a corriente supersónica se realiza con menos pérdidas.

En los turborreactores, pulsorreactores y estatorreactores la eficiencia del difusor de entrada se

puede valorar mediante el llamado coeficiente de caída de presión total ξ_{total} del difusor; cuanto mayor sea ξ_{total} tanto mayor será la presión lograda a la salida del difusor.

Tabla IV.2.- Valores de ξ_{total} para $M = 3$

Para $M = 3$	ξ_{total}
con un salto normal	*0,328*
1 salto oblicuo y 1 normal	*0,6*
2 oblicuos y 1 normal	*0,76*
3 oblicuos y 1 normal	*0,87*



Difusores de un turborreactor, a) Subsónico; b) Supersónico

Fig IV.15.- Curvas de variación de p, p_{tot}, T, T_{tot} y c en la admisión

Si designamos con el subíndice 1 la salida del difusor, con el subíndice 0 la presión en la corriente no perturbada, y con el subíndice *tot* los parámetros de estancamiento, el coeficiente ξ_{total} se define en la forma:

$$\xi_{total} = \frac{p_{1\,tot}}{p_{0\,tot}}$$

que viene compendiado en la Tabla IV.2, para $M = 3$.

En la actualidad, para $M = 2{,}2$ se pueden alcanzar valores de $\xi_{total} = 0{,}90$ y aún mayores.

En la Fig IV.16 se muestran los tres tipos de difusores supersónicos:

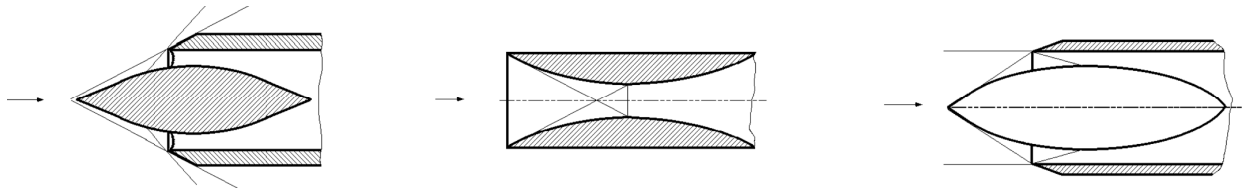
- Difusor con compresión exterior, Fig IV.16a. Consta de carcasa exterior y cuerpo central con cono escalonado. El sistema de ondas oblicuas se establece delante del plano de entrada

- Difusor con compresión interior, Fig IV.16b. Las ondas se crean en el interior del difusor

- Difusor con compresión interior y exterior, Fig IV.16c

Las Fig IV.17 representan respectivamente difusores de compresión interior y exterior, en los cuales la forma del difusor es tal que el número de saltos se multiplica de tal manera que teóricamente se obtiene una compresión continua (isentrópica); de ahí el nombre que reciben este tipo de difusores. Su rendimiento es muy elevado.

Los álabes fijos y móviles de un TC y, en general los de las turbinas de gas, actúan como difusores, en contraposición a los de las turbinas de vapor que actúan como toberas. La utilización de coronas supersónicas en los TC permite obtener grandes elevaciones de presión por escalonamiento, con la ventaja muy estimable en aeronáutica de reducir el peso de la máquina. Para comprender la importancia y significado del compresor supersónico basta ver que con un número $M = 2$, y difusión completa (estancamiento) se consigue una relación de compresión isentrópica de 7,72, mientras que con M = 0,85 sólo se llega a 1,62.



a) Con compresión exterior; b) Con compresión interior; c) Con compresión mixta
Fig IV.16.- Difusores supersónicos

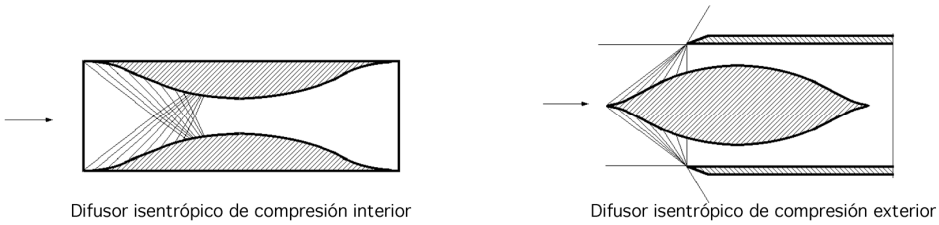


Fig IV.17.- Difusores isentrópicos, a) De compresión interior; b) De compresión exterior

IV.11.- COMPRESORES AXIALES EN TURBORREACTORES

Los motores de bajo índice de derivación llevan a la entrada del compresor una etapa de álabes estáticos guía, fijos al soporte del eje y a la carcasa exterior. Su misión es la de dirigir convenientemente el aire al primer escalón del rotor, así como el permitir pasar aire caliente extraído de las últimas etapas del compresor cuando se crea hielo.

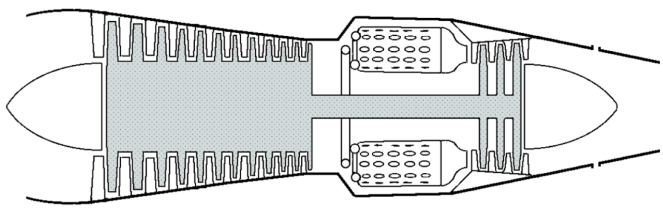


Fig IV.18.- Turbocompresor axial

Cualquier disminución en las pérdidas lleva consigo un aumento del rendimiento del compresor.

El conjunto compresor-turbina se diseña de forma que se alcance el máximo rendimiento en crucero, manteniendo unas características aceptables en cualquier operación del avión.

Como el rendimiento del compresor axial es mayor que el del centrífugo, se obtiene mayor energía calorífica en el flujo de aire para un mismo consumo, y por lo tanto, mayor expansión, aumento de la velocidad y mayor empuje.

El compresor axial, presenta una gran dificultad en el acoplamiento compresor-turbina para que su funcionamiento sea estable en toda la gama operativa, experimentando asimismo mayores problemas de suciedad, erosión y vibraciones.

El consumo de combustible y el empuje están muy ligados con la relación de compresión Δ y la temperatura de entrada en la turbina T_3, parámetro que es el más limitativo del motor.

Los compresores axiales pueden ser simples, dobles e incluso triples. Un compresor simple lleva una sola turbina, independientemente del número de escalones que ésta tenga.

El compresor doble está formado por dos compresores, uno de BP y otro de AP, estando alimentado cada compresor por su propia turbina. Entre ambos ejes compresor-turbina no hay ningún tipo de contacto mecánico y ambos giran libremente apoyándose en los respectivos cojinetes.

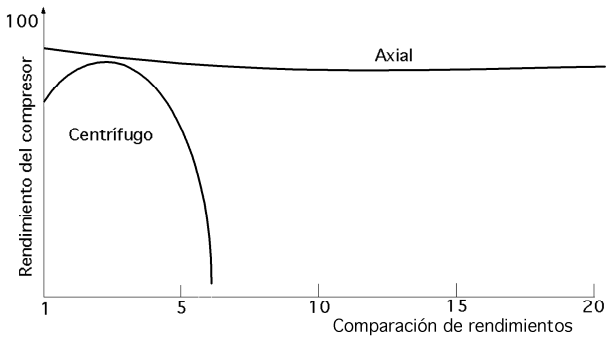


Fig IV.19.- Comparación de rendimientos

Motores de doble flujo, (turbofanes).- En las turbinas de aviación denominadas *Turbofan* (criterio americano), o *by-pass* (criterio inglés), el flujo de aire que entra en las mismas se divide en dos, por el $\begin{cases} \textit{interior del motor entra el flujo primario} \\ \textit{exterior el flujo secundario} \end{cases}$

El fan (ventilador) tiene una o varias etapas del motor sobredimensionadas, (de mayor diámetro que el resto); su misión es obtener empuje aumentando la cantidad de movimiento de la masa de aire, sin participar en la combustión en ningún momento.

Las principales ventajas de un Turbofan son:

- *Bajo consumo especifico*
- *Mantenimiento de un empuje aceptable a baja velocidad*
- *Mantenimiento de un bajo nivel de ruido*

- *Mayor empuje*
- *Mejor aceleración y deceleración*
- *Buenas características de puesta en marcha*

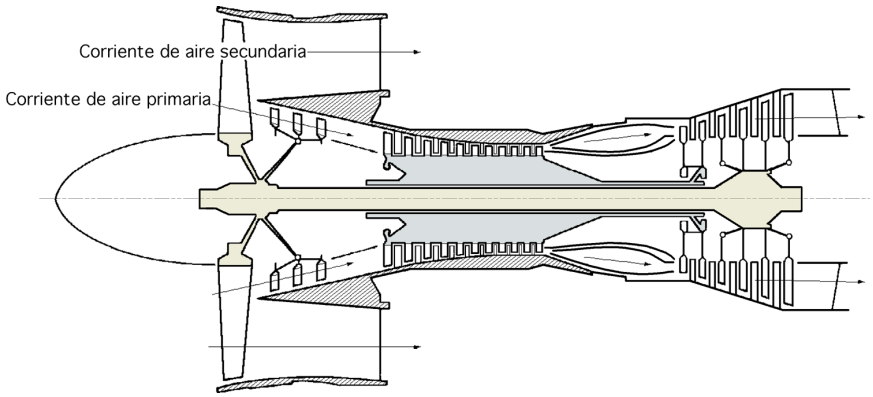


Fig IV.20.- Esquema de Turbofan

El índice de derivación de un turbofan, también denominado by-pass-ratio, es la relación entre los flujo secundario y primario.

A partir de una relación 3/1, se denominan motores de gran indice de derivación. Es importante resaltar que estos motores desarrollan mucho más empuje debido al flujo secundario que al primario, pues prácticamente la relación de empuje coincide con la relación de flujos, obteniéndose aproximadamente un 80% del empuje por el fan y el 20% en el flujo primario que atraviesa el motor.

IV.12.- EL TC SUPERSÓNICO

A los TCs modernos se les pide óptimo rendimiento, óptima utilización de los materiales y óptima capacidad de adaptación en amplias zonas de funcionamiento, todo lo cual exige entre otras cosas investigación del comportamiento del TC en la zona próxima o superior a la velocidad del sonido. Se ha progresado mucho en la investigación teórica del flujo a través de un compresor en la hipótesis de fluido ideal y en la investigación experimental del flujo a través de los TCs axiales en perfiles aislados, en enrejados, capa límite, corrientes secundarias y comportamiento a cargas parciales. Para ampliar la zona de funcionamiento estable de los TCs se utilizan hoy día no sólo directrices orientables, sino también álabes móviles orientables.

Con el TC supersónico se consigue reducir el peso y volumen del compresor a un mínimo, utilizando velocidades circunferenciales del orden de los 420 m/seg. Si entonces la velocidad relativa del fluido en el rodete es supersónica se denomina dicho escalonamiento supersónico, o también si la velocidad absoluta en la corona fija excede la velocidad del sonido. También se han conseguido relaciones de compresión muy elevadas, disminuyendo así la dimensión axial de la máquina al reducirse el número de escalonamientos; con él se pueden obtener grandes caudales, pero con rendimientos bajos, a causa de la pérdida de presión total, que tiene lugar a través de la onda de choque. El dise-

ño de un TC supersónico es delicado por las pérdidas y desprendimientos de la corriente asociadas con la onda de choque.

Hay tres formas de diseñar un escalonamiento supersónico de TC:

- *Corona móvil supersónica y corona fija subsónica*
- *Corona móvil subsónica y corona fija supersónica*
- *Corona móvil y fija supersónicas*

En la Fig IV.21 se presenta un esquema de la corona móvil de un TC supersónico, junto con las coronas fijas anterior y posterior al mismo y los triángulos de velocidades, así como la reducción de velocidad relativa en la corona móvil; este esquema pertenece al primer tipo con corona móvil supersónica y corona fija subsónica

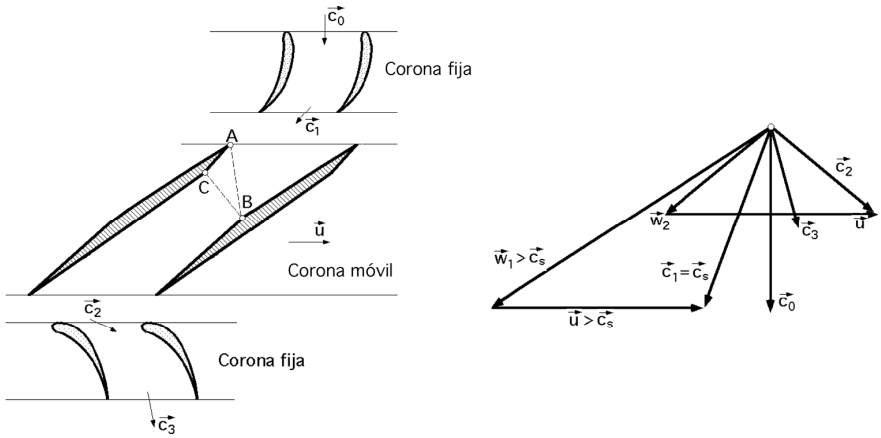


Fig IV.21.- Corona móvil supersónica de un TC axial con las coronas anterior y posterior fijas

La velocidad $\vec{c}_0$ puede ser del orden de $0{,}8 \div 0{,}85$ la velocidad del sonido.

En la corona fija el gas se acelera hasta la velocidad del sonido, de manera que, $c_1 = c_s$.

La velocidad relativa $\vec{w}_1$ excede mucho la velocidad del sonido.

El diseño se hace de forma que a la entrada del rodete tenga lugar un choque oblicuo AB seguido de un choque normal BC; de esta manera el reparto en dos choques hace disminuir las pérdidas. El rodete funciona como difusor, de forma que la velocidad $\vec{w}_2$ es menor que la velocidad del sonido.

En estos TCs se ha conseguido, con buen rendimiento, una relación de presiones superior a 4, en un solo escalonamiento; pero el rendimiento desciende rápidamente al funcionar el compresor fuera del punto de diseño.

Aún se pueden conseguir mayores relaciones de compresión por escalonamiento con el tercer tipo mencionado, con corona móvil y fija supersónicas. Técnicamente se puede llegar en un solo escalonamiento a una relación de compresión 6.

En la Fig IV.22 se presentan los triángulos de velocidades correspondientes, indicándose los números de Mach absolutos y relativos para un caso particular que incorpora este diseño. A veces se

dispone de un único escalonamiento supersónico seguido de varios escalonamientos subsónicos, pudiéndose obtener relaciones totales de compresión muy elevadas, hasta 20 o más.

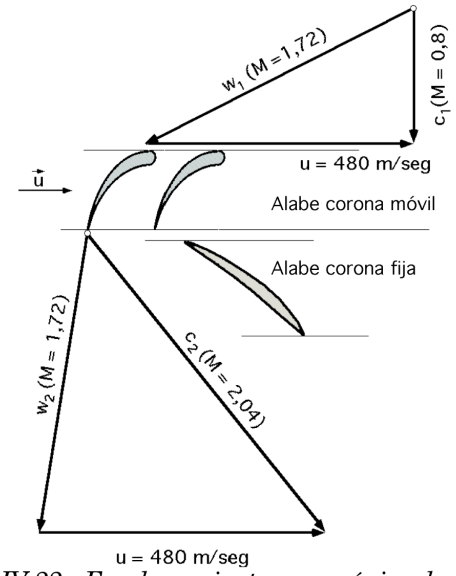


Fig IV.22.- Escalonamiento supersónico de un TC axial con coronas móvil y fija supersónicas

Algunas de las mejoras más significativas que se han conseguido en el diseño de los TCs, es la llamada *difusión controlada* para la compresión transónica y subsónica, reduciendo a un mínimo la separación de la capa límite y con ello el arrastre. Al poder funcionar a números M más elevados se consigue una mayor relación de compresión por escalonamiento, un menor número de álabes, menor peso y mayor estabilidad. Con ello los bordes de ataque poseen mayor espesor y, por lo tanto, mayor resistencia a la erosión.

El área frontal del TC supersónico no es inferior a la del TC subsónico.

Los TCs transónicos, en los que las velocidades relativas en la corona móvil o absolutas en la corona fija pueden exceder ligeramente la del sonido, no tienen los inconvenientes y dificultades de los TCs supersónicos; los escalonamientos transónicos han dado resultados satisfactorios en la primera o dos primeras coronas de un TC axial, estableciéndose un limite superior de $M = 1{,}2 \div 1{,}3$ que no conviene exceder.

Fenómenos análogos con pérdidas de rendimiento y desprendimiento de la capa límite tienen lugar en los TCs subsónicos cuando se alcanzan en algunas partes del mismo velocidades supersónicas, para lo cual basta conque la velocidad de los gases llegue a los 120 m/seg, que puede ser la velocidad del sonido si el gas bombeado está frío.