V.- REFRIGERACIÓN DE LOS ALABES (TG)

pfernandezdiez.es

V.1.- ALABES DE LA CORONA MÓVIL

La temperatura de salida de los gases de la cámara de combustión viene limitada por la resistencia mecánica de los álabes de la turbina, que tienen que soportar elevadas temperaturas de trabajo, del orden de 850°C para las turbinas industriales (sin álabes refrigerados), pudiendo llegar a alcanzar los 1000°C, en las turbinas modernas, (álabes refrigerados en los primeros escalonamientos), y 1200°C en las turbinas de gas de aviación.

La distribución de temperaturas a la salida de la cámara de combustión, debe ser lo más uniforme posible, lo que presenta ciertas ventajas, por cuanto se evitan sobrecalentamientos locales de los álabes, pudiendo ser la temperatura media de entrada en la turbina más elevada, con el consiguiente aumento de su potencia específica. Como las tensiones mecánicas en los álabes decrecen con el radio, puede resultar interesante que la distribución de temperaturas aumente con el radio.

La limitación de las tensiones térmicas, (proporcionales a la relación entre el coeficiente de dilatación y el coeficiente de conductividad térmica), durante el régimen transitorio, implica un aumento rápido de las temperaturas, por lo que no siempre permiten utilizar aceros aleados al cromo, molibdeno, vanadio o los aceros inoxidables utilizados en la construcción de las turbinas de vapor, ya que en algunas de sus partes es necesario emplear aleaciones refractarias que tienen un campo de resistencia más amplio, lo que presenta algunos inconvenientes, como:

- El coeficiente de dilatación de las aleaciones austeníticas es superior al de las aleaciones ferríticas, lo que hace más delicado el montaje de las piezas construidas con cada uno de estos materiales

- El coeficiente de conductividad térmica es menor y el coeficiente de dilatación más elevado, por lo que se produce un aumento de las tensiones térmicas, (que son proporcionales a la relación entre el coeficiente de dilatación y el coeficiente de conductividad)

- Las dificultades de forjado y soldadura de las piezas de grandes dimensiones, que imposibilita el poder

fabricar rotores macizos análogos a los de las turbinas de vapor

- El precio es extremadamente alto, debido a los elementos constituyentes y a las dificultades de elaboración

- Al disponer de grandes cantidades de aire, los circuitos de refrigeración se establecen de forma que no se utilicen aleaciones de alta calidad más que donde sean estrictamente necesarias, como en las aletas de los primeros escalonamientos, conductos de gases calientes, quemadores de las cámaras de combustión, etc.

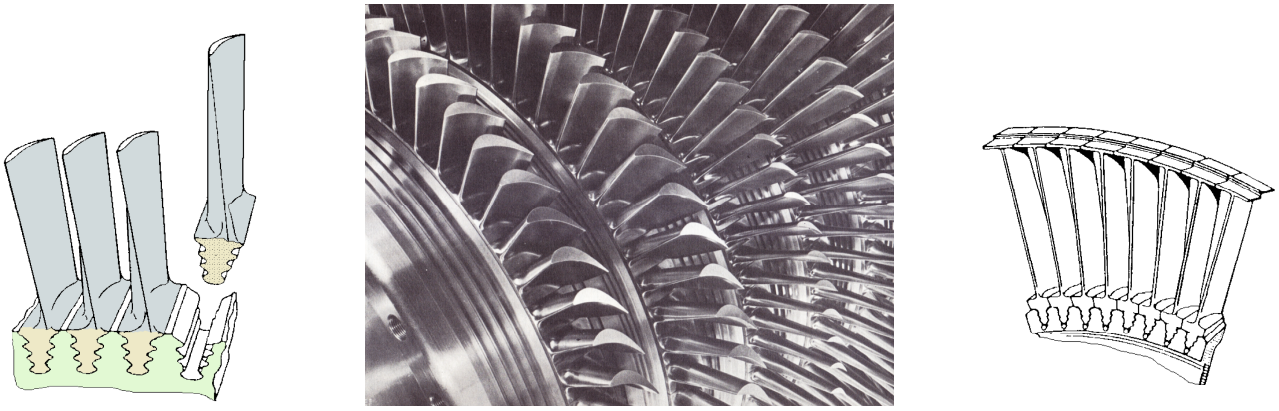


Fig V.1.- Alabes de una turbina de gas

Las formas de funcionamiento (acción y reacción) no presentan ninguna ventaja que justifique la utilización exclusiva de una u otra.

En las turbinas de acción, (en las que hay que limitar el número de escalonamientos con velocidad de flujo elevada), los rozamientos aumentan, y las temperaturas de las capas límite y de los álabes se elevan por encima de la temperatura media de los gases, lo que es un inconveniente para los álabes del primer escalonamiento, por lo que no se recomienda la rueda Curtis en una turbina de gas debido a este problema y a su bajo rendimiento.

Materiales utilizados.- Los álabes fijos de los distribuidores se construyen por forja y soldadura de palastro o por fundición de precisión a la cera perdida; en este caso no precisan de otro acabado más que un rebarbado y una limpieza superficial mediante técnicas ultrasónicas.

Las aleaciones coladas por fundición a la cera perdida tienen en general una estructura metalográfica basta, debido a que las velocidades de enfriamiento son muy lentas.

El procedimiento de fundición en coquilla cerámica, (moldeo en cáscara), atenúa este inconveniente, ya que mientras el molde clásico es macizo y robusto, el molde en cáscara sólo tiene unos milímetros de espesor por lo que se enfría más rápidamente y el grano es más fino.

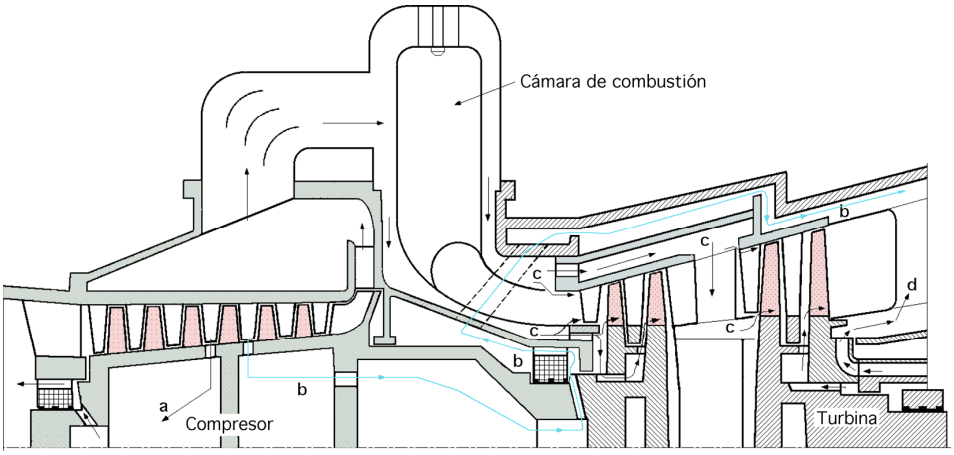
Durante mucho tiempo los álabes móviles de las coronas se han construido por forja, pero como algunas aleaciones refractarias tienen un intervalo de temperatura de forja reducido, se ha recurrido a la colada a la cera perdida, que es de mayor precisión en el acabado y más fácil de construir.

V.2.- REFRIGERACIÓN DE LA TURBINA

La refrigeración de las partes de la turbina que alcanzan mayores temperaturas se puede hacer mediante extracciones de aire a partir de un determinado escalonamiento del compresor.

Un disco de turbina se puede refrigerar mediante una corriente de aire inyectada en la periferia del eje que, después de haber rozado la superficie del disco, se mezcla con el flujo de gas que atraviesa los álabes móviles. Como la temperatura en los diversos puntos del disco no es uniforme, se originan tensiones térmicas importantes; el flujo de calor pasa de los álabes al cubo del rotor, por lo que conviene inyectar anularmente, sobre su base, un chorro de aire de refrigeración.

También se puede proceder a hacer una estratificación de las temperaturas en la cámara de combustión, siempre que ésta se encuentre en las proximidades de la turbina, lo que sucede en el caso de los turborreactores.



a) Refrigeración del cojinete del compresor llevando aire a un escalonamiento intermedio del compresor
b) Refrigeración del cojinete de la turbina de (AP) y de las paredes exteriores de la turbina de potencia útil llevando aire a un escalonamiento intermedio del compresor
c) Refrigeración de los discos y de los álabes de la turbina de (AP) y de los primeros álabes de (BP) llevando aire a la entrada de la cámara de combustión
d) Refrigeración de los discos y álabes de (BP), del conducto de escape por el aire aspirado por un ventilador centrífugo solidario de la rueda de (BP)
Fig V.2.- Circuitos de refrigeración en una turbina de gas Hispano-Marep

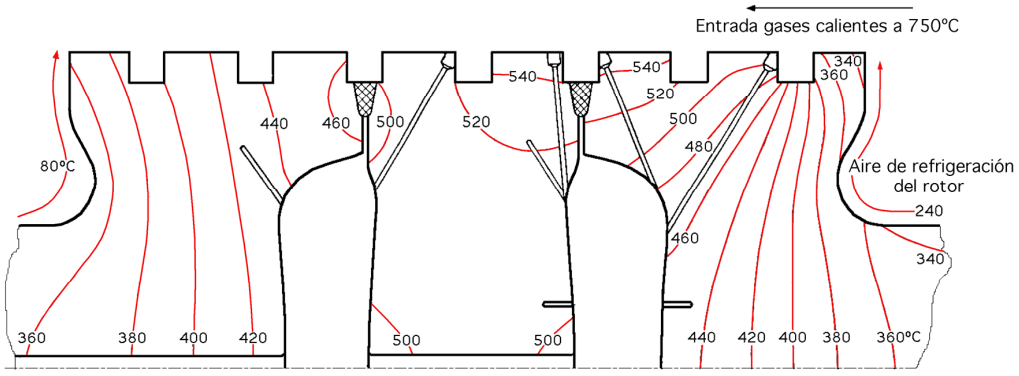


Fig V.3.- Distribución de temperaturas en el rotor de una turbina de gas en régimen estacionario (Brown-Boveri)

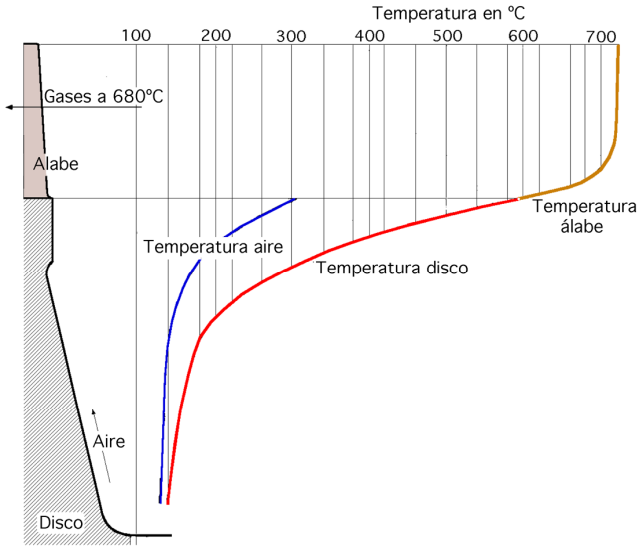


Fig V.4.- Reparto de temperaturas en un disco de turbina de gas (Kroll)

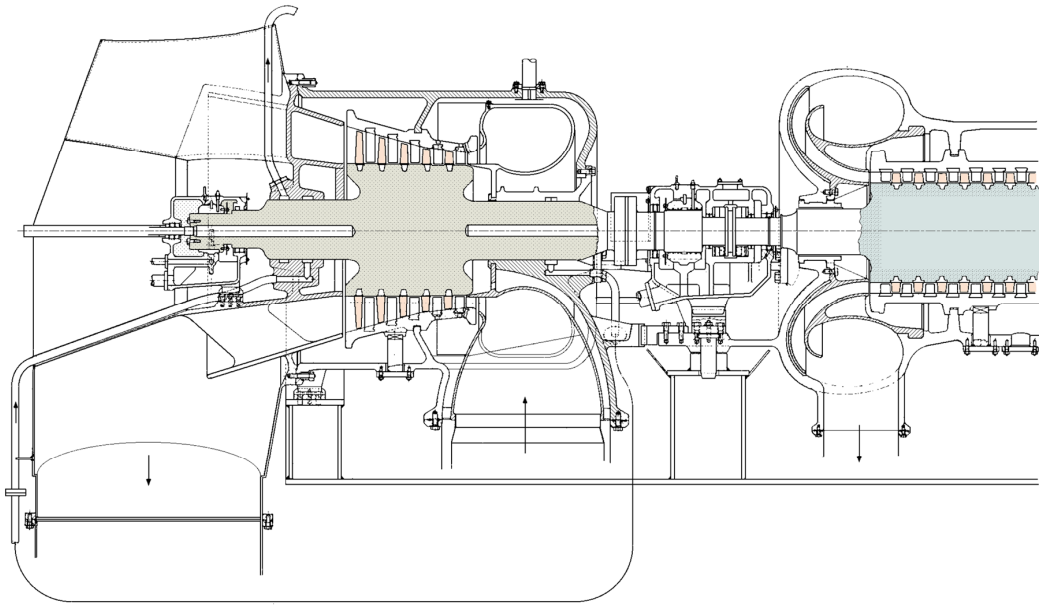


Fig V.5.- Sección transversal de una turbina industrial Sultzer de 10 MW
El cuerpo de entrada de la turbina tiene pared doble, los gases calientes circulan en el interior, mientras que el aire de refrigeración sale al exterior a la misma presión. Este aire refrigera el álabe al pasar sobre la superficie del rotor y del soporte de los álabes.

En algunas turbinas de gas, el conducto de admisión de los gases se bifurca hasta la entrada del primer escalonamiento; el aire de refrigeración pasa a los álabes formando dos películas que protegen los apoyos de los álabes del distribuidor y de la corona.

Los álabes fijos a la salida de las cámaras de combustión y entrada en el primer escalonamiento de la turbina, se pueden refrigerar construyendo aletas de palastro que constituyen los conductos para el flujo de aire, disposición que se utiliza en los turborreactores, donde las temperaturas de admisión son particularmente elevadas; una parte del caudal proveniente del compresor atraviesa primero los álabes distribuidores de la turbina, y después pasa, ya precalentado, a la cámara de combustión, mientras que el resto circula a lo largo del eje y del disco de la turbina, contribuyendo a

la refrigeración de estos dos órganos. Los álabes móviles de la corona no se refrigeran directamente, ya que tanto el pequeño volumen que ocupan, como las aleaciones refractarias conque se construyen hoy en día, hacen inútil esta precaución.

V.3.- REFRIGERACIÓN DE LOS ALABES DE TURBINAS AXIALES

El empleo de altas temperaturas a la entrada de la turbina, (turbinas de gas no aeronáuticas), viene motivado por el hecho de que tanto el rendimiento térmico como la potencia específica de la máquina aumentan al incrementar el parámetro $\Phi = \frac{T_3}{T_1}$, siendo T_3 la temperatura máxima del ciclo, temperatura de salida de la cámara de combustión o temperatura de entrada al distribuidor de la turbina y T_1 la temperatura mínima, correspondiente a las condiciones ambientales; las relaciones de compresión de máxima potencia son inferiores a las de máximo rendimiento para cualquier valor de Φ .

En las turbinas de gas de aviación, el incremento de la temperatura de entrada en la turbina y, por lo tanto, el valor de $\Phi = \frac{T_3}{T_1}$ para un valor dado de T_{atm} (temperatura ambiente a la altura de vuelo), presenta algunas particularidades.

En efecto, para una relación de compresión determinada, el aumento de la temperatura de entrada en la turbina conlleva un incremento del:

- *Empuje (para un empuje determinado el motor resulta más pequeño*
- *Consumo específico de combustible del turborreactor*

El aumento de la temperatura de admisión en la turbina mejora el rendimiento de la transformación de energía térmica en mecánica, pero la mayor temperatura que se obtiene en la entrada de la tobera propulsiva origina un aumento de la velocidad del chorro y, en consecuencia, una disminución del rendimiento propulsivo (disminución de la relación $\frac{velocidad\ del\ chorro}{velocidad\ de\ vuelo}$), de forma que el producto de ambos rendimientos disminuye.

La ganancia de empuje específico obtenido por un aumento de la temperatura, es siempre más importante que la penalización del consumo específico de combustible, sobre todo a velocidades de vuelo altas en que es indispensable reducir el tamaño del motor para disminuir tanto el peso como el arrastre aerodinámico. En turbofanes y turbohélices es posible controlar mejor la penalización del consumo de combustible.

El interés por el empleo de temperaturas cada vez más elevadas a la entrada de la turbina, tanto en aplicaciones industriales como aeronáuticas, ha impulsado el desarrollo de materiales resistentes a las altas temperaturas (materiales cerámicos), así como a la implantación de la refrigeración de los álabes.

REFRIGERACIÓN POR LÍQUIDOS

- Refrigeración indirecta*, que consiste en utilizar el líquido para refrigerar el aire que va a circular por el interior de los álabes, siendo el refrigerante directo de los mismos*

- Refrigeración directa*, en la que el líquido es el refrigerante que circula por el interior de los álabes*

El utilizar el propio carburante como líquido refrigerante tiene algunas ventajas:

- En las turbinas de gas de aviación ya está a bordo

- Su temperatura es baja y la energía que se le aporta en la refrigeración se hace en el lugar óptimo para mejorar el rendimiento del ciclo

- La cantidad de calor que puede absorber viene limitada por problemas inherentes a su posible descomposición, lo que podría provocar depósitos en los conductos de circulación

- Al encontrarse el carburante muy frío, si el flujo de calor a extraer no es muy grande, es necesario interponer un aislante entre la pared del álabe y el líquido

- La refrigeración del borde de la estela puede llegar a ser un aspecto crítico, así como los problemas derivados de la estanqueidad

Otra solución consiste en *el empleo de un líquido que circula en circuito cerrado por el interior del álabe,* constituyendo la base del mismo un intercambiador de calor entre este líquido y otro fluido que podría ser el aire extraído del compresor o el propio carburante; las características que debe reunir este líquido son:

- Tensión de vapor no demasiada elevada, para prevenir sobrepresiones excesivas en los canales

- Punto de fusión bastante bajo para evitar la solidificación, lo que implicaría problemas de equilibrado a bajos regímenes

- Densidad reducida para que las tensiones debidas a la presión hidrostática sean aceptables

- Baja viscosidad para facilitar las corrientes de convección

- Calor latente de cambio de estado elevado si se utiliza un ciclo con evaporación

En este sentido metales líquidos como el Na y el K pueden ser aceptables; sin embargo, la mayor dificultad se presenta en la evacuación del calor contenido en el líquido refrigerante a través de la base del álabe, sobre todo en el caso de las coronas móviles, por lo que la aplicación de este sistema sólo se considera en el diseño de plantas de potencia estacionarias.

REFRIGERACIÓN POR AIRE.- Se puede hacer de las siguientes formas:

- Convección libre
- Convección forzada
- Refrigeración por impacto

- Refrigeración por película

- Transpiración

El aire se extrae del compresor y circula por pasos interiores practicados en el disco y en los álabes de la turbina. Los cuatro primeros métodos se aplican en la actualidad en máquinas avanzadas que trabajan con elevadas temperaturas de entrada en la turbina. El método de transpiración que requiere álabes de material poroso, se encuentra en fase experimental.

Convección libre.- El calor que los gases de combustión ceden a los álabes se conduce, a través de los mismos, hasta el aire de refrigeración que circula por su interior; el calor cedido depende de la superficie de contacto que los circuitos internos del álabe exponen al refrigerante. El grado de refrigeración obtenido depende de la diferencia de temperaturas entre el metal y el aire interior.

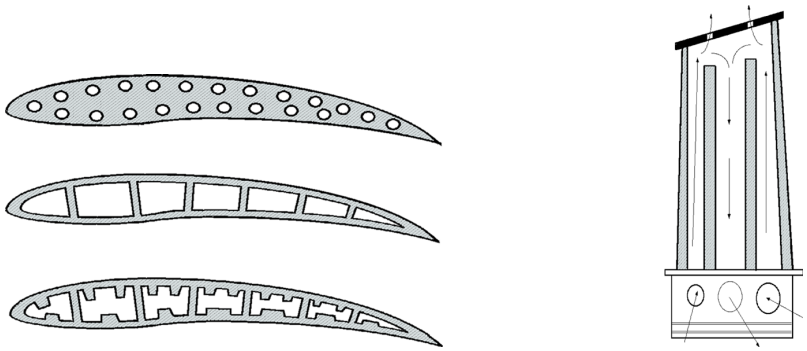


Fig V.6.- Sistemas de refrigeración por convección forzada

Convección forzada.- El aire circula por canales cilíndricos practicados en el álabe o por canales de sección más compleja, Fig V.6, que permiten aumentar la superficie de intercambio de calor, para una sección de paso dada. Todo lo que perturba la capa límite de refrigeración, como surcos, creación de efecto aleta, etc, tiende a la mejora del coeficiente de transmisión de calor; el inconveniente radica en que duplicar el coeficiente de transmisión de calor, supone un aumento de cuatro veces el coeficiente de pérdida de carga.

Refrigeración por impacto.- Consiste en proyectar un chorro de aire hacia la pared a refrigerar. El aire circula en sentido radial por el núcleo del álabe y fluye a través de una serie de agujeros de forma que el chorro incida sobre la pared interna del álabe, generalmente en la zona correspondiente al borde de ataque; el impacto del chorro proporciona un buen coeficiente de intercambio de calor. Sin embargo, hay que tener en cuenta las interacciones del chorro de gases calientes cuando el aire refrigerante se evacúa por agujeros situados en la pared próximos a la zona de impacto, lo que podría modificar de manera importante el valor del coeficiente de intercambio. La utilización de la refrigeración por impacto supone la existencia de paredes interiores en el álabe para poder asegurar la distribución de los chorros.

Refrigeración por película de aire.- Consiste en la formación de una película de aire refrige-

rante sobre una o varias zonas de la pared exterior del álabe expuestas a los gases, que se pierde rápidamente porque termina mezclándose con éstos; para conseguir una refrigeración eficaz, se tiene que renovar continuamente por medio de sucesivas ranuras de inyección; éste es, posiblemente, el mejor sistema de refrigeración del álabe, que tiene:

- *La ventaja de reducir el gradiente de temperaturas en las paredes de los álabes*
- *El inconveniente de que puede perturbar el desarrollo del flujo en el canal de paso*

Si en la capa límite se inyecta aire en exceso o si su velocidad es demasiado grande, el aire refrigerante la atraviesa y produce pérdidas adicionales en el álabe. El sistema asegura una fuerte evacuación de calor, ya que cuando la corriente de aire frío atraviesa los agujeros de paso, puede producir zonas frías que actúan como focos de concentración de tensiones con el consiguiente aumento de la fatiga de los álabes; el efecto de refrigeración de la película se disipa rápidamente aguas abajo por la mezcla con los gases calientes. El aire utilizado en este tipo de refrigeración debe encontrarse a alta presión, lo cual no siempre es posible, particularmente en los bordes de ataque de la primera corona de toberas.

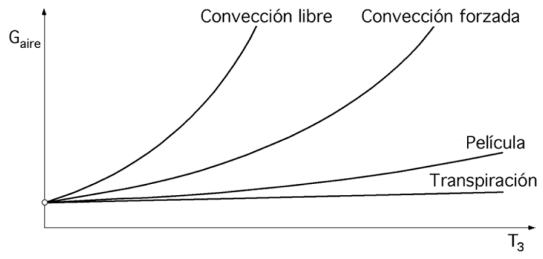


Fig V.7.- Comparación de diversos sistemas

Refrigeración por transpiración.- Es una generalización del caso anterior que aumenta su efectividad; el álabe se fabrica de material poroso para establecer una película continúa de aire sobre toda la superficie del mismo. La uniformidad de la película es el factor principal que reduce la cantidad de calor que los gases pueden transferir al metal; para una refrigeración efectiva, los poros han de ser pequeños, pero este hecho puede ocasionar la posible obturación de los mismos debido a oxidación o a materias extrañas. Se puede comparar el potencial de cada uno de los métodos de refrigeración descritos, si se determina la cantidad de aire que necesita cada uno de ellos para mantener un cierto nivel térmico del álabe, en las mismas condiciones operativas.

La refrigeración por convección libre es complicada debido a que el metal conduce rápidamente el calor y las paredes interiores del álabe se acercan a la temperatura que posee el refrigerante. Si se aumenta la temperatura de entrada de los gases en la turbina, se precisan mayores cantidades de aire de refrigeración y se puede llegar a una situación en que el método se haga impracticable, situación que también se presenta cuando se produce un aumento de la relación de compresión, que implica el aumento del coeficiente de película con la presión.

En la refrigeración por película o por transpiración, la presencia de una capa de aire aislante entre el gas y el metal reduce el flujo de calor hacia la superficie del álabe (para cualquier valor de la temperatura de entrada a la turbina); la relación de compresión en estos casos influye poco.

Para una temperatura del gas de T_{gas} = 1375ºC, y del metal de T_{metal} = 1095ºC, la multiperforación del álabe

consume en el sistema de convección el 80% del caudal de refrigerante necesario y en la transpiración el 55%; pero si se tiene en cuenta la oxidación de los materiales utilizados en la transpiración, su temperatura de admisión disminuye, 870°C, y el sistema consumiría el 120% del caudal de aire necesario en el sistema de convección.

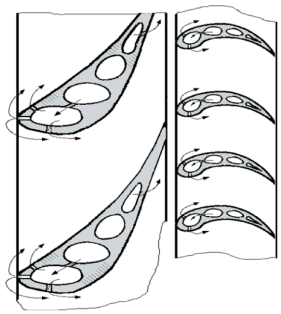


Fig V.8.- Sistemas de refrigeración combinados

El diseño de la refrigeración de los álabes para trabajar a elevadas temperaturas, puede combinar varios de los sistemas anteriormente comentados, Fig V.8.

V.4.- TRANSMISIÓN DE CALOR EN ALABES REFRIGERADOS POR CONVECCIÓN

Para expresar el comportamiento de la refrigeración unidimensional de álabes por convección se suele utilizar un parámetro denominado *temperatura relativa del álabe,* definido en la forma:

$$\text{Temperatura relativa del álabe} = \frac{T_{álabe} - T}{T_g - T_a}$$

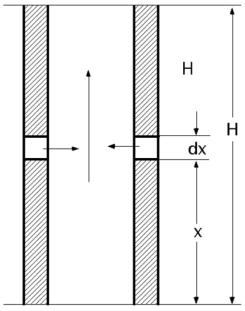


Fig V.9

en la que,
- T_a *es la temperatura del aire de refrigeración en la base del álabe*
- $T_g = T_F + 0{,}85 \dfrac{w^2}{2\,c_p}$
- T_E *es la temperatura estática media del gas*
- *w es la velocidad relativa del gas a su paso entre los álabes*

Para calcular el gasto de aire refrigerante requerido para una temperatura media del álabe, consideraremos el flujo calorífico que entra y sale de una longitud elemental del álabe *dx* a una distancia *x* de la base, Fig V.9.

El aire refrigerante aumenta su temperatura a medida que discurre por el álabe, y resulta menos efectivo para la refrigeración, con lo que la temperatura del álabe crecerá de la base a la cabeza, existiendo una cierta conducción de calor a lo largo del álabe, que entra y sale del elemento dx debido al gradiente de temperatura en sentido longitudinal. Dado que las aleaciones de los álabes de las turbinas poseen una baja conductividad térmica, el término debido a la conducción es comparativamente pequeño y se puede despreciar.

El balance calorífico para dicha longitud diferencial permite determinar el gasto másico interior de aire refrigerante G_a en la forma:

$$h_{cg} S_g (T_g - T_{pa}) = h_{ca} S_a (T_{pa} - T_a) = G_a\, c_{pa} \frac{dT_a}{dx}$$

en la que
- h_{cg} *y* h_{ca} *son los coeficientes de convección en la zona del gas y en la del refrigerante*
- S_g *y* S_a *son las secciones mojadas del perfil del álabe y de los conductos internos de refrigeración*
- c_{pa} *es el calor específico del aire refrigerante*

Llamando:

$$A = \frac{h_{ca}\ S_a}{h_{cg}\ S_g}\ ;\ B = \frac{G_a\ c_{pa}}{h_{cg}\ S_g}, \text{ resulta: } B\ \frac{dT_a}{dx} = A\,(T_{pa} - T_a)\quad ;\quad T_g - T_{pa} = A\,(T_{pa} - T_a)$$

que permite hallar la distribución de temperaturas, considerando que T_g, h_{cg} y h_{ca} son constantes con la altura H, siendo su valor el correspondiente a la altura media del álabe, $x/H = 0{,}5$.

Evaluación del coeficiente de transmisión de calor interior por convección.- En conductos de refrigeración interiores rectos, de sección transversal constante, pueden emplearse las fórmulas del flujo de un fluido en un tubo, de la forma:

$$Nu = \frac{h_{c(aire)}\ d_h}{k_{aire}} = 0{,}034\,(\frac{a}{d_h})^{-0,1}\ (Pr)^{0,4}\ (Re)_h^{0,8}\ (\frac{T_{aire}}{T_{p(aire)}})^{0,55}$$

en donde:

- k_{aire} *es la conductividad térmica del aire refrigerante*
- a *es la altura del álabe*
- d_h *es el diámetro hidráulico*
- $\frac{a}{d_h}$ *tiene en cuenta el efecto de la longitud de entrada térmica*
- $\frac{T_{aire}}{T_{p(aire)}}$ *se introduce para considerar el efecto producido en la variación de las propiedades del fluido con la temperatura, cuando la diferencia de temperaturas entre el fluido* T_{aire} *y pared* $T_{p(aire)}$ *es grande*

Las propiedades físicas del aire refrigerante se evalúan a la *temperatura media del fluido* en la sección media; si se considera el aire como fluido refrigerante, Pr = 0,71, y que los conductos tienen una elevada relación $25 < \frac{a}{d_h} < 100$, la expresión anterior para flujo turbulento se reduce a:

$$Nu_{aire} = 0{,}02\,(Re)_{d_h}\,(\frac{T_{aire}}{T_{p(aire)}})^{0,55}$$

disminuyendo su exactitud para Re < 8000

Las propiedades del fluido refrigerante se evalúan considerando el valor medio de T_{aire}; el término $\frac{T_{aire}}{T_{p(aire)}}$ es desconocido en esta fase del cálculo, por lo que hay que presuponer valores que se comprobarán más tarde, evaluando T_{aire} y $T_{p(aire)}$ para $\frac{x}{H} = 0{,}5$

Evaluación del coeficiente de transmisión de calor exterior por convección.- La distribución de coeficientes de transmisión externos se determina teniendo en cuenta la distribución local de velocidades a lo largo de las caras de presión y de succión del álabe.

La superficie del álabe se divide en tres partes:

- *El borde de ataque*

- La zona frontal de la cara de succión en donde el flujo es laminar

- Las caras de presión y de succión más allá de la zona de transición de flujo laminar a turbulento

En el borde de ataque el flujo es laminar; esta zona comprende desde el punto en donde la corriente se remansa hasta los puntos de tangencia con ambas caras del álabe.

El coeficiente de transmisión local se puede determinar utilizando la correlación:

$$Nu_\theta = 1{,}14\ \sqrt{Re}\ Pr^{2/5}\ (1 - \frac{\theta}{90})\ \ ;\ \ Re = \frac{300\ \rho_g\ w\ d}{\eta_g}\ \ ;\ \ Pr = \frac{12\ c_p\ \eta}{k}$$

En la cara de succión el flujo es laminar desde el punto de tangencia hasta el punto de transición; como la transición de flujo laminar a turbulento tiene lugar en el punto en que el gradiente de presiones cambia de positivo a negativo, dicha zona se sitúa en un intervalo del 30÷80% de la longitud de la cara de succión a partir del punto de tangencia.

En esta *zona de flujo laminar* se calcula el coeficiente de película local utilizando la correlación de Pohlhausen para placas planas:

$$Nu_y = 0{,}332\ \sqrt{Re_y}\ \sqrt[3]{Pr}$$

siendo *y* la distancia desde el borde de ataque a lo largo de la cara del álabe.

Existe un punto de transición similar sobre la cara de presión, pero está tan cercano al punto de tangencia del borde de ataque, que el flujo sobre dicha cara se considera turbulento en toda su extensión.

En la *zona de flujo turbulento*, el coeficiente de película local se puede determinar utilizando la relación de Colburn:

$$Nu_y = 0{,}0296\ \sqrt[5]{Re^4}\ \sqrt[3]{Pr}\ \ ;\ \ 0{,}6 < Pr < 60$$

en las que las propiedades físicas se determinan para una temperatura del gas de la forma:

$$T_{gas} = T_{estática} + 0{,}85\ \frac{w_1^2}{2\ c_p}$$

en donde $T_{estática}$ es la temperatura estática local del gas y w_1 la velocidad relativa local del gas en la superficie del álabe.

Los valores más altos del coeficiente de película tienen lugar en el borde de ataque donde la capa límite es de espesor muy pequeño y también después del punto de transición en la cara de succión donde la capa límite llega a ser turbulenta. Se duda exista una capa límite laminar sobre una gran zona de la cara de succión entre el borde de ataque y el punto de transición, por lo que se prefiere tratarla como turbulenta puesto que el flujo de la corriente principal es probablemente altamente turbulento.

En turbinas de temperatura moderadamente alta resulta indiferente qué tipo de hipótesis se utilice, ya que la conductividad del álabe tiende a uniformizar la distribución de temperaturas del álabe. Sin embargo en turbinas que trabajan con temperaturas muy altas conviene tratar el problema desde ambos puntos de vista a fin de evitar puntos calientes que puedan afectar a la estabilidad metalúrgica del material del álabe.

Para el calculo final de un álabe refrigerado hay que estimar la distribución bidimensional de temperatura en cada sección transversal del mismo, teniendo en cuenta la conducción térmica a lo largo del álabe y las ecuaciones diferenciales que resultan se pueden resolver aplicando técnicas de diferencias finitas. El diseño final ha de ser un compromiso entre rendimiento y nivel de solicitaciones (flectoras, centrífugas y térmicas) compatible con la vida deseada del álabe.

La refrigeración de los álabes de las turbinas implica pérdidas termodinámicas a tener en cuenta. El caudal de refrigeración del estator evoluciona en el escalonamiento, pero se introduce con una presión de remanso inferior a la del flujo principal, lo que supone una pérdida a tener en cuenta, ya que estos caudales pueden llegar a ser del orden del $10 \div 15\%$ del caudal principal.

También existen pérdidas de carga y una disminución de la entalpía, debido a la mezcla del aire refrigerante con la corriente principal del gas en la punta del álabe, que se compensa parcialmente por la disminución de las pérdidas intersticiales.

Asimismo los álabes realizan un cierto trabajo de bombeo contra el aire refrigerante a medida que éste circula radialmente por el interior de los mismos.

También hay que tener en cuenta el problema relativo al sobrecalentamiento que se produce durante los transitorios de aceleración, ya que los altos niveles de presión y el pequeño espesor de los alabes los hacen muy sensibles a estos sobrecalentamientos.

V.5- PERDIDAS EN LOS ALABES DE LA TURBINA

El paso relativo t, Fig V.10, influye sobre las características del grill, o persiana de álabes:

- Con un paso demasiado grande, el fluido está mal guiado, lo que puede dar lugar a desprendimientos de la vena fluida si la desviación es elevada

- Con un paso demasiado pequeño aumenta la proporción de las superficies que rozan, lo que ocasiona un descenso del rendimiento

El esfuerzo F que actúa sobre un álabe en función de la circulación Γ es de la forma:

$$F = \rho \ \Gamma \ c_\infty \ a = \rho \ t \ a \ c_\infty \ (c_2 \cos a_2 - c_1 \cos a_1)$$

siendo c_∞ una velocidad ficticia, inferior a c_1 y c_2.

La diferencia de presión media sobre las caras del perfil, con L la longitud de la cuerda, distancia

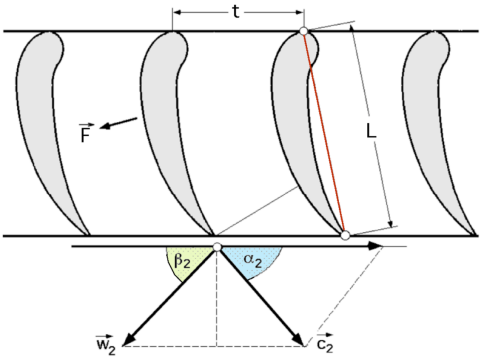


Fig V.10.- Persiana de álabes

entre los puntos de ataque y salida, es: $\Delta p = \dfrac{F}{L\ a}$

La expresión del coeficiente de carga es:

$$C = \frac{F}{a\ L\ \dfrac{\rho\ c_2^2}{2}} = 2\ \frac{p}{L}\ c_\infty\ \frac{c_2\ \cos\alpha_2 - c_1\ \cos\alpha_1}{c_2^2}$$

La experiencia muestra que el valor óptimo del coeficiente de carga C así definido apenas varía, para cualquier tipo de álabes, por lo que se puede partir de C para determinar el paso relativo que corresponde a los ángulos α_1, α_2 ó β_1, β_2 dados.

Para los álabes móviles simétricos de la turbina de acción $\beta_1 = \beta_2$, y suponiendo $w_1 = w_2$, el coeficiente de carga C tiene por expresión:

$$C = 2\ \frac{P}{L}\ sen\ 2\ \beta \quad ; \quad \frac{P}{L} = \frac{C}{2\ sen\ 2\ \beta} \quad \Rightarrow \quad \begin{cases} \dfrac{P}{L} = C, \ para, \ \beta = 15^o \\ \dfrac{P}{L} = 0{,}575\ C, \ para, \ \beta = 60^o \end{cases}$$

resultados que pueden parecer curiosos, pues hacen corresponder a las desviaciones más fuertes los pasos relativos mayores; sin embargo hay que tener en cuenta que el esfuerzo sobre el álabe depende de no sólo de la desviación $\delta = 180^o - (\beta_1 + \beta_2)$, sino también del caudal, que disminuye con el ángulo β.

En la turbina de acción, el coeficiente de reducción de velocidad del álabe ψ ó φ , según se trate de un álabe perteneciente a una corona móvil o fija, disminuye cuando el ángulo de desviación aumenta. Para un mismo ángulo de desviación el rendimiento varía con el paso entre álabes.

Determinación del ángulo β_2 de salida del álabe.- El valor del ángulo de salida medio interviene en el trazado de los triángulos de velocidades; éste ángulo difiere, en general, del ángulo del álabe β_2 , desviación debida al hecho de que los filetes de fluido que están en medio del chorro de vapor, están peor guiados que los situados en la proximidad de las paredes y, por tanto, menos desviados.

Para los pasos relativos que corresponden al mejor rendimiento y cuando la arista de salida está convenientemente afilada, se encuentra que el ángulo medio de salida difiere muy poco del ángulo cuyo seno sea igual a la relación entre la longitud de la garganta x y el paso t, en menos de 2°.

Influencia de la compresibilidad.- La influencia de la compresibilidad no empieza a manifestarse hasta que se alcanzan, en diversos puntos del flujo, velocidades próximas a la del sonido $\vec{c}_s$.

Cuando la relación de expansión en los distribuidores aumenta, las velocidades crecen y se alcanza la velocidad del sonido en el punto M del extradós, Fig V.11, en la proximidad de la sección más estrecha, en donde debido a la curvatura de los filetes de fluido, la depresión es máxima.

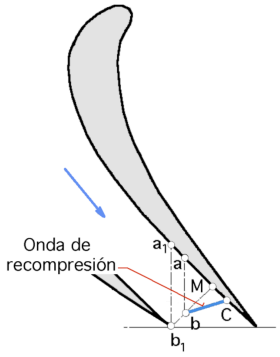


Fig V.11
Influencia de la compresibilidad

Cuando la relación de expansión crece y se alcanza la velocidad del sonido en el punto a, a lo largo de una curva (ab), la recompresión se efectúa mediante una onda de choque oblicua C.

Si la relación de expansión aumenta aún más, se alcanza la velocidad del sonido en toda la sección del canal (a_1b_1), (relación de expansión crítica r_C), más allá de la cual el gasto es independiente de la presión aguas abajo; en esta situación $r < r_C$, la vena supersónica en la que hay una presión p_1 en la salida de la tobera penetra en una zona de presión inferior p_2, y la expansión continúa produciéndose fuera de la tobera mediante unos frentes de ondas estacionarias que parten de las aristas.

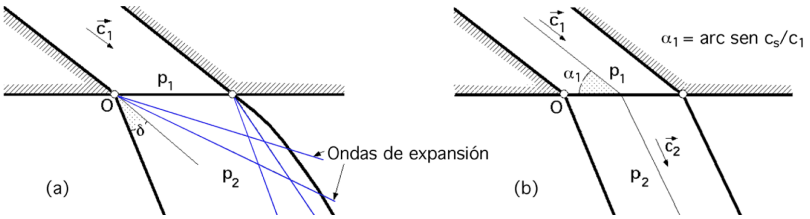


Fig V.12.a.b.- Expansión de una vena supersónica a la salida de la tobera

Si la sección de salida forma con la tobera un ángulo $\alpha_1 = arc\ sen\ \frac{c_s}{c_1}$, igual al ángulo de Mach, el frente de onda que parte de la arista aguda se confunde con la superficie de salida; la vena se extiende en bloque en la dirección que corresponde a la expansión pivotante alrededor de O y las pérdidas de energía son menores.

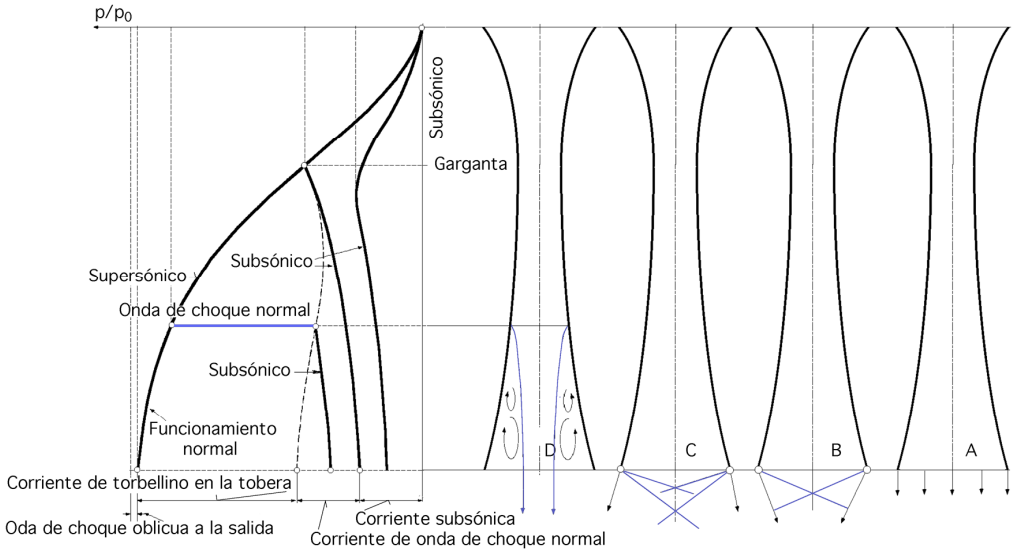
Esta disposición se emplea cuando la relación $\frac{p_2}{p_0}$ no es muy inferior a la relación crítica; de esta forma se acorta el canal suprimiendo la zona divergente, mejorándose el rendimiento sobre todo en regímenes anormales, Fig V.12.b.

Por encima de una determinada relación de expansión conviene utilizar canales convergente-divergentes, que sólo presentan un buen rendimiento para la relación de expansión prevista; en particular, en régimen subsónico funcionan mal.

Los fenómenos que se producen en un álabe convergente-divergente son análogos a los que se originan en una tobera de canal de paso rectilíneo; si el flujo en la parte divergente de la tobera es supersónico, las perturbaciones aguas abajo no pueden remontarse aguas arriba.

Si p_1 es la presión en el interior de la tobera a la salida y p_2 es la presión aguas abajo, si p_2 sube más allá de p_1, la expansión se hace normalmente en el divergente hasta p_1, después se produce una recompresión seguida por una onda de choque oblicua, dependiendo su inclinación de la relación $\frac{p_2}{p_1}$ y se hace normal cuando p_2 alcance un cierto valor $p_{2'}$; más allá de p_2 la onda de choque permanece

normal, pero remonta progresivamente en el divergente acompañada con frecuencia de un desprendimiento.



A) Funcionamiento normal, $p_1 = p_2$

B) Recompresión de ondas de choque oblicuas, $p_1 < p_2 < p_2'$

C) Expansión fuera de la tobera mediante frentes de ondas estacionarias (expansión pivotante), $p_2 < p_1$

D) Recompresión por onda de choque normal que remonta hacia el cuello, con desprendimientos eventuales, $p_2 < p_2$

Fig V.13.- Tipos de derrame en una tobera convergente-divergente

Aguas abajo de la onda de choque la velocidad es inferior a la del sonido.

A partir del momento en que la onda de choque alcanza la garganta, el movimiento se hace subsónico y la tobera funciona como convergente-divergente para fluidos incompresibles, existiendo expansión en la zona convergente y recompresión en la divergente

Si $p_2 < p_1$ la vena se extiende en la tobera hasta la presión p_1.

Cuando la presión en el recinto es p_2, experimenta una expansión pivotante de p_1 a p_2 que provoca una tremenda divergencia.

Relación de expansión libre.- Esta relación permite conocer la forma de evitar los fenómenos sónicos. El aumento de la presión, en un fluido incompresible, viene dada por la relación entre la depresión máxima sobre el extradós y la presión dinámica del fluido aguas abajo, de la forma:

$$\frac{2\,\Delta p}{\rho\, c_1^2}\Big\rangle_0$$

Para velocidades elevadas esta relación varía según la ley de Prandtl-Glauert, siendo p_C la presión en el punto de máxima depresión, garganta de la tobera, cuando se alcanza la velocidad del sonido en dicho punto, en la forma:

$$\frac{\Delta p}{\frac{\rho\, c_1^2}{2}} = \frac{\left(\frac{2\Delta p}{\rho\, c_1^2}\right)_0}{\sqrt{1 - M^2}} = \frac{p_1 - p_C}{\frac{\rho\, c_1^2}{2}} = \frac{1 - \frac{p_C}{p_1}}{\frac{\rho\, c_1^2}{2\, p_1}} = \frac{1 - \frac{p_C}{p_1}}{\frac{\gamma\, M_1^2}{2}} = \ldots = \frac{1 - \frac{\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}}{\left(\frac{\gamma + 1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}}}{\frac{\gamma\, M_1^2}{2}}$$

en la que se ha tenido en cuenta que:

$$\frac{p_C}{p_1} = \frac{p_C / p_0}{p_1 / p_0} = \frac{\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}}{\left(\frac{\gamma + 1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}} \quad y \quad M_1^2 = \frac{c_1^2}{c_s^2} = \frac{2}{\gamma - 1}\left\{\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} - 1\right\}$$

que permite calcular el valor de M_1 límite y la relación de expansión límite correspondiente.

Influencia del ángulo de ataque.- La Fig V.14 muestra el reparto de presiones sobre el intradós y el extradós de un álabe de acción para un ángulo de ataque normal α_1; en este régimen el movimiento es regular y las sondas muestran que las capas límites de las paredes tienen un espesor pequeño. Si el ángulo de entrada disminuye, $\alpha_{1'} < \alpha_1$, se produce una depresión en el extradós en la proximidad inmediata del borde de entrada, y aumenta el área del diagrama, así como el esfuerzo motor sobre el álabe.

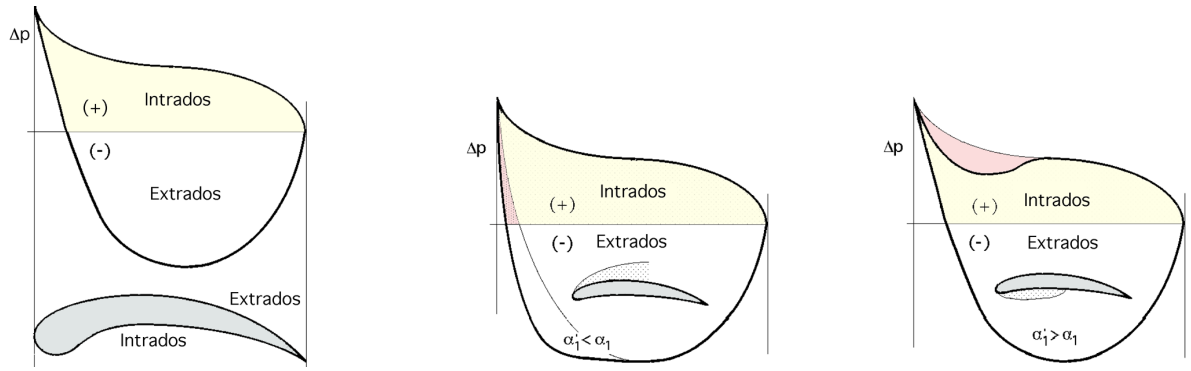


Fig V.14.- Reparto de presiones sobre el intradós y el extradós; influencia del ángulo de ataque

Si el ángulo de entrada aumenta, se produce un aumento de la velocidad y una depresión con lo que disminuye el área del diagrama. Variaciones del ángulo de entrada poco importantes, no afectan ni al movimiento, ni a las presiones en el resto del canal, ni al ángulo de salida del fluido.

Si existe una gran diferencia entre los ángulos de ataque respecto al ángulo teórico, el movimiento se complica con desprendimientos en el intradós o en el extradós que aumentan las pérdidas del álabe y al prolongarse en todo el movimiento pueden afectar al ángulo de salida del fluido.

Estos desprendimientos se producen con regímenes tanto más próximos al régimen de adapta-

ción cuanto más agudo es el borde de ataque del álabe. Cuando sea necesario tener una gran amplitud de adaptación, es indispensable proveer a los álabes de un borde de ataque suficientemente redondeado.

Fuera del régimen de adaptación y para un álabe de acción que tenga la misma altura de vena a la entrada y a la salida:

Si $\alpha_1 < \alpha_2$ *la presión aumenta, el álabe funciona como un mal difusor debido a la curvatura de los filetes de fluido, y los desprendimientos aparecen muy rápidamente*

Si $\alpha_1 > \alpha_2$ *se presenta una caída de presión en la transversal del canal, con lo que aparece un cierto grado de reacción.*

Los distintos filetes de fluido que salen de un distribuidor de perfil constante se sitúan en un hiperboloide de revolución cuyo semiángulo del vértice de las generatrices del cono asintótico es el complementario del ángulo de inyección.