

# Ingeniería Energética

---

## Turbinas de Gas



[Ciclos termodinámicos ideales](#)



[Ciclos termodinámicos reales](#)



[Curvas características y regulación](#)



[Ciclos en circuito cerrado](#)



[Compresores centrífugos para turbinas de gas](#)



[Compresores axiales para turbinas de gas](#)



[Refrigeración de los álabes](#)



[Cámaras de combustión](#)



[Pérdidas en la cámara de combustión y en los álabes](#)



[Aplicaciones](#)



[Contaminación](#)



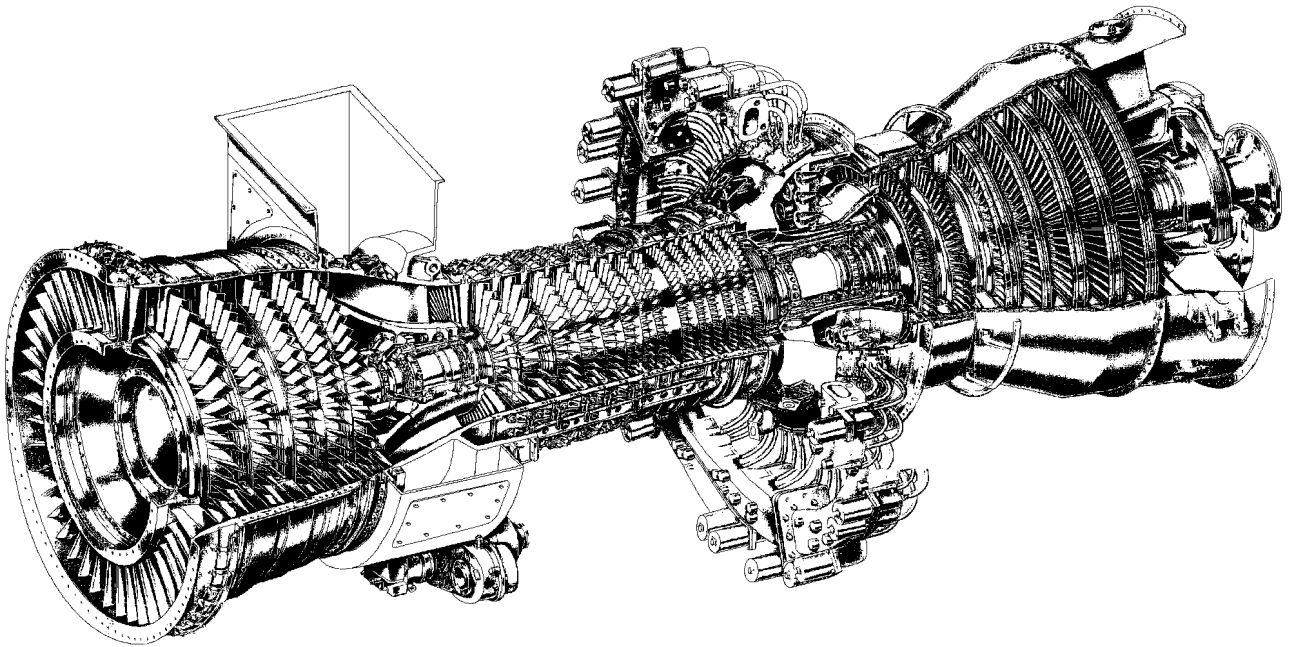
[Problemas](#)

[Principal](#) - [Turbinas](#) - Turbinas de Gas

# **DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ELÉCTRICA Y ENERGÉTICA**

**UNIVERSIDAD DE CANTABRIA**

## **TURBINAS DE GAS**



**Pedro Fernández Díez**

# **I.- TURBINA DE GAS**

## **CICLOS TERMODINÁMICOS IDEALES**

### **I.1.- CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS Y EMPLEO DE LAS TURBINAS DE GAS**

El empleo de las turbinas de gas de *circuito abierto* presenta, con relación a los motores alternativos de combustión interna, el mismo interés que las turbinas de vapor respecto a las máquinas de pistón.

En las turbinas de gas, el rendimiento está muy lejos de igualar el de los motores alternativos, y aun a veces, el de las turbinas de vapor; ésto es debido a que,

*\* Existe una cierta dificultad para construir compresores rotativos que permitan alcanzar elevadas relaciones de compresión.*

*\* Existe una cierta dificultad de conseguir materiales que soporten temperaturas elevadas, al tiempo que mantienen unas determinadas características técnicas.*

En las turbinas de gas de circuito abierto se cumplen una serie de requisitos,

*\* No existen piezas en movimiento alternativo, por lo que es muy fácil realizar el equilibrado*

*\* Tienen gran velocidad de rotación, entre 3.000 y 30.000 rpm*

*\* Tienen un par regular sin necesidad de volante*

*\* Tienen buena adaptación a las grandes expansiones, y por lo tanto, a los grandes volúmenes de fluido*

*\* Producen grandes potencias en poco espacio*

En las turbinas de gas de circuito abierto, la combustión se realiza en el interior de la máquina y según las condiciones en que se verifique, distinguiremos,

**a) Turbinas de explosión**

**b) Turbinas de combustión**

Sin embargo existen otros tipos de turbinas de gas, conocidas como turbinas de gases de escape, que se construyen para recuperar la energía contenida en los gases de escape de un hogar a presión, o de un motor alternativo; esta última fuente de energía es notable, como se puede apreciar en el diagrama (p,v), que sólo se puede utilizar con ayuda de una turbina que se adapte a la diferencia de presiones existente al final del ciclo del motor alternativo de 2,5 a 3,5 atm para un motor Diesel y 4,5 a 5,5 atm para un motor de gasolina, respecto a la presión atmosférica; además tiene que adaptarse también a los grandes volúmenes puestos en juego; ésta es la causa de que un motor alternativo no se pueda utilizar más que con unas dimensiones prohibitivas.

Cuando la turbina es alimentada por los gases de escape de un motor, Fig I.1, arrastra un compresor centrífugo que sobrealimenta el motor alternativo, aumentando así la presión media efectiva, y por lo tanto la potencia.

Para el caso de un motor Diesel, su velocidad de rotación oscila entre 2.000 y 3.000 rpm, permitiendo una relación de compresión de 1,5.

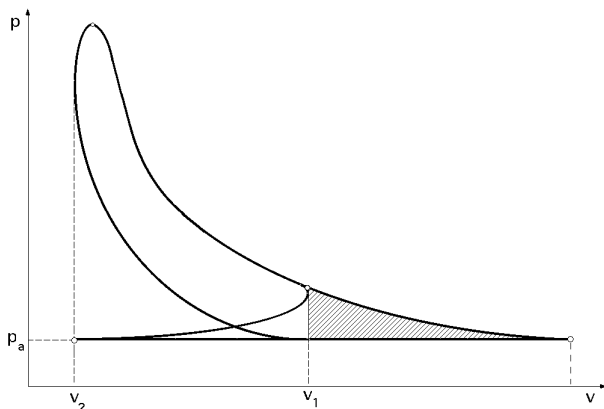


Fig I.1.- Ciclo de una turbina de gases de escape

Las turbinas así instaladas, no exigen ningún tipo de energía del motor, ya que ellas trabajan con los gases residuales, y por el contrario, sobrealimentando un motor Diesel, por ejemplo, a 1,4 atm (4 tiempos), su potencia se acrecienta entre un 40% y un 50%, con una presión media de 8 a 9,5 atm, mientras que si lo sobrealimenta con 2 atm, la potencia se mejora en un 100%, con presiones medias comprendidas entre 12 y 13 atm. Aunque no se produce una modificación importante en sus dimensiones

las piezas deben estar calculadas en consecuencia.

Estas turbinas no difieren sensiblemente de las de vapor de acción de uno o dos escalones; frecuentemente, la turbina y el compresor se agrupan en un mismo conjunto.

## I.2.- CICLO TEÓRICO DE UNA TURBINA DE COMBUSTIÓN INTERNA

Una turbina de explosión tiene un ciclo termodinámico ideal tipo Otto a expansión completa, o ciclo de Atkinson; consta de un compresor; una o mas cámaras de combustión y la turbina propiamente dicha.

**FUNCIONAMIENTO.-** El compresor carga sucesivamente con aire las cámaras, estando controlado dicho orden por el mecanismo de la

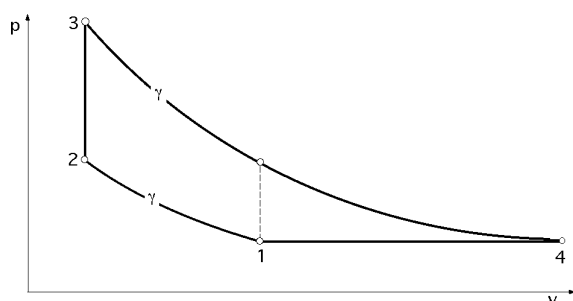


Fig I.2.- Ciclo de una turbina de combustión interna (Explosión)

Se abre la válvula de escape y los gases

salen a gran velocidad, actuando directamente sobre los álabes de la turbina; la presión disminuye y cuando se alcanza la atmosférica se cierra la válvula de escape y se abre la de admisión llenándose nuevamente la cámara de aire. Se suele disponer de varias cámaras en una circunferencia concéntrica con el eje de la turbina, disponiendo el funcionamiento de las válvulas de tal manera que se descarguen sucesivamente, sometiendo al rodete a una serie de impulsos que provocan su movimiento.

De acuerdo con el diagrama (p,v), las temperaturas que intervienen en función de  $T_1$  son:

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

$$T_3 = T_2 \left( \frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{-1}{\gamma}} = \left| a = \frac{p_3}{p_2} \right| = T_2 a = T_1 a^{\frac{-1}{\gamma}}$$

$$T_4 = T_3 \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{-1}{\gamma}} = T_1 a^{\frac{-1}{\gamma}} \left( \frac{p_4/p_2}{p_3/p_2} \right)^{\frac{-1}{\gamma}} = T_1 a^{\frac{-1}{\gamma}} \left( \frac{1}{a} \right)^{\frac{-1}{\gamma}} = T_1 a^{\frac{1}{\gamma}}$$

*El rendimiento del ciclo es:*

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \left| \frac{Q_1 = c_v (T_3 - T_2)}{Q_2 = c_p (T_4 - T_1)} \right| = \frac{c_v (T_3 - T_2) - c_p (T_4 - T_1)}{c_v (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \\ &= 1 - \frac{T_1 a^{\frac{1}{\gamma}} - T_1}{T_1 a^{\frac{-1}{\gamma}} - T_1} = 1 - \frac{a^{\frac{1}{\gamma}} - 1}{(a^{\frac{-1}{\gamma}} - 1)} = \left| \frac{p_3}{p_1} = a \right| = 1 - \frac{a^{\frac{1}{\gamma}} - 1}{a^{\frac{-1}{\gamma}} - 1} \end{aligned}$$

El envío intermitente de gases calientes a la turbina, somete a los álabes de la misma a temperaturas muy elevadas, por lo que el funcionamiento con este ciclo es muy poco racional, y en la actualidad se encuentra prácticamente abandonado.

### **1.3.- CICLO TEÓRICO DE UNA TURBINA DE COMBUSTIÓN SIN RECUPERADOR**

En estas máquinas rotativas, el aire aspirado a la presión atmosférica, se comprime mediante un compresor C, elevando su temperatura, y es conducido a la cámara de combustión D, donde se inyecta el combustible que arde en forma continuada y suave; los gases calientes de la combustión se expansionan en los álabes de la turbina, desarrollando un trabajo útil y salen a la atmósfera a través del escape; la turbina, una vez en marcha, acciona el compresor; el ciclo desarrollado se conoce como ciclo Brayton; tanto la compresión como la expansión se realizan en una sola etapa. Los gases que se expansionan en la turbina, todavía calientes en el escape, se pueden aprovechar para producir vapor de agua en una caldera, y utilizarlo posteriormente en una turbina de vapor.

Si los gases de escape se hacen llegar a una tobera de descarga, la turbina de gas se convierte en una máquina de chorro.

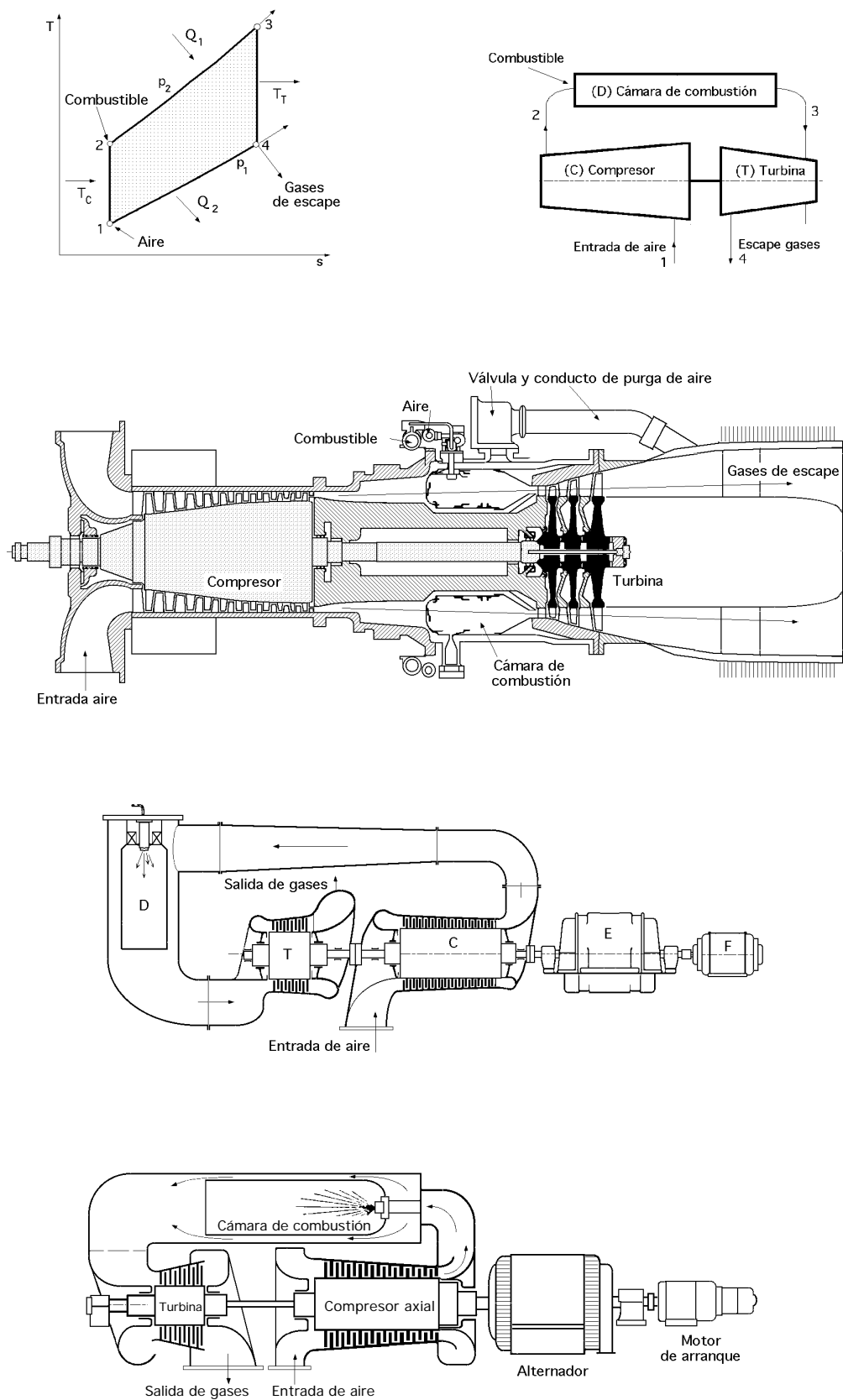


Fig I.3.- Diagrama (T,s) y esquemas del ciclo de una turbina de gas de combustión (Ciclo Brayton)

Para hallar en primera aproximación el rendimiento térmico de una turbina de gas, consideraremos un ciclo recorrido por un gas perfecto, Fig I.3, en el que las transformaciones (1-2) y (3-4) son isentrópicas, y las transformaciones (2-3) y (4-1) a presión constante.

Si se supone  $c_p$  constante, tanto en la compresión del aire, como en la expansión de los gases de combustión en la turbina, el trabajo útil o interno en función de las temperaturas del ciclo es:

$$T_u = \begin{aligned} Q_1 - Q_2 &= c_p (T_3 - T_2) - c_p (T_4 - T_1) \\ T_T - T_C &= c_p (T_3 - T_4) - c_p (T_2 - T_1) \end{aligned}$$

y el rendimiento:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{T_u}{Q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{i_4 - i_1}{i_3 - i_2}$$

En los diversos puntos del ciclo se tiene:

$$\begin{aligned} \text{La relación, } \frac{p_2}{p_1} &= \frac{p_3}{p_4} & \frac{T_2}{T_1} &= \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{-1} = & \frac{T_2}{T_1} &= \frac{T_3}{T_4} \\ & & \frac{T_3}{T_4} &= \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{-1} = & & \\ T_2 &= T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{-1} = T_1 & \eta_{\text{ciclo}} &= 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_1} = 1 - \frac{1}{\gamma} \\ T_3 &= T_4 \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{-1} = T_4 & & & & \end{aligned}$$

observándose que el rendimiento de una turbina de gas simple depende exclusivamente de la relación de presiones a la entrada y a la salida del compresor.

Este rendimiento es muy pequeño, del orden de un 15% a un 20%, muy inferior al de las turbinas de vapor y del motor Diesel; sin embargo tiene una serie de ventajas que, en algunos casos justifican su empleo, sobre todo para potencias moderadas, del orden de 15 MW.

El trabajo útil es:

$$\begin{aligned} T_u &= T_T - T_C = c_p T_3 \left\{ 1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{-1} \right\} = \left| \begin{aligned} &= \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{-1} = \frac{T_2}{T_1} \\ &= \frac{T_3}{T_1} = \frac{T_{\text{máx}}}{T_{\text{mín}}} \end{aligned} \right| = c_p T_1 \left(1 - \frac{1}{\gamma}\right) = i_3 - i_4 \\ T_C &= c_p T_2 \left\{ 1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{-1} \right\} = \frac{R}{\gamma - 1} T_1 \left(1 - \frac{1}{\gamma}\right) = c_p T_1 \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma}\right) = i_2 - i_1 \\ &= \frac{R}{\gamma - 1} \left\{ 1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{-1} \right\} (T_3 - T_2) = c_p (T_3 - T_2) \frac{\gamma - 1}{\gamma} = c_p (T_4 - T_1) \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma}\right) = c_p T_1 \frac{(\gamma - 1)(\gamma - 1)}{\gamma^2} \end{aligned}$$

por lo que contra mayor sea,  $T_3 - T_2$ , tanto mayor será el trabajo útil, lo que reduce el coste del kW instalado.

Tabla I.1.- Calor específico de algunos gases en el intervalo, 0°C- 1500°C

GAS	$c_p$ y $c_v$ (kJ/Kg.°K)	$c_p$ y $c_v$ (kJ/m <sup>3</sup> .°K)
Oxígeno	$c_p = 0,9203 + 0,0001065 T$	$c_p = 1,3138 + 0,00015777 T$
	$c_v = 0,6603 + 0,0001065 T$	$c_v = 0,9429 + 0,00015777 T$
Nitrógeno	$c_p = 1,024 + 0,00008855 T$	$c_p = 1,2799 + 0,00011067 T$
	$c_v = 0,7272 + 0,00008855 T$	$c_v = 0,9089 + 0,00011067 T$
Aire	$c_p = 0,9956 + 0,00009299 T$	$c_p = 1,2866 + 0,0001201 T$
	$c_v = 0,7058 + 0,00009299 T$	$c_v = 0,9157 + 0,0001201 T$
Vapor de agua	$c_p = 1,833 + 0,0003111 T$	$c_p = 1,4733 + 0,0002498 T$
	$c_v = 1,3716 + 0,0003111 T$	$c_v = 1,1024 + 0,0002498 T$
Anhídrido carbónico	$c_p = 0,8654 + 0,0002443 T$	$c_p = 1,699 + 0,0004798 T$
	$c_v = 0,6764 + 0,0002443 T$	$c_v = 1,3281 + 0,0004798 T$

Tabla I.2.- Masa molecular, constante R y densidad de algunos gases

Gas	Masa molecular	$R = \frac{8,3143}{M} \frac{\text{kJ}}{\text{Kg.°K}}$	Peso específico Kg/m <sup>3</sup>
AIRE (sin CO2)	28,964	286,9	1,293
AMONIACO	17,031	488,1	0,7714
ANHIDRIDO CARBÓNICO	44	188,8	1,978
ARGÓN	39,944	208,3	1,784
ETILENO	28,031	296,8	1,2605
HIDROGENO	2,0156	4,127	0,0899
HELIO	4,002	2,08	0,1785
METANO	16,031	518,8	0,7168
NITRÓGENO	28,016	2968	1,2505
MONÓXIDO DE CARBONO	28	297	1,25
OXIGENO	32	259,9	1,429

### Calor aplicado en la cámara de combustión:

$$Q_1 = c_p (T_3 - T_2) = c_p (T_1 - T_1) = c_p T_1 ( - )$$

### El funcionamiento de una turbina de gas exige:

- \* Que la relación  $p_2/p_1$  sea elevada, lo cual implica que  $T_2/T_1$  también lo sea.
- \* Una gran diferencia de temperaturas,  $T_3 - T_2$ , lo cual supone que  $T_3$  sea muy elevada, y en consecuencia nos encontramos con el problema de que los álabes de la turbina puedan resistir altas temperaturas.
- \* Cuando el funcionamiento sea prolongado, no se debe pasar de 800°C.
- \* El rendimiento es aún inferior al de un motor de combustión interna en el que, aunque por poco tiempo, las temperaturas pueden alcanzar 2.000°C.
- \* Su construcción es sencilla, ya que trabajan en un campo de bajas presiones, 5 a 15 atm, por lo que su costo y tamaño se reducen.
- \* Su puesta en servicio es muy rápida, pasando del estado frío al de carga en tiempos relativamente cortos; para el arranque es necesario llevar al grupo a velocidades del orden de un 30% de la de régimen, de forma que se alimente la cámara de combustión con aire a una presión suficiente para poder encender. El tiempo para que el eje adquiriera la velocidad necesaria es de unos 3 minutos, mientras que el tiempo total para la puesta en velocidad y la toma de carga es de 10 a 20 minutos según la potencia del grupo.



\* El consumo de agua es muy pequeño, ya que tan sólo se utiliza para la refrigeración de los cojinetes.

\* Es de fácil manejo, y de reducidos gastos de mantenimiento.

Su principal desventaja radica en la necesidad de utilizar un combustible relativamente caro, aunque este dato puede ser secundario para el caso de una duración reducida de funcionamiento.

**INFLUENCIA DEL RECALENTAMIENTO DE LOS GASES DURANTE LA EXPANSIÓN.-** Si existe un recalentamiento continuo con el fin de mantener la temperatura de los gases en su valor inicial  $T_3$ , en lugar de seguir la isentrópica (34) o la politrópica (3F), la expansión estaría representada por una isoterma que parte del punto 3, hasta C, y de aquí por una expansión politrópica (CE), Fig I.4.

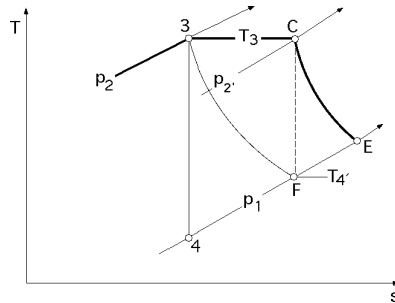


Fig I.4.- Influencia del recalentamiento de los gases durante la expansión

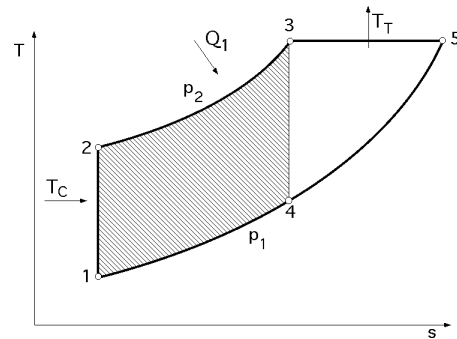


Fig I.5.- Ciclo de una turbina de gas con expansión isotérmica

Se observa que el recalentamiento isotérmico del gas implica un aumento del trabajo del ciclo. La presión al final del recalentamiento es,  $p_2' < p_2$ ; la expansión politrópica se produce desde el punto C a la presión  $p_2'$  hasta el punto E a la presión  $p_1$ .

**EXPANSIÓN ISOTÉRMICA.-** En una expansión isotérmica el calor aplicado en el recalentamiento isotérmico y el trabajo isotérmico de expansión en la turbina son iguales.

El trabajo útil es:

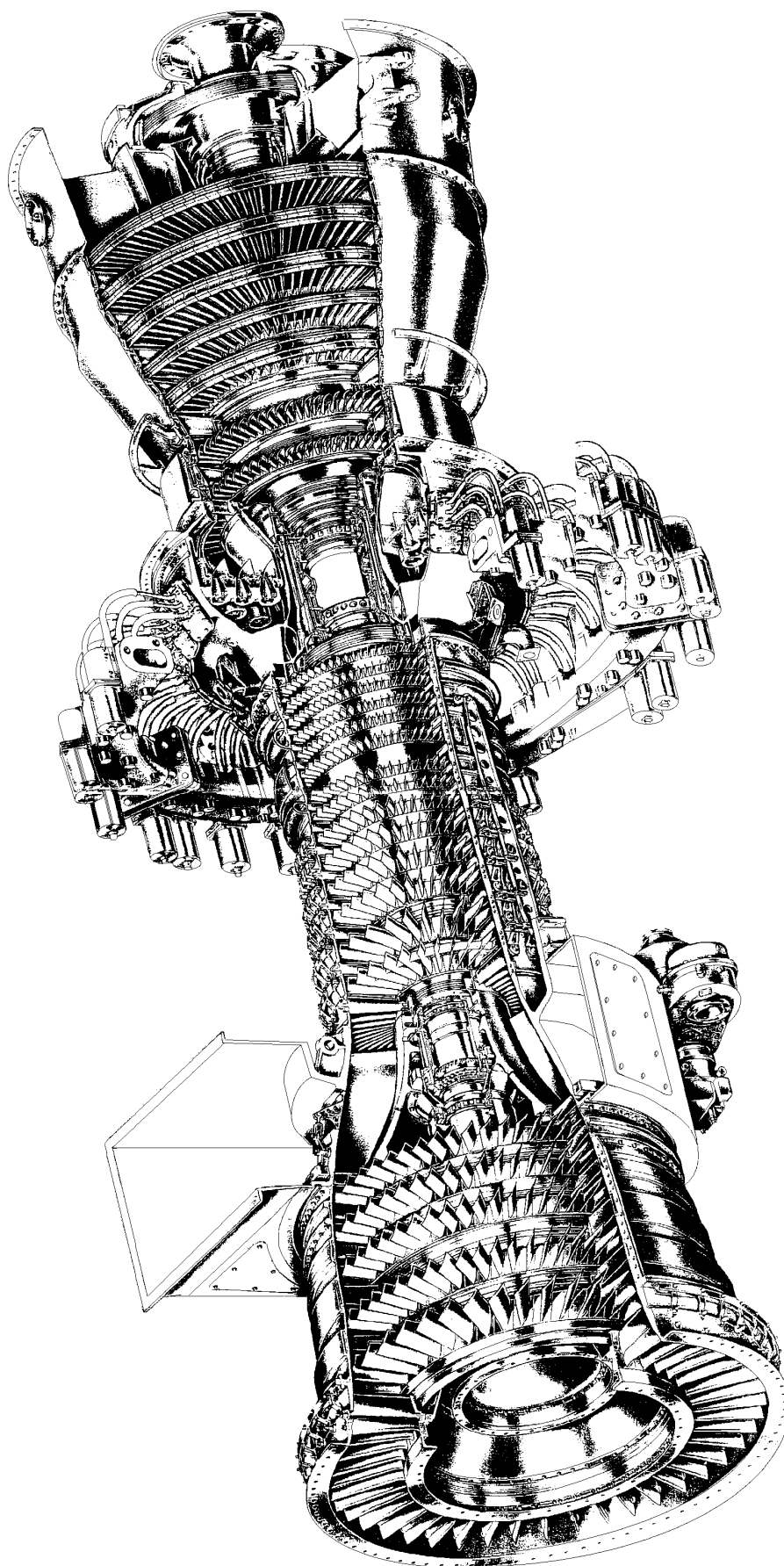
$$T_u = T_T = R T_3 \ln \frac{p_2}{p_1} = c_p \frac{-1}{T_1} \ln \frac{p_2}{p_1} = c_p T_1 \ln \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{-1} = c_p T_1 \ln \left( \frac{p_1}{p_2} \right) = c_p T_1 \{ \ln \left( \frac{p_1}{p_2} \right) - (-1) \}$$

El calor aplicado es:

$$Q_1 = c_p T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} - 1 \right) + c_p T_1 \ln \left( \frac{p_2}{p_1} \right) = c_p T_1 \{ (1 + \ln \left( \frac{p_2}{p_1} \right)) - \left( \frac{p_2}{p_1} - 1 \right) \}$$

El rendimiento térmico con expansión isotérmica es:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{c_p T_1 \ln \left( \frac{p_2}{p_1} \right) - c_p T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} - 1 \right)}{c_p T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} - 1 \right) + c_p T_1 \ln \left( \frac{p_2}{p_1} \right)} = \frac{\ln \left( \frac{p_2}{p_1} \right) - \left( \frac{p_2}{p_1} - 1 \right)}{\left( \frac{p_2}{p_1} - 1 \right) + \ln \left( \frac{p_2}{p_1} \right)} = \frac{-1}{\frac{\ln \left( \frac{p_2}{p_1} \right)}{\frac{p_2}{p_1} - 1} - 1}$$



**INFLUENCIA DE LA REFRIGERACIÓN EN EL PROCESO DE COMPRESIÓN.**- El introducir la refrigeración en el proceso de compresión implica un aumento del rendimiento, Fig I.6; si el trabajo proporcionado por la expansión isotérmica entre las presiones  $p_2$  y  $p_1$  era máximo, el trabajo absorbido en la compresión isotérmica entre las mismas presiones  $p_1$  y  $p_2$  será mínimo.

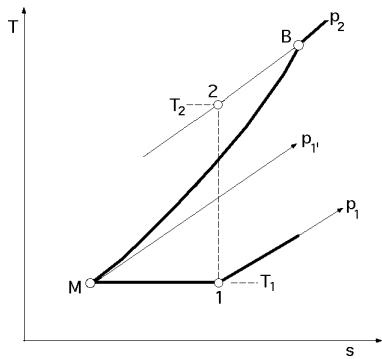


Fig I.6.- Influencia de la refrigeración en el proceso de la compresión del aire

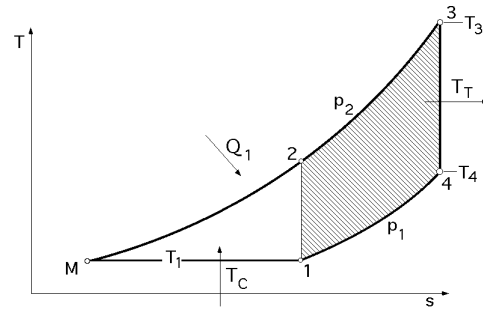


Fig I.7.- Ciclo de una turbina de gas con compresión isotérmica

La condición de rendimiento máximo exige, en ambos casos, que la isoterma termine a una cierta presión intermedia, para allí empalmar con la politrópica correspondiente; en el ciclo (1MB...), la temperatura  $T_2$  que se corresponde con el final de la compresión isentrópica está comprendida entre las presiones  $p_1$ , fin de la compresión isotérmica (1M), y  $p_2$ ; en consecuencia se tiende a un ciclo Erickson.

### COMPRESIÓN ISOTÉRMICA

Trabajo útil:

$$T_T = T_{34} = c_p T_1 \left(1 - \frac{1}{\gamma}\right)$$

$$T_u = T_C = T_{1M} = R T_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = c_p \frac{\gamma - 1}{\gamma} T_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = c_p T_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} = c_p T_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} = c_p T_1 \left\{ \left(1 - \frac{1}{\gamma}\right) - \ln \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right\}$$

Calor aplicado:

$$Q_1 = Q_{M3} = c_p (T_3 - T_M) = |T_1 = T_A| = c_p (T_3 - T_1) = c_p T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - 1\right)$$

Rendimiento del ciclo:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{c_p T_1 \left(1 - \frac{1}{\gamma}\right) - c_p T_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}}{c_p T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - 1\right)} = \frac{\left(1 - \frac{1}{\gamma}\right) - \ln \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}}{\frac{T_3}{T_1} - 1} = \left(1 - \frac{1}{\gamma}\right) \frac{-\frac{\ln \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}}{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}}{-\frac{1}{\gamma}}$$

## I.4.- CICLO TEÓRICO DE UNA TURBINA DE GAS DE UNA ETAPA CON REGENERADOR

La temperatura de los gases a la salida de la turbina está por encima de los 550°C; un medio

corriente de aumentar el rendimiento del ciclo de una turbina de gas consiste en colocar en el escape de la turbina un intercambiador de calor (regenerador), en el que los gases expansionados ceden una parte de su calor al aire comprimido antes de introducirle en la cámara de combustión, según se muestra en la Fig I.8.

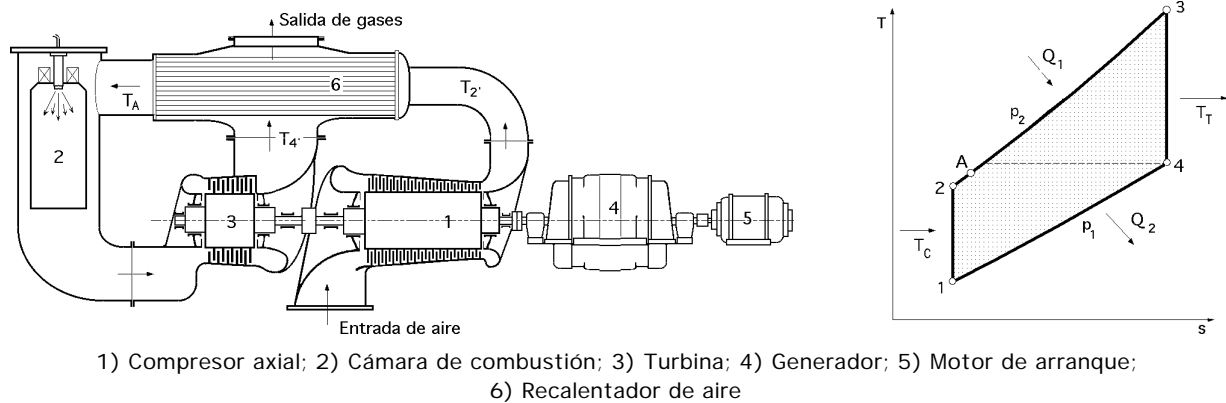


Fig I.8.- Esquema de una turbina de gas de una sola línea de ejes con regenerador de aire

Con el *regenerador*, cuya eficacia es del orden de 0,75, se puede optimizar el rendimiento a valores comprendidos entre el 23% y el 25% para una temperatura ambiental de 20°C y una temperatura de entrada en la cámara de combustión superior a 450°C.

El rendimiento se puede mejorar aún más, utilizando la refrigeración durante la compresión y el recalentamiento durante la expansión, tendiéndose así a una compresión y expansión isotérmicas, pudiendo alcanzar el rendimiento un valor comprendido entre el 28÷30%.

Para que en un ciclo Brayton se pueda utilizar la regeneración, es necesario se cumpla que,  $T_4 > T_2$ , Fig I.8.b.

El funcionamiento del recuperador viene caracterizado por su *eficacia*, que se define como,

$$= \frac{T_A - T_2}{T_4 - T_2} \quad T_A = T_2 + (T_4 - T_2)$$

La presencia del recuperador introduce una nueva variable en las relaciones que expresan el rendimiento en una instalación de turbina de gas. El recuperador no actúa sobre el trabajo útil, sino únicamente sobre el calor aplicado, por cuanto el trabajo en la turbina es el mismo, con recuperador o sin él; la influencia del recuperador equivale a desplazar la posición del punto 2' hacia la izquierda, (o lo que es lo mismo la de 1'), o la del punto 3 hacia la derecha 3', (o lo que es lo mismo la del punto 4), Fig I.9.

En el límite, para una eficacia del recuperador,  $\epsilon = 1$ , el punto 1' se desplazaría hasta el E, y el punto 4' hasta el H, de tal forma que el ciclo óptimo (ciclo Erickson) tomaría la forma (1E3H1), en el supuesto de que los rendimientos del compresor y de la turbina fuesen iguales a la unidad.

El trabajo útil es el mismo que sin regeneración:

$$T_u = c_p T_1 \left( \frac{T_3}{T_1} - 1 \right) \left( \frac{T_4}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} \right)$$

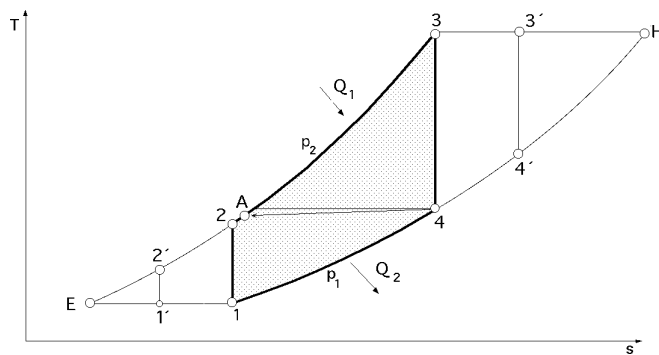


Fig I.9.- Diagrama de una turbina de gas con recuperador en el que se muestra la influencia del regenerador

El calor aplicado  $Q_1$  es:

$$Q_1 = c_p (T_3 - T_A) = c_p \{T_3 - T_2 - (T_4 - T_2)\} = \left| T_4 = \frac{T_3}{\gamma} = T_1 - \right| =$$

$$= c_p \{ T_1 - T_1 - (T_1 - T_1) \} = c_p T_1 \{ - - (- - ) \}$$

El rendimiento térmico del ciclo elemental de turbina de gas con regeneración es:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{c_p T_1 ( - - 1) ( - - )}{c_p T_1 \{ - - - (- - ) \}} = \frac{- 1}{- - - \frac{-}{2}}$$

observándose que para:

$$= 0 \quad \text{no hay regeneración:} \quad \eta_{\text{ciclo}} = 1 - \frac{1}{\gamma} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

$$= 1 \quad \text{100% de regeneración:} \quad \eta_{\text{ciclo}} = \frac{-}{-} = 1 - \frac{-}{-} = 1 - \frac{T_2}{T_3}$$

## II.- TURBINA DE GAS

### CICLOS TERMODINÁMICOS REALES

#### II.1.- CICLO REAL DE UNA TURBINA DE GAS DE UNA SOLA ETAPA SIN REGENERADOR

La representación de un ciclo de este tipo en el diagrama entrópico, viene dada en la Fig II.1. Se observa que el área del ciclo real (12'34') es igual al área del ciclo teórico (1234), menos el área (122'1) que representa el aumento del trabajo de compresión debido al calentamiento del fluido por las pérdidas durante la compresión, más el área (344'3) que corresponde a la parte recuperada de las pérdidas en la expansión.

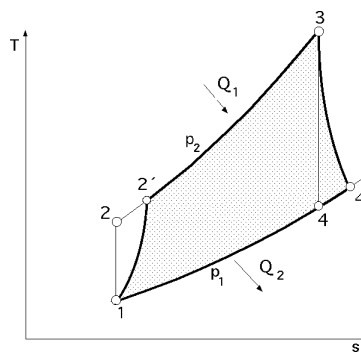


Fig II.1.- Ciclo real de una turbina de gas de una sola etapa sin regenerador

Se observa también que el trabajo útil es proporcional al área del ciclo real (12'34'1), menos las áreas que representan las pérdidas durante la compresión y la expansión.

Teniendo en cuenta que:

$$T_{4'} = T_3 - (T_3 - T_4) \quad T = T_3 - (T_3 - \frac{T_3}{\gamma}) \quad T = T_1 (1 - \frac{1}{\gamma})$$

$$T_{2'} = T_1 - \frac{T_2 - T_1}{\gamma} = T_1 (1 + \frac{1}{\gamma})$$

el trabajo útil de la turbina de gas de una etapa sin regeneración es:

$$T_u = \left| \begin{array}{l} \text{Compresor: } T_C = i_2 - i_1 = c_p (T_2 - T_1) = \frac{\gamma - 1}{\gamma} c_p T_1 \\ \text{Turbina: } T_T = i_3 - i_4 = c_p (T_3 - T_4) = \frac{\gamma - 1}{\gamma} c_p T_1 \tau \end{array} \right| =$$

$$= \frac{\gamma - 1}{\gamma} c_p T_1 \tau - \frac{\gamma - 1}{\gamma} c_p T_1 = \frac{\gamma - 1}{\gamma} c_p T_1 \left( \tau - 1 \right)$$

La relación de compresión de trabajo útil máximo (o de potencia) se obtiene a partir de:

$$\frac{T_u}{T_1} = 0 \quad \Rightarrow \quad \tau = 1$$

El calor aplicado es:

$$Q_1 = c_p (T_3 - T_2) = c_p \left\{ T_1 - T_1 \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \right\} = c_p T_1 \left\{ \tau - \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \right\}$$

El rendimiento térmico del ciclo real es:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{c_p (T_3 - T_2) - c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} =$$

$$= 1 - \frac{\left( 1 - \tau \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) - 1}{\tau - \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)} = \frac{\frac{\gamma - 1}{\gamma} \left( \tau - 1 \right)}{\tau - \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{\tau - 1}{\tau - \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)}$$

observándose que,  $\eta = 0$ , para:  $\tau = 1$   
 $\tau = \frac{\gamma}{\gamma - 1}$

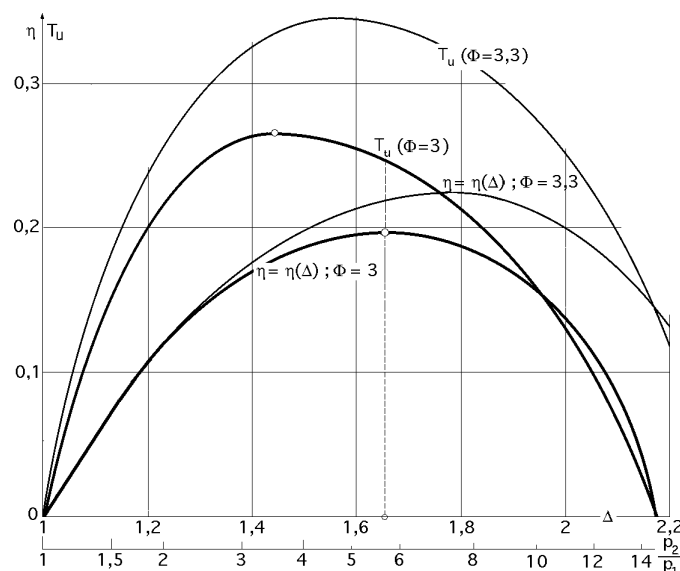


Fig II.2.- Rendimiento del ciclo y trabajo útil específico de una turbina de gas simple teniendo en cuenta las pérdidas en las máquinas, para:  $\gamma = 3$  y  $3,3$ ;  $c_p = \tau = 0,85$

Las curvas de rendimiento trazadas en un diagrama ( , ) muestran que conviene utilizar un valor de lo más elevado posible.

En el diagrama de la Fig II.1 se han representado las curvas: = ( ) y  $T_{u(\text{específico})} = f( )$ , para las condiciones,  $T_1 = 288^\circ\text{K}$ ,  $T_3 = 864^\circ\text{K}$ , = 3,  $\epsilon_c = \epsilon_T = 0,85$ , obteniéndose:

$$\eta_{\text{máximo}} = 0,194, \text{ para, } = 1,64, \text{ ó } \frac{P_2}{P_1} = 5,6$$

$$\eta_{u \text{ máximo}} = 0,262, \text{ para, } = 1,47, \text{ ó } \frac{P_2}{P_1} = 3,85$$

En la práctica, conviene elegir un valor de inferior al óptimo, por cuanto el rendimiento se ve poco influenciado y las máquinas son más sencillas.

**CONSIDERACIONES ECONÓMICAS.-** El precio de una máquina es sensiblemente proporcional a su peso, y en consecuencia, a la potencia instalada. Cuando se acoplan una turbina y un compresor, sólo se recupera la diferencia entre los trabajos de las dos máquinas, es decir, el trabajo útil,  $T_u = T_T - T_C$ , mientras que se ha realizado una inversión,  $T_T + T_C$ . En consecuencia, el rendimiento que se acaba de obtener no es suficiente para caracterizar este aspecto y, por lo tanto, será preciso tener en cuenta la característica de la inversión anteriormente citada.

La relación entre el trabajo útil y el trabajo de compresión con,  $\epsilon_c = \epsilon_T = 1$ , es:

$$\frac{T_u}{T_C} = \frac{\frac{R}{\gamma - 1} \left\{ 1 - \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right\} (T_3 - T_2)}{\frac{R}{\gamma - 1} T_2 \left\{ 1 - \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right\}} = \frac{T_3 - T_2}{T_2}$$

Independientemente de la cuestión económica, existen otras razones para aumentar,  $T_3 - T_2$ , o lo que es lo mismo, la relación,  $T_u/T_C$ ; como ya hemos visto anteriormente, el rendimiento de la turbina y del compresor, en la práctica, no pasan del 0,85.

En consecuencia, los trabajos sobre el árbol de la máquina serían:

$$\begin{aligned} T_C^* &= \frac{T_C}{\epsilon_c} & \text{Trabajo útil: } T &= T_T^* - T_C^* = T_T - T_T^* - \frac{T_C}{\epsilon_c} & ; & \quad \frac{T_u^*}{T_C^*} = \frac{T_T - T_T^* - \frac{T_C}{\epsilon_c}}{\frac{T_C}{\epsilon_c}} \\ T_T^* &= T_T - T_T^* \end{aligned}$$

en la que haciendo,  $\epsilon_T = \epsilon_c = 0,85$ , resulta:

$$\frac{T_u^*}{T_C^*} = \frac{0,85 T_T - \frac{T_C}{0,85}}{\frac{T_C}{0,85}} = \frac{0,7225 T_T - T_C}{T_C} < \frac{T_T - T_C}{T_C}$$

que es aún más desfavorable de lo que se había admitido teóricamente, por lo que se podría llegar al caso de que si,  $T_3 - T_2$ , no fuese lo suficientemente grande implicaría el que los trabajos,  $T_T$  y  $T_C$ ,



estuviesen muy cercanos, y el trabajo útil  $T_u^*$  podría, incluso, cambiar de signo, lo que sucedería cuando:

$$0,85 \frac{T_C}{T_T} = \frac{T_C}{0,85} \quad ; \quad \frac{T_C}{T_T} = 0,7225$$

por lo que un valor nominal de,  $T_C/T_T = 0,7225$ , implica el que los rendimientos de las máquinas sean del orden del 85%.

## II.2.- CICLO REAL DE UNA TURBINA DE GAS DE UNA SOLA ETAPA CON REGENERADOR

En este ciclo, Fig II.3, intervienen el rendimiento del compresor  $\eta_C$ , el de la turbina  $\eta_T$  y la eficacia del regenerador. Las pérdidas de carga en los circuitos exteriores de las máquinas se pueden tener en cuenta haciendo una corrección en el rendimiento de la turbina.

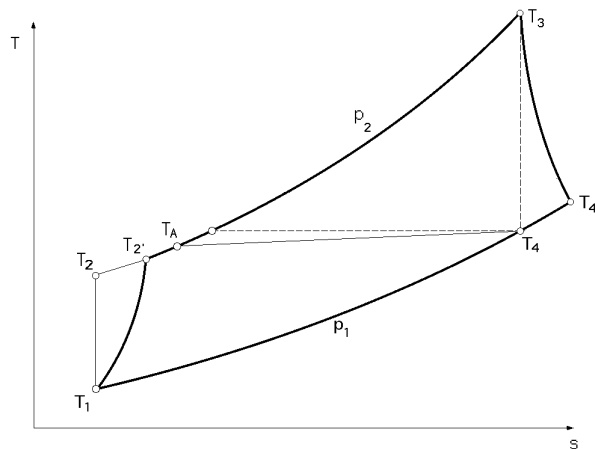


Fig II.3.- Ciclo real con recuperación de las calorías de escape

El trabajo útil es el mismo que para el ciclo real sin regeneración:

$$T_u = \frac{1}{c_p} T_1 \left( \eta_T - \frac{1}{\eta_C} \right)$$

La relación de compresión de trabajo útil máximo es:  $\frac{T_u}{T_C} = 0 \quad = \sqrt{\frac{T_C}{T_T}}$

La eficacia del regenerador es:  $\eta_R = \frac{T_A - T_{2'}}{T_{4'} - T_{2'}}$   $T_A = T_{2'} + (T_{4'} - T_{2'})$

Las temperaturas  $T_A$ ,  $T_{2'}$  y  $T_{4'}$  son:

$$T_3 = T_1$$

$$T_{2'} = T_1 + T_1 \frac{1}{\eta_C} = T_1 \left( 1 + \frac{1}{\eta_C} \right)$$

$$T_{4'} = T_3 - T_1 \frac{1}{\eta_T} = T_1 \left( 1 - \frac{1}{\eta_T} \right)$$

$$T_A = T_2' + (T_4' - T_2') = T_1 \left[ \left(1 + \frac{-1}{C}\right) + \left\{ \left(1 - \frac{-1}{T}\right) - \left(1 + \frac{-1}{C}\right) \right\} \right] =$$

$$= T_1 \left\{ \left(1 + \frac{-1}{C}\right) (1 - ) + \left(1 - \frac{-1}{T}\right) T \right\}$$

por lo que:

$$Q_1 = C_p (T_3 - T_A) = C_p T_1 \left[ -1 - \frac{-1}{C} - \left\{ \left(1 - \frac{-1}{T}\right) T - \left(1 - \frac{-1}{C}\right) \right\} \right] =$$

$$= C_p T_1 \left[ \frac{-1}{C} \left\{ ( - 1) + T \right\} + -1 - ( - 1) \right] =$$

$$= C_p T_1 \left[ \frac{-1}{C} \left\{ ( - 1) + T \right\} + ( - 1) (1 - ) \right] =$$

$$= C_p T_1 \left[ \frac{-1}{T} T + (1 - ) \left( - 1 - \frac{-1}{C} \right) \right]$$

El rendimiento térmico es:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{\frac{T - \frac{-1}{C}}{T + (1 - ) \left\{ ( - 1) - \frac{-1}{C} \right\}}}{\frac{-1}{T + (1 - ) \left\{ ( - 1) - \frac{-1}{C} \right\}}} \frac{-1}{T + (1 - ) \left\{ ( - 1) - \frac{-1}{C} \right\}}$$

**Representación gráfica:**

Para:  $\frac{-1}{C} = 0$ ,  $\frac{-1}{C} = 1$

$\frac{-1}{C} = 0$ , ciclo sin recuperador  $\eta = \frac{-1}{( - 1) \frac{T - \frac{-1}{C}}{C - ( - 1)}}$

Para:  $\frac{-1}{C} = 1$ ,  $\eta = 1 - \frac{1}{T - C}$ , que es la ecuación de una recta, Fig II.4

Todas las curvas,  $\eta = ( )$ , se cortan en el punto M, Fig II.4; si interceptamos las curvas para  $\frac{-1}{C} = 0$  y  $\frac{-1}{C} = 1$ , se tiene:

$$\frac{-1}{( - 1) \frac{T - \frac{-1}{C}}{C - ( - 1)}} = 1 - \frac{1}{T - C}$$

$$\left( \frac{T - \frac{-1}{C}}{C - ( - 1)} \right) \left( \frac{-1}{( - 1) \frac{1}{C - ( - 1)}} - \frac{1}{T - C} \right) = 0$$

deduciéndose:  $\frac{T - \frac{-1}{C}}{C - ( - 1)} = 0$

$-1 = \frac{-1}{C} \left( \frac{1}{C} + T \right)$  Punto M

Sustituyendo el valor de  $( - 1)$  correspondiente al punto M en la expresión del  $\eta_{\text{ciclo}}$  se obtiene:

$$\eta_{\text{punto M}} = 1 - \frac{1}{C - T}$$

En el punto M el regenerador es inútil, por cuanto los rendimientos son iguales con o sin él; valores de  $\Delta$  mayores que el correspondiente al punto M, implican una elevada relación de compresión con elevadas temperaturas a la salida del compresor y mucho más a la entrada de la turbina, por lo que el campo de funcionamiento sólo tiene sentido para valores de  $\Delta$  comprendidos en el intervalo:  $1 < \Delta < 1,8$ .

La recuperación del calor de escape es el factor más importante en la mejora del rendimiento del ciclo; así, por ejemplo:

Para:  $\gamma = 3$  ;  $C_p = C_v = 0,85$

$$\Delta = 0 ; \quad \Delta = 1,64 ; \quad \frac{p_2}{p_1} = 5,6 ; \quad \eta_{\text{máx}} = 19,4\%$$

$$\Delta = 0,8 ; \quad \Delta = 1,3 ; \quad \frac{p_2}{p_1} = 2,5 ; \quad \eta_{\text{máx}} = 29\%$$

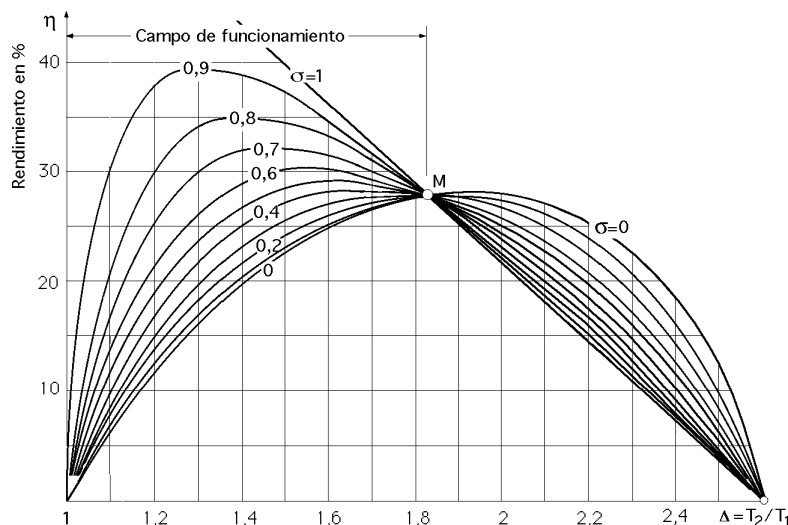


Fig II.4.- Rendimiento de una turbina de gas con recuperador en función del grado de compresión, para distintos valores de la eficacia del recuperador

La mejora de la eficacia del intercambiador lleva consigo un aumento de sus dimensiones, por lo que sólo se justifican económicamente aquellos recuperadores con una eficacia hasta de un 80%, cuando se utilicen combustibles de calidad y caros, y con duraciones de funcionamiento elevadas.

### II.3.- CICLO DE UNA TURBINA DE GAS DE VARIAS ETAPAS EN LA COMPRESIÓN Y EN LA EXPANSIÓN

El rendimiento de una turbina de gas se mejora utilizando una refrigeración intermedia durante la compresión, y un recalentamiento durante la expansión en la turbina. La compresión y la expansión no pueden ser isotérmicas ya que, como mucho, se pueden limitar a dos o tres refrigeraciones y un recalentamiento, llegándose a alcanzar rendimientos del orden de un 28% a un 30% con recuperador, pero la instalación se complica tremendamente.

En la Fig II.5 se representa un esquema de una turbina de gas con dos refrigeraciones en la compresión y un recalentamiento, con las etapas de expansión y compresión montadas sobre el mismo eje. Las turbinas y compresores se pueden instalar sobre el mismo eje, Fig II.5, o sobre dos

ejes, Fig II.6, tantos como etapas en la turbina, por lo que existe más libertad a la hora de elegir las velocidades de rotación, y en consecuencia, en la disposición y construcción de las máquinas.

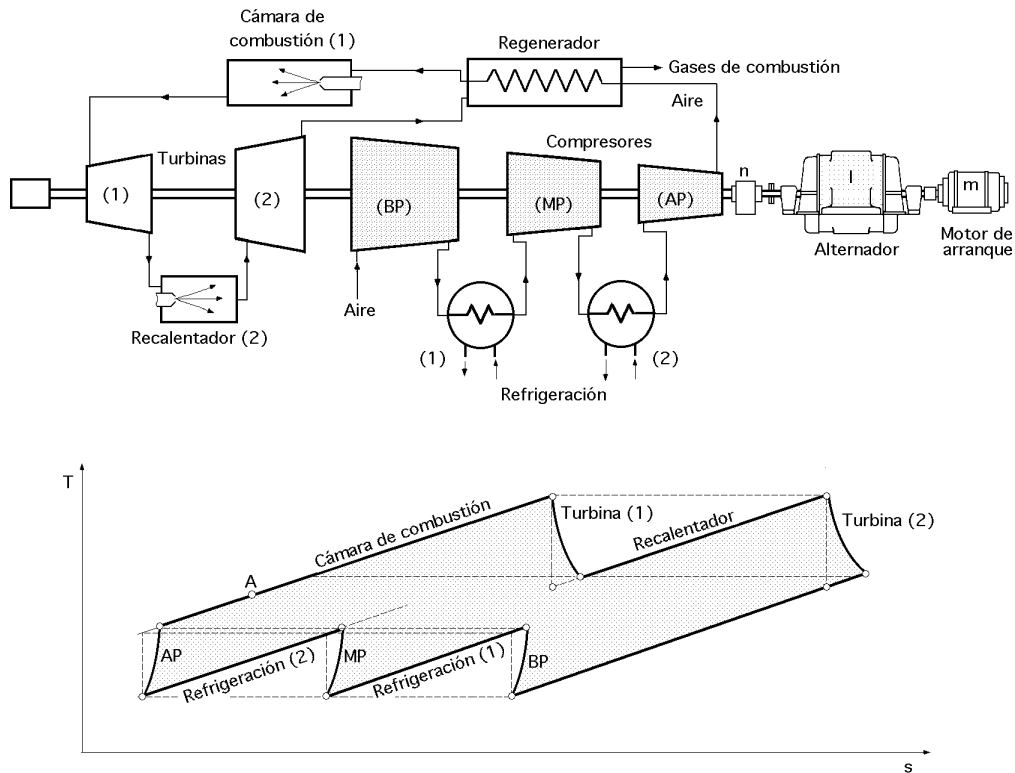
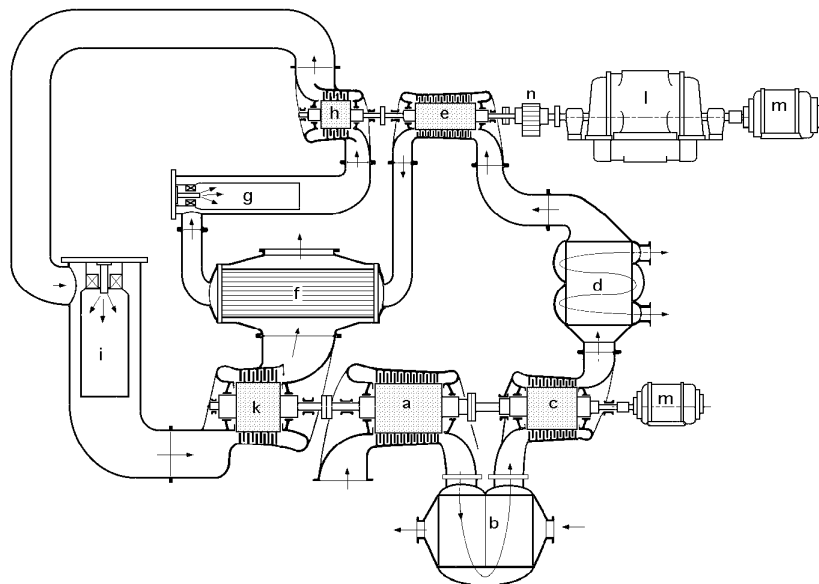


Fig II.5.- Esquema y diagrama de una turbina de gas con tres escalonamientos de compresión con dos refrigeraciones, y dos etapas de expansión y un recalentamiento



a) Compresor de baja presión; b) Refrigeración intermedia; c) Compresor de media presión; d) Refrigeración intermedia; e) Compresor de alta presión; f) Recalentador de aire; g) Cámara de combustión de alta presión; h) Turbina de alta presión; i) Cámara de combustión de baja presión; k) Turbina de baja presión; l) Alternador; m) Motor de arranque; n) Reductor de velocidad

Fig II.6.- Turbina de gas con tres escalonamientos de compresión y dos refrigeraciones, dos etapas de expansión con un recalentamiento y cogeneración, con las distintas etapas montadas sobre dos ejes

Los rendimientos que se alcanzan en las turbinas de gas más sofisticadas son comparables a los obtenidos en las instalaciones de turbinas de vapor, pero la calidad del material utilizado aumenta su coste, así como su volumen y complejidad, por lo que nos encontramos muy lejos del esquema general de la turbina de gas inicial, tan interesante por su sencillez.

Un grupo con una compresión sin refrigeración, una expansión sin recalentamiento y sin recuperador, para una relación de compresión de 3,5 a 4, no sobrepasa un rendimiento del 20%.

El mismo grupo con una regeneración de  $\eta = 0,75$ , puede alcanzar un rendimiento global de un 30 ÷ 32%, para el mismo grado de compresión.

La refrigeración y el recalentamiento aportan una mejora sensible, ya que el rendimiento puede llegar a ser del orden del 38%, habiéndose aumentado el grado de compresión hasta  $9 \div 10$ .

**CICLO DE DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN CON REFRIGERACIÓN INTERMEDIA Y REGENERACIÓN.**.- Si la compresión se hace en dos etapas, Fig II.7, la presión intermedia  $p_x$  se calcula en la forma:

$$p_x = \sqrt{p_1 p_2}$$

y los trabajos de compresión por etapa serán iguales.

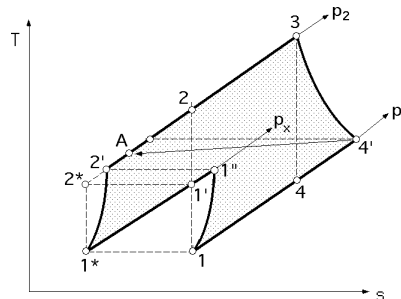


Fig II.7.- Ciclo con 2 etapas de compresión, refrigeración intermedia y cogeneración

La refrigeración intermedia se realiza entre la salida del primer compresor 1" y la entrada del segundo 1\*, según (1"1\*), hasta la temperatura,  $T_{1*} = T_1$ .

La relación de compresión entre  $p_1$  y  $p_2$  es:  $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{-1}{c}} = \frac{T_2}{T_1}$

y entre  $p_x$  y  $p_1$ :  $\left(\frac{p_x}{p_1}\right)^{\frac{-1}{c}} = \frac{T_{1'}}{T_1} = \left(\frac{\sqrt{p_1 p_2}}{p_1}\right)^{\frac{-1}{c}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{-1}{2c}} = \sqrt{\frac{T_2}{T_1}}$

El trabajo útil con 2 etapas de compresión con refrigeración intermedia es:

$$T_u = \frac{T_C = 2 c_p T_1 \left( \frac{\sqrt{\frac{p_2}{p_1}} - 1}{c} \right)}{T_T = c_p T_1 \left( \frac{\sqrt{\frac{p_2}{p_1}} - 1}{c} \right)} = c_p T_1 \left( \frac{\sqrt{\frac{p_2}{p_1}} - 1}{c} \right) \quad T = \frac{2 (\sqrt{\frac{p_2}{p_1}} - 1)}{c}$$

**Temperatura de entrada en el recuperador:**

$$T_A = T_{2'} + (T_{4'} - T_{2'}) =$$

$$= \left[ \begin{array}{l} \text{Comp} = \frac{T_{2^*} - T_1}{T_{2'} - T_1} = \frac{T_{2^*} - T_1}{T_{2'} - T_1} = \left| \frac{T_{2^*}}{T_1} = \frac{T_{2^*}}{T_1} = \sqrt{\gamma} \right| = \frac{T_1 (\sqrt{\gamma} - 1)}{T_{2'} - T_1} \quad T_{2'} = T_1 \left( 1 + \frac{\sqrt{\gamma} - 1}{\gamma} \right) \\ \text{Turb} = \frac{T_3 - T_{4'}}{T_3 - T_4} = \left| \frac{T_3}{T_4} = \right| = \frac{T_1 - T_{4'}}{T_1 - T_1} = \frac{T_1 - T_{4'}}{T_1 (1 - \gamma)} \quad T_{4'} = T_1 \left( 1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \end{array} \right] =$$

$$= T_{2'} + (T_{4'} - T_{2'}) = T_1 \left[ 1 + \frac{\sqrt{\gamma} - 1}{\gamma} \right] + \left\{ \left( 1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) - \left( 1 + \frac{\sqrt{\gamma} - 1}{\gamma} \right) \right\} =$$

$$= T_1 \left\{ \left( 1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \left( 1 + \frac{\sqrt{\gamma} - 1}{\gamma} \right) + \left( 1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \right\}$$

**Calor aplicado:**

$$Q_1 = c_p (T_3 - T_A) = c_p T_1 \left\{ \gamma - \left( 1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \left( 1 + \frac{\sqrt{\gamma} - 1}{\gamma} \right) - \left( 1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \right\} =$$

$$= c_p T_1 \left[ \frac{\gamma - 1}{\gamma} - \left( 1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \left( \gamma - 1 - \frac{\sqrt{\gamma} - 1}{\gamma} \right) \right]$$

Para el ciclo con una compresión de dos etapas con refrigeración intermedia y regeneración, el rendimiento es de la forma:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{\frac{\gamma - 1}{\gamma} - \left( 1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \frac{2 (\sqrt{\gamma} - 1)}{\gamma}}{\frac{\gamma - 1}{\gamma} - \left( 1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \left( \gamma - 1 - \frac{\sqrt{\gamma} - 1}{\gamma} \right)}$$

**CICLO DE DOS ETAPAS DE EXPANSIÓN CON RECALENTAMIENTO Y REGENERACIÓN.-** Si la expansión se hace en dos etapas, Fig II.8, que es un caso muy general, de forma que se cumpla:

$$T_3 - T_{4'} = T_5 - T_6 \quad ; \quad T_3 = T_5 \quad ; \quad T_{4'} = T_6$$

y suponiendo que los calores específicos en las compresiones y expansiones, son constantes y del mismo valor, se tiene:

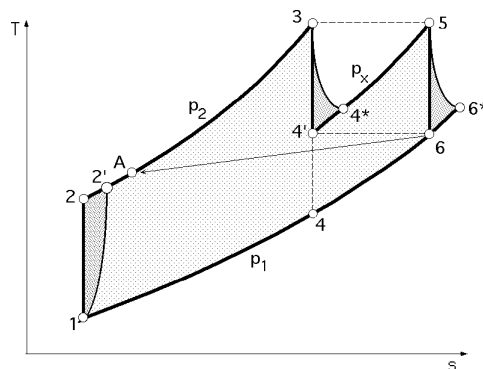


Fig II.8.- Ciclo de recalentamiento con regeneración

**Trabajo isentrópico en la turbina durante la transformación (3-4'):**

$$T_{T(3-4')} = c_p T_3 \left\{ 1 - \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \right\} = c_p T_1 \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \right)$$

**Trabajo isentrópico en la turbina durante la transformación (5-6):**

$$T_{T(5-6)} = c_p T_5 \left\{ 1 - \left( \frac{p_1}{p_x} \right)^{\frac{-1}{\gamma}} \right\} = c_p T_3 \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \right) = c_p T_1 \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \right)$$

$$\text{Isentrópico: } T_T = 2 c_p T_1 \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \right)$$

**Trabajo en la turbina:**

$$\text{Real: } T_T = 2 c_p T_1 \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \right) T$$

$$\text{Isentrópico: } T_C = c_p T_1 ( - 1)$$

**Trabajo en el compresor:**

$$\text{Real: } T_C = c_p T_1 \frac{-1}{c}$$

$$\text{Con transformaciones isentrópicas: } T_u = c_p T_1 \left\{ 2 \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \right) - ( - 1) \right\}$$

**Trabajo útil:**

$$\text{Con transformaciones reales: } T_u = c_p T_1 \left\{ 2 \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \right) T - \frac{-1}{c} \right\}$$

**Calor aplicado:**

$$Q_1 = c_p (T_3 - T_A) + c_p (T_5 - T_{4'}) = c_p \{ T_3 - T_2 - (T_6 - T_2) \} + c_p (T_5 - T_{4'}) =$$

$$= \left| \begin{array}{l} T_3 = T_5 = T_1 ; T_2 = T_1 \\ T_{4'} = \frac{T_3}{\sqrt{\gamma}} = \frac{T_1}{\sqrt{\gamma}} = T_6 \\ \frac{T_5}{T_6} = \frac{T_3}{T_{4'}} = \sqrt{\gamma} \end{array} \right| = c_p \left\{ T_1 - T_1 - \left( \frac{T_1}{\sqrt{\gamma}} - T_1 \right) \right\} + c_p \left( T_1 - \frac{T_1}{\sqrt{\gamma}} \right) =$$

$$= c_p T_1 \left\{ - - \left( \frac{1}{\sqrt{\gamma}} - 1 \right) + 1 - \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \right\}$$

**El rendimiento térmico teórico con una etapa de compresión y dos de expansión es:**

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{2 \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \right) - ( - 1)}{1 - \left( \frac{1}{\sqrt{\gamma}} - 1 \right) + 1 - \frac{1}{\sqrt{\gamma}}} = \frac{2 \left( \sqrt{\gamma} - 1 \right) - \sqrt{\gamma} ( - 1)}{\sqrt{\gamma} ( - ) - ( - \sqrt{\gamma} ) + \sqrt{\gamma} - } =$$

$$= \frac{2 \left( \sqrt{\gamma} - 1 \right) - \sqrt{\gamma} ( - 1)}{\sqrt{\gamma} ( 2 - ) - ( - \sqrt{\gamma} ) - }$$

**Si el ciclo tiene dos etapas de compresión y otras dos de expansión, el calor teórico aplicado es:**

$$Q_1 = c_p T_1 \left\{ 1 - \sqrt{\gamma} - \left( \frac{1}{\sqrt{\gamma}} - \sqrt{\gamma} \right) + 1 - \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \right\}$$

y el trabajo del compresor con dos etapas isentrópicas:

$$T_C = 2 c_p (T_x - T_1) = 2 c_p T_1 \left( \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} - 1 \right) = 2 c_p T_1 (\sqrt{\gamma} - 1)$$

**CICLO CON REFRIGERACIÓN DURANTE LA COMPRESIÓN ISOTERMA.-** Un ciclo de este tipo, definido por una compresión isotérmica, una expansión adiabática y una regeneración, se representa en el diagrama (T,s), Fig II.9, en el que:

$$T_u = \left| \begin{array}{l} T_C = R T_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = \frac{c_p T_1}{c} \ln \frac{p_2}{p_1} \\ T_T = c_p T_1 \left( \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} - 1 \right) \end{array} \right| = c_p T_1 \left( \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} - 1 \right) \ln \frac{p_2}{p_1}$$

El calor  $Q_1$  es:

$$Q_1 = c_p (T_3 - T_A) = \left| \begin{array}{l} T_3 = T_1 \left( \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} \right)^{\gamma} ; T_4 = T_1 \left( 1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \left( \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} - 1 \right) \right) \\ T_1 = T_1 ; T_A = T_1 \left[ 1 + \left\{ \left( 1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \left( \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} - 1 \right) \right) - 1 \right\} \right] \end{array} \right| =$$

$$= c_p T_1 \left\{ \left( \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} \right)^{\gamma} - \left( 1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \left( \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} - 1 \right) \right) \right\} = c_p T_1 \left\{ \left( \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} \right)^{\gamma} - 1 + \frac{\gamma - 1}{\gamma} \left( \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} - 1 \right) \right\}$$

El rendimiento del ciclo es:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{\frac{\gamma - 1}{\gamma} T_1 \left( \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} - 1 \right) \ln \frac{p_2}{p_1}}{\left( \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} \right)^{\gamma} - 1 + \frac{\gamma - 1}{\gamma} \left( \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} - 1 \right)}$$

$$= 1, \quad \eta_{\text{ciclo}} = \frac{\frac{\gamma - 1}{\gamma} T_1 \left( \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} - 1 \right) \ln \frac{p_2}{p_1}}{\frac{\gamma - 1}{\gamma} T_1 \left( \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} - 1 \right) \ln \frac{p_2}{p_1}} = 1 - \frac{\ln \frac{p_2}{p_1}}{\frac{\gamma - 1}{\gamma} \left( \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} - 1 \right)}$$

Ciclo (isot, adiab):

$$= 0, \quad \eta_{\text{ciclo}} = \frac{\frac{\gamma - 1}{\gamma} T_1 \left( \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} - 1 \right) \ln \frac{p_2}{p_1}}{\frac{\gamma - 1}{\gamma} T_1 \left( \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} - 1 \right) \ln \frac{p_2}{p_1}} = 0$$

La refrigeración durante la compresión mejora el rendimiento en todos los casos, pero el valor óptimo del mismo se obtiene para relaciones de compresión elevadas.

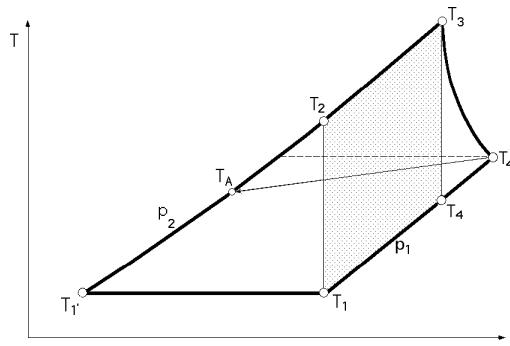


Fig II.9.- Ciclo de refrigeración durante la compresión isotérmica



## II.4.- CICLO ERICKSON

Un ciclo de estas características, con *compresión y expansión isotermas*, implica infinitas compresiones y recalentamientos, o lo que es lo mismo, los límites de funcionamiento de los casos anteriores, viene representado en la Fig II.10.

$$T_u = \begin{aligned} &\text{Compresor: } T_C = c_p T_1 \frac{\ln}{c} \\ &\text{Turbina: } T_T = c_p T_3 \ln \quad T = c_p T_1 \ln T = c_p T_1 \left( T - \frac{1}{c} \right) \ln \end{aligned}$$

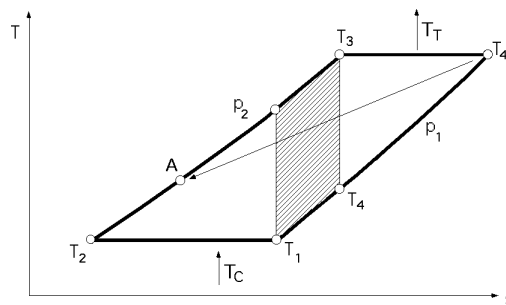


Fig II.10.- Ciclo Erickson de recalentamiento durante la expansión y refrigeración durante la compresión

$$\begin{aligned} \text{Calor aplicado: } Q_1 = Q_{3A} + Q_{34'} &= c_p (T_3 - T_A) + c_p T_3 \ln \left[ \frac{T_A - T_2}{T_{4'} - T_2} = \frac{T_A - T_1}{T_3 - T_1} \right] = \\ &= c_p T_1 \left( \left( T - 1 \right) \left( 1 - \frac{1}{c} \right) + \ln \right) = c_p T_1 \left\{ \left( T - 1 \right) \left( 1 - \frac{1}{c} \right) + \ln \right\} \end{aligned}$$

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{\left( T - \frac{1}{c} \right) \ln}{\left( T - 1 \right) \left( 1 - \frac{1}{c} \right) + \ln}$$

Con recuperación total,  $\eta = 1$ , el rendimiento es independiente de la relación de compresión:

$$\eta = 1, \quad \eta_{\text{ciclo}} = T - \frac{1}{c}$$

Ciclo (isot, isot):

$$\eta = 0, \quad \eta_{\text{ciclo}} = \frac{T - \frac{1}{c}}{\frac{T - 1}{\ln} + \ln}$$

Con máquinas sin pérdidas,  $T = c = 1$ ;  $\eta = 1$ , se obtiene el rendimiento de Carnot:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{T - 1}{T_3} = \frac{T_3 - T_1}{T_3} = 1 - \frac{T_1}{T_3} = \eta_{\text{Carnot}}$$

Sin recuperación, el rendimiento no es satisfactorio más que para elevadas relaciones de com-

presión. En la Fig II.11 se han representado las mejoras aportadas por la refrigeración en la compresión (isot.ad.0, isot.ad.1), sola o combinada con el recalentamiento durante la expansión (isot.isot.0, (isot.isot.1). En la Fig II.12 se muestra el diagrama, aire-productos de combustión, de gran utilidad para la representación y toma de datos en los diferentes ciclos termodinámicos de turbinas de gas, y tipos de combustión definidos por la relación aire-combustible.

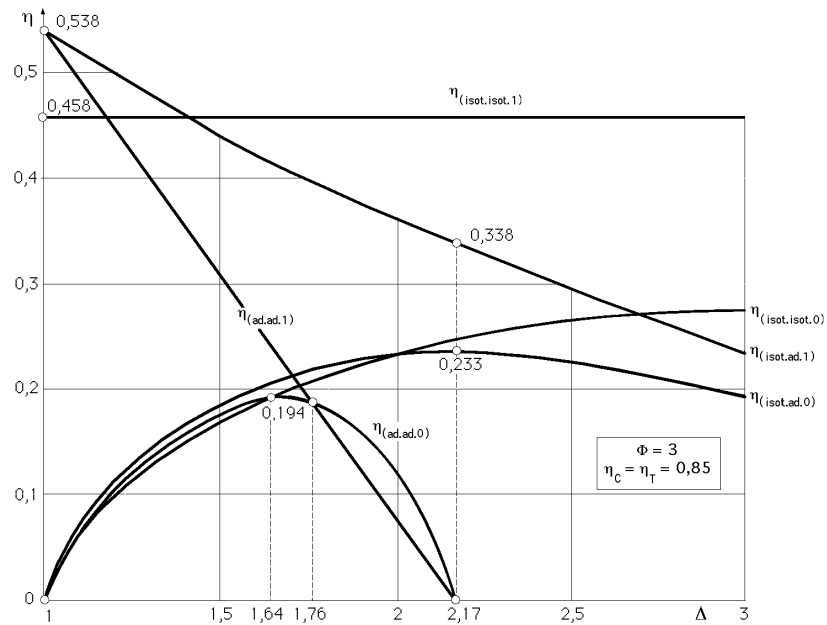


Fig II.11.- Representación de las mejoras aportadas por la refrigeración en la compresión {(isot.ad.0), (isot.ad.1)} sola o combinada con el recalentamiento durante la expansión {(isot.isot.0), (isot.isot.1)}

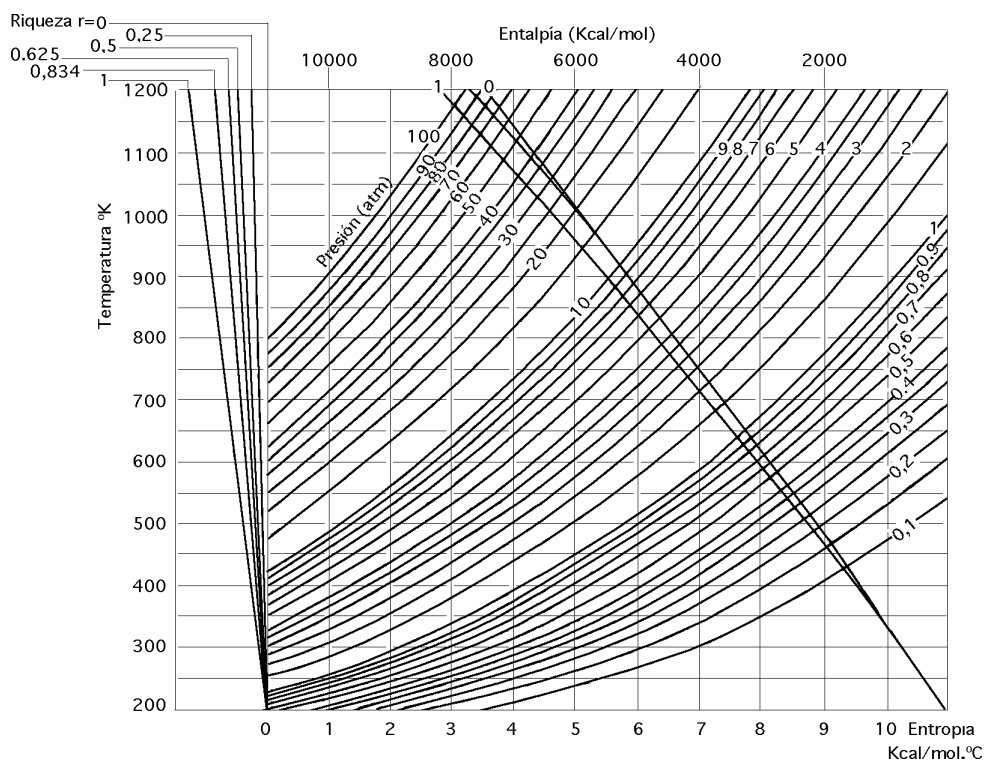


Fig II.12.- Diagrama aire-productos de combustión

### III.- CURVAS CARACTERÍSTICAS Y REGULACIÓN

#### III.1.- CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS DE GAS EN DIVERSOS REGÍMENES DE FUNCIONAMIENTO

Una turbina de gas, en general, no funciona a plena potencia, por lo que la variación del rendimiento es un factor de gran importancia económica; para adaptar una turbina de gas a una potencia dada se puede actuar sobre la temperatura de admisión de los gases en la turbina, o sobre el nº de rpm del compresor  $n$ , lo que implica una modificación del gasto  $G$  y del grado de compresión, que sólo es posible cuando el receptor pueda admitir variaciones de velocidad de gran amplitud. El punto de funcionamiento viene definido por la intersección de las curvas características de cada máquina.

**CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL COMPRESOR.-** Las curvas características del compresor se representan, normalmente, en un diagrama en el que sobre el eje de ordenadas se lleva el grado de compresión,  $\frac{p_2}{p_1}$ , y sobre el eje de abscisas el gasto  $G$  en  $\frac{\text{kg}}{\text{seg}}$ , para una velocidad de rotación determinada  $n$ , permaneciendo invariables las condiciones en la aspiración,  $p_1, T_1$ . Las curvas características del compresor,  $n = \text{Cte}$ , son de forma parabólica, viniendo limitadas por su parte superior debido a problemas de bombeo, (zona inestable), por lo que sólo poseen parte estable.

En variables reducidas se pueden representar en la forma:

$$\left( \frac{p_2}{p_1}, G \frac{\sqrt{T_1}}{p_1} \right)$$

En la Fig III.1 se han representado ambos tipos de curvas para diversas velocidades,  $n_1, n_2, n_3, \dots$ , así como la colina de las curvas de igual rendimiento.

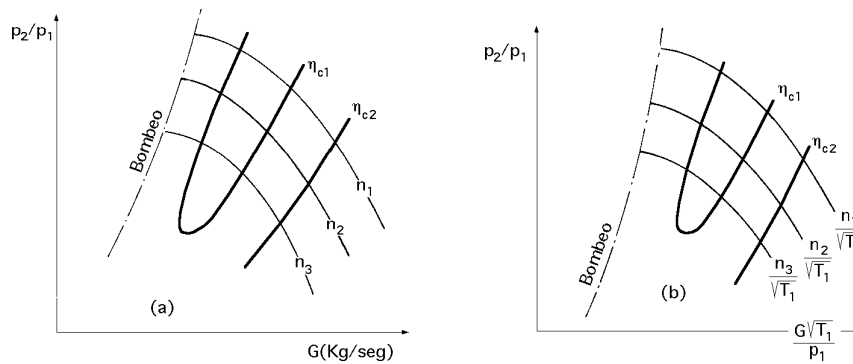


Fig III.1.- (a) C.c. características de un compresor; (b) C.c. de un compresor en variables reducidas

**CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LA TURBINA.-** Si la relación de expansión es elevada, el fluido se comporta como compresible, y las curvas características de la turbina se pueden obtener asimilándola a una tobera, cuyo gasto depende únicamente de las condiciones impuestas por su garganta, pudiéndose expresar en función de los parámetros del fluido a la entrada de la turbina  $p_3$ ,  $T_3$ .

La sección crítica  $k$  de una tobera, en función del gasto  $G$ , viene dada por:

$$k = \frac{G}{k_{\text{máx}} \sqrt{2 g p_3 v_3}}$$

$$\text{en la que, } k_{\text{máx}} = \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma + 1}}$$

Despejando el gasto:

$$G = k_{\text{máx}} k \sqrt{2 g p_3 v_3} = k \sqrt{p_3 v_3} = k \frac{p_3 v_3}{\sqrt{p_3 v_3}} = k \frac{p_3 v_3}{\sqrt{R T_3}} = k' \frac{p_3}{\sqrt{T_3}}$$

$$\frac{G \sqrt{T_3}}{p_4} = k \frac{p_3}{p_4} \quad \frac{G \sqrt{T_1}}{p_1} = k^* \frac{p_2}{p_1} = k^*$$

$$\text{siendo: } k = k_{\text{máx}} k \sqrt{2 g} \quad k^* = \frac{k}{\sqrt{g}} = \frac{k v_3}{\sqrt{R}}$$

por lo que en el sistema de coordenadas  $\left( \frac{p_2}{p_1}, \frac{G \sqrt{T_1}}{p_1} \right)$  las curvas características de la turbina se reducen a una recta de pendiente  $k^*$ .

*Cuando la relación de expansión disminuye, el fluido tiende a comportarse como si fuese incompresible, y el gasto se hace proporcional a la raíz cuadrada de las presiones. La recta presenta una desviación parabólica para  $(p_3/p_4 = p_2/p_1 = 1)$ , tal como se indica en la Fig III.2*

Al trazar las curvas características hay que tener en cuenta que para un ciclo simple de turbina de gas se tiene,  $\frac{p_3}{p_4} = \frac{p_2}{p_1}$ , salvo que existan pérdidas de carga en los circuitos exteriores.

El valor de  $G$  es el mismo salvo que existan fugas de gases, por lo que en el eje de abscisas se

pueden poner las mismas variables, como hemos visto, obteniéndose tantas curvas características de la turbina como valores de  $\Phi$  se consideren.

Los parámetros son  $\frac{n}{\sqrt{T_1}}$  para el compresor y  $\Phi$  para la turbina.

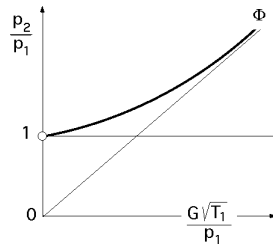


Fig III.2.- Curvas características de una turbina en variables reducidas

Un punto de funcionamiento tal como el M, Fig III.3, conocidas las condiciones a la entrada del compresor  $p_1$  y  $T_1$  y las colinas de rendimientos del compresor y de la turbina, permite determinar:

- El número  $n$  de rpm a partir de a curva  $\frac{n}{\sqrt{T_1}}$  que pasa por M

En el compresor: - El rendimiento del compresor y su potencia

- La presión  $p_2$  por la ordenada  $\frac{p_2}{p_1}$ , y el gasto de aire  $G$  por la abscisa  $\frac{G\sqrt{T_1}}{p_1}$

- La temperatura de entrada  $T_3$  a partir de la curva  $\Phi_3$  que pasa por M

En la turbina: - El rendimiento de la turbina y su potencia

- La potencia útil,  $N_u = N_T - N_C$

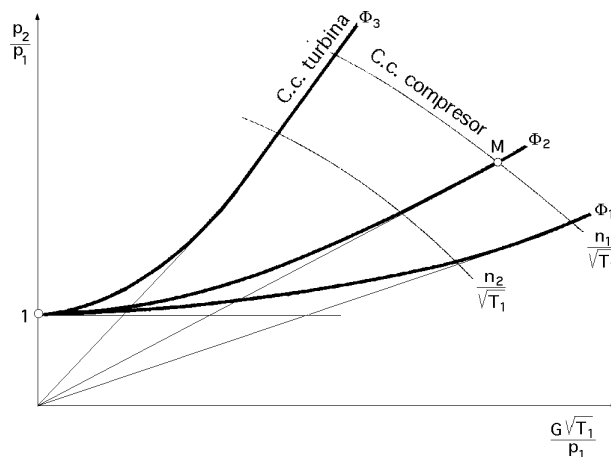


Fig III.3.- Diagrama conjunto de turbina y compresor en variables reducidas

Los límites de funcionamiento, vienen impuestos, Fig III.4, por:

a) La zona inestable de bombeo del compresor

b) La temperatura de admisión máxima de la turbina  $T_3$

c) Los puntos de funcionamiento con potencia útil nula se corresponden con:  $\frac{N_u}{N_T} = \frac{N_C}{N_T}$

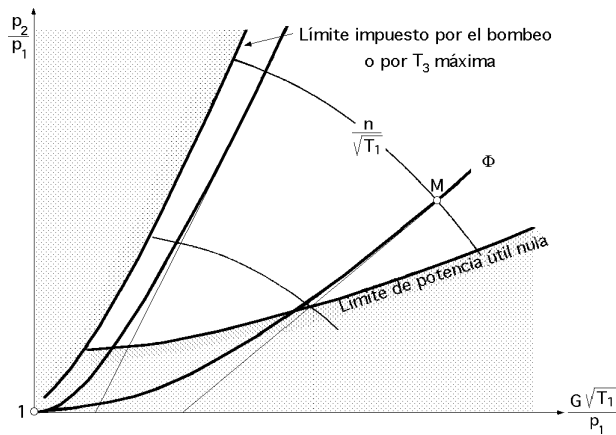


Fig III.4.- Límites de funcionamiento de la turbina de gas

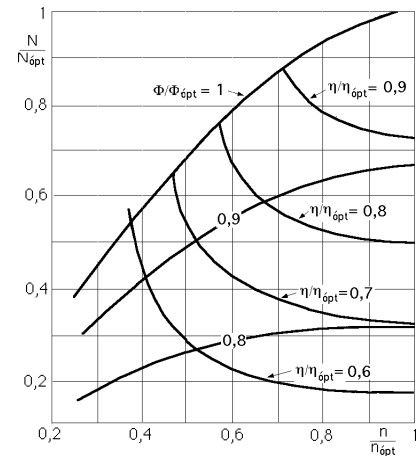


Fig III.5.- C.c. en función de los valores que definen el punto de funcionamiento

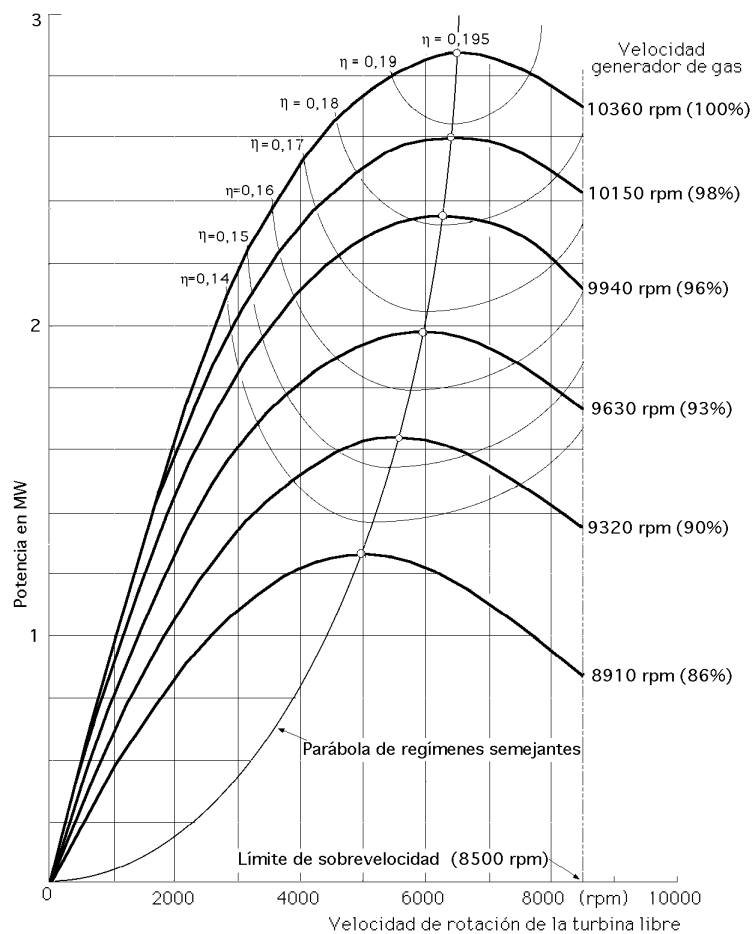


Fig III.6.- C.c. de una turbina de gas con turbina de potencia útil distinta

Si se considera que  $p_1$  y  $T_1$  son las condiciones atmosféricas, las curvas  $n/n_{\text{opt}}$  y  $N/N_{\text{opt}}$  se pueden representar en un diagrama de coordenadas  $(n/n_{\text{opt}}, N/N_{\text{opt}})$ , como se indica en la Fig III.5.

Otra representación interesante es la correspondiente a las curvas de potencia útil  $N_u$  en función de la velocidad de rotación de la turbina, tomando como parámetro la velocidad de rotación  $n$ , Fig III.6; se ha trazado también la colina de rendimientos.

### III.2.- PERTURBACIONES EN EL FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN

**PÉRDIDA DE CARGA DURANTE LA COMBUSTIÓN Y RENDIMIENTO DE LA TURBINA.-** Si en la cámara de combustión se produce una caída de presión  $p_2$ , Fig III.7, la presión a la entrada de la turbina  $p_{2*}$  a la temperatura  $T_{3'} = T_3$ , es:

$$p_{2*} = p_2 - p_2 \quad \left( \frac{p_{2*}}{p_1} \right)^{\frac{-1}{\gamma}} = \frac{T_{3'}}{T_{4*}} = \frac{T_3}{T_{4*}}$$

En la transformación (2' 3) la transmisión de calor va acompañada de una pérdida de presión  $p_2$ , disminuyendo la energía  $Q_1$  transmitida al gas, que se corresponde con un incremento de entropía,  $s_{ba} = s_{33'}$ ; estas pérdidas de carga durante la combustión vienen representadas por el área (33'ab), igual al área (2'3'nm), Fig III.7.

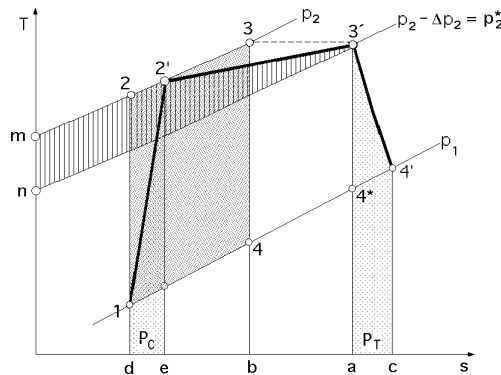


Fig III.7.- Pérdidas en la cámara de combustión

Las pérdidas térmicas en la cámara de combustión se recuperan parcialmente en la turbina por cuanto el trabajo de rozamiento de los gases se transforma en calor que aumenta su entalpía en la expansión, y el área del ciclo aumenta por pasar del punto 3 al 3'; estas pérdidas vienen dadas por el área (m2'3'n) ó el (33'ab).

El trabajo de compresión no queda afectado por la pérdida de presión en la cámara de combustión, por lo que es el mismo calculado anteriormente:

$$T_C = i_{2'} - i_1 = c_p (T_{2'} - T_1) = \left| \begin{array}{l} c = \frac{T_2 - T_1}{T_{2'} - T_1} \\ = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \end{array} \right| = c_p T_1 \frac{\gamma - 1}{\gamma}$$

El trabajo desarrollado en la turbina es:

$$T_T = i_{3'} - i_{4'} = \left| \begin{array}{l} T = \frac{i_{3'} - i_{4'}}{i_{3'} - i_{4*}} ; i_{3'} - i_{4'} = T (i_{3'} - i_{4*}) \\ * = \frac{T_{3'}}{T_{4*}} = \frac{T_3}{T_{4*}} ; T = \frac{T_3}{T_1} \end{array} \right| = c_p (T_{3'} - T_{4*}) \quad T = c_p T_1 \frac{\gamma - 1}{\gamma}$$

siendo el trabajo útil:

$$T_u = c_p T_1 \left( \frac{T_2^* - 1}{T_2^*} \right) = c_p T_1 \frac{T_2 - 1}{T_2} \left( \frac{T_2^* - 1}{T_2^*} \right) \quad T_2 - \frac{T_2 - 1}{c} = \left| k = \frac{T_2^* - 1}{T_2 - 1} \right| =$$

$$= c_p T_1 \frac{T_2 - 1}{T_2} (k - 1) \quad T_2 - \frac{T_2 - 1}{c}$$

El calor aplicado en la cámara de combustión es:

$$Q_1 = c_p (T_3 - T_2) = c_p \left\{ T_3 - T_1 \left( 1 + \frac{T_2 - 1}{c} \right) \right\} = c_p T_1 \left( \frac{T_3}{T_1} - 1 - \frac{T_2 - 1}{c} \right)$$

El rendimiento del ciclo es:

$$\eta_{\text{ciclo (pérd. cámara comb.)}} = \frac{T_u}{Q_1} = \frac{T_3 - T_2}{T_3 - T_1 \left( 1 + \frac{T_2 - 1}{c} \right)}$$

Comparando este resultado con el obtenido para el caso de una instalación cuyas únicas pérdidas sean las de compresión y expansión definidas por los correspondientes rendimientos,  $k = 1$ :

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{T_3 - T_2}{T_3 - T_1 \left( 1 + \frac{T_2 - 1}{c} \right)}$$

se observa que la influencia de las pérdidas de carga en la cámara de combustión y en los circuitos exteriores a las máquinas equivale a un descenso del rendimiento de la turbina, que se puede interpretar como si la turbina tuviese un rendimiento ficticio  $T^*$  de la forma:

$$T^* = k T_2$$

por lo que:

$$\eta_{\text{ciclo (pérd. cámara comb.)}} = \frac{T_3 - T_2}{T_3 - T_1 \left( 1 + \frac{T_2 - 1}{c} \right)}$$

Para calcular el valor de  $k$ , se parte de:

$$\frac{P_{2^*}}{P_1} = \frac{P_2 - P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_1} \left( 1 - \frac{P_2}{P_1} \right)$$

Elevando los dos miembros a  $\frac{-1}{c}$  se tiene:

$$k = \left( \frac{P_{2^*}}{P_1} \right)^{\frac{-1}{c}} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{-1}{c}} \left( 1 - \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{-1}{c}} = \left( 1 - \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{-1}{c}} = \left| \frac{P_2}{P_1} \ll 1 \right| = \left( 1 - \frac{1}{c} \frac{P_2}{P_1} + \dots \right) =$$

$$= (1 - Z)$$

$$k = \frac{T_2^* - 1}{T_2 - 1} = \frac{1 - \frac{1}{c}}{1 - \frac{1}{c}} = \frac{1 - Z - 1}{(1 - Z)(1 - 1)} = \frac{(1 - 1) - Z}{(1 - Z)(1 - 1)} = \frac{1}{1 - Z} - \frac{Z}{(1 - Z)(1 - 1)} =$$



$$= | Z < 1 | = 1 - \frac{1}{\gamma} Z = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{p_2}{p_1}$$

$$T^* = k_T = \left( 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{p_2}{p_1} \right) T$$

que es el rendimiento de la turbina cuando se produce una pérdida de carga en la cámara de combustión.

La *variación del rendimiento en la turbina* se calcula teniendo en cuenta las pérdidas de carga en los órganos exteriores a las máquinas, (cámara de combustión, circuitos, etc); la caída de presión en la cámara de combustión no afecta al rendimiento del compresor y sí al de la turbina.

La variación relativa del rendimiento de la turbina es:

$$\frac{T}{T^*} = \frac{T - T^*}{T^*} = \left| \frac{T^* = k_T}{T^* = k_T} \right| = \frac{T}{T^*} (1 - k) ; \quad \frac{T}{T^*} = 1 - k = \frac{1}{\gamma} \frac{p_2}{p_1}$$

**VARIACIÓN DEL RENDIMIENTO DEL CICLO CUANDO VARÍAN LOS RENDIMIENTOS DEL COMPRESOR Y DE LA TURBINA.**- La relación entre las potencias, o entre los trabajos del compresor y la turbina, considerando gastos iguales, es:

$$\frac{T_C}{T_T} = \frac{\frac{c_p T_1 (\gamma - 1)}{\gamma}}{\frac{c_p T_1 (\gamma - 1)}{\gamma}} = \frac{1}{\gamma}$$

Para un trabajo útil unidad:  $T_u = T_T - T_C = 1$

Turbina,  $T_T - T_T = 1 ; T_T = \frac{1}{1 - \frac{1}{\gamma}}$

Compresor,  $T_C = T_T = \frac{1}{1 - \frac{1}{\gamma}}$

Si el rendimiento de la turbina  $\eta_T$  varía en  $\eta_T$  y el del compresor  $\eta_C$  en  $\eta_C$ , las variaciones relativas de los trabajos de la turbina, del compresor y el útil son, respectivamente:

$$\frac{T_T}{T_T} = \frac{1}{1 - \frac{1}{\gamma_T}} \quad \frac{T_C}{T_C} = \frac{1}{1 - \frac{1}{\gamma_C}} \quad \frac{T_u}{T_u} = \frac{1}{1 - \frac{1}{\gamma_T}} + \frac{1}{1 - \frac{1}{\gamma_C}} = T_u$$

Para calcular la *variación relativa del rendimiento global*, cuando varían el rendimiento del compresor y el de la turbina, hay que tener en cuenta que las pérdidas durante la compresión incrementan la entalpía del fluido y, por lo tanto, se restan del calor  $Q_1$  a suministrar durante la combustión, mientras que las pérdidas durante la expansión en la turbina no influyen en el calor aplicado, por lo que:

$$\frac{T_u}{T_u} = \frac{1}{1 - \frac{1}{\gamma_T}} + (1 - \frac{1}{\gamma_T}) \frac{1}{1 - \frac{1}{\gamma_C}}$$

y la variación relativa del rendimiento global de la instalación, teniendo en cuenta que la caída de presión en la cámara de combustión no afecta al compresor:

$$\frac{\eta}{\eta_0} = \frac{1 - k}{1 - k_0} = \frac{1}{1 - k_0} \frac{1 - k}{1 - k_0} = \frac{1}{1 - k_0} \frac{1 - k}{1 - k_0} \frac{P_2}{P_2}$$

**EJEMPLO.-** Si consideramos los valores del diagrama de la Fig II.1,  $\eta = 3$ ,  $\eta_c = \eta_T = 0,85$ , en el punto de funcionamiento correspondiente al rendimiento máximo,  $\eta = 1,64$ , una caída de presión de un 1% en la cámara de combustión, implica una variación relativa del rendimiento de la instalación del orden del 3%, es decir:

$$\frac{\eta_c}{\eta_T} = \frac{1}{\eta_c} \frac{1}{\eta_T} = \frac{1,64}{3} \frac{1}{0,85 \cdot 0,85} = 0,756$$

$$\frac{\eta}{\eta_0} = \frac{1}{1 - k_0} \frac{1 - k}{1 - k_0} \frac{P_2}{P_2} = \frac{1}{1 - 0,756} \frac{1,64}{1,64 - 1} \frac{1,4 - 1}{1,4} \frac{P_2}{P_2} = 3 \frac{P_2}{P_2}$$

mientras que la variación del rendimiento de la turbina ha sido:

$$\frac{\eta_T}{\eta_0} = \frac{1}{1 - k_0} \frac{1 - k}{1 - k_0} \frac{P_2}{P_2} = \frac{1,64}{1,64 - 1} \frac{1,4 - 1}{1,4} \frac{P_2}{P_2} = 0,732 \frac{P_2}{P_2}$$

Asimismo, una variación relativa de un 1% en el rendimiento de la turbina y en el rendimiento del compresor, originan una variación del rendimiento global de la instalación del orden de un 6,6% en valor relativo, como se indica a continuación:

$$\eta_{ciclo} = \frac{1 - k}{(1 - k_c)(1 - k_T)} = \frac{1,64 - 1}{(3 - 1)(0,85 - (1,64 - 1))} = 0,1942$$

$$\frac{\eta}{\eta_0} = \frac{1}{1 - k_0} \frac{\eta_T}{\eta_0} + (1 - \eta_0) \frac{1}{1 - k_0} \frac{\eta_c}{\eta_0} = \frac{1}{1 - 0,756} \frac{\eta_T}{\eta_0} + (1 - 0,1942) \frac{0,756}{1 - 0,756} \frac{\eta_c}{\eta_0} =$$

$$= 4,098 \frac{\eta_T}{\eta_0} + 2,4966 \frac{\eta_c}{\eta_0} = 6,6 \frac{\eta}{\eta_0}$$

Todo esto confirma la sensibilidad de la turbina de gas frente a las imperfecciones de las máquinas que la constituyen, por lo que el grado de acabado de éstas, es un factor fundamental a la hora de determinar el rendimiento global de la instalación, y de ahí el que el factor económico sea decisivo a la hora de su diseño y construcción.

Los rendimientos de las turbinas de gas están comprendidos entre el 18% y el 35% incrementándose a medida que aumenta la potencia de la turbina.

Una turbina de gran potencia tiene un rendimiento térmico superior al de la turbina de pequeña potencia; al mismo tiempo disminuye el gasto másico de gases de escape y se incrementa la temperatura de emisión de los mismos, debido a que la temperatura de entrada en la turbina es mayor, circunstancia que se debe tener muy en cuenta a la hora de efectuar el diseño de una instalación de cogeneración.

### III.3.- REGULACIÓN DE LAS TURBINAS DE UNA LÍNEA DE EJES

Para mantener el rendimiento constante cuando se reduce el gasto (carga parcial), es necesario que  $\eta$  y  $\eta_c$  permanezcan constantes, al tiempo que no disminuyan demasiado los rendimientos propios de las máquinas  $\eta_T$  y  $\eta_C$ .

*La variación de la potencia se consigue variando el gasto*, pudiéndose presentar las siguientes situaciones:

**REGULACIÓN A VELOCIDAD CONSTANTE.**- Vamos a considerar una turbina de gas de ciclo simple de una sola línea de ejes, con o sin regeneración, manteniendo constante la velocidad de rotación  $n$ ; para mantener la relación de temperaturas  $T_3/T_1 = \text{Cte}$ , la variación del gasto  $G$  se puede conseguir modificando la sección de paso de los distribuidores de la turbina junto con una regulación del combustible inyectado.

Si inicialmente el punto de funcionamiento es el A, Fig III.8, y se produce una disminución del gasto de forma que el punto de funcionamiento del compresor pasa a A', el punto de funcionamiento de la turbina pasará a A'', por lo que (A'A'') representa la caída de presión entre el compresor y la turbina, dato que se transmite al órgano de regulación, modificándose el rendimiento de las máquinas.

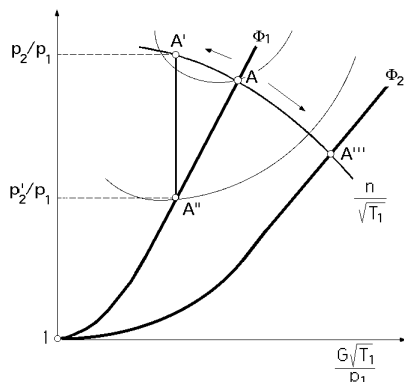


Fig III.8.- Regulación a velocidad constante

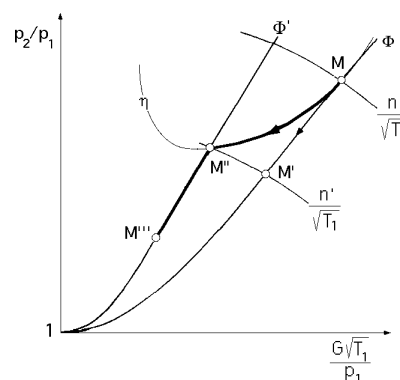


Fig III.9.- Regulación a velocidad variable

Las complicaciones de tipo mecánico que ésta disposición introduce (inyección parcial) hacen que esta situación no se pueda adoptar, ya que forzaría al compresor y a la turbina a funcionar, teóricamente, a velocidades distintas, cuestión que en la turbina de un solo eje es imposible.

La potencia útil se tiene que ajustar a la demanda regulando la cantidad de combustible inyectado, y en esta situación la turbina de un solo eje que tenga que funcionar a velocidad constante se adapta mal; al reducir el dosado, la temperatura de entrada en la turbina  $T_3$  disminuye y  $\eta_c < \eta_1$ . El punto A pasa a A''' por lo que  $\eta_c$  disminuye y, por lo tanto, la relación de compresión; los rendimientos de las máquinas que tienen su máximo en A tienden también a disminuir, contribuyendo todo ello a reducir el rendimiento global de la instalación.

**REGULACIÓN A VELOCIDAD VARIABLE.**- Si la instalación permite variar, al mismo tiempo, la potencia y la velocidad de rotación, lo que es relativamente raro, es posible mantener el rendi-

miento cuando disminuye el gasto.

Si el punto de funcionamiento pasa de M a M', Fig III.9, la potencia útil disminuye porque se reducen el gasto y  $\eta$ , lo que implica un menor rendimiento; este efecto se puede compensar aumentando la temperatura  $T_3$  de los gases a la entrada de la turbina, si lo permiten los límites impuestos por el material, por lo que se puede pasar a otra curva característica de la turbina  $\eta'$ , del punto M' al M'', de igual rendimiento que el M. El punto de funcionamiento situado en M provoca la regulación simultánea del par resistente y del dosado del combustible, lo que permite mantener el rendimiento de forma que los puntos de funcionamiento estén a lo largo de la línea (M M'') de igual rendimiento, o sigan de M'' a M''' que sería el mejor rendimiento posible compatible con las limitaciones de funcionamiento impuestas, tanto por lo que respecta a la temperatura  $T_3$  de entrada en la turbina, como por la zona de bombeo del compresor.

### INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA EXTERIOR

**Arranque.-** La diferencia en el arranque entre un motor de combustión interna y una turbina de gas, radica en que en el motor basta con vencer la resistencia en la compresión, mientras que a la turbina de gas es necesario accionarla a gran velocidad durante un cierto tiempo. En la línea de funcionamiento con potencia útil nula, que se corresponde con un valor de  $\eta = 0$  dado por,

$$\eta = \frac{C_p}{C_p + T}$$

resulta que  $\eta$  disminuye con  $n$  pero el producto  $(C_p + T)$  disminuye más rápidamente, por lo que aumenta, y el punto B de la Fig III.11 se desplaza en el sentido de las temperaturas de entrada en la turbina  $T_3$  crecientes, hasta el límite admisible, que se corresponde con una velocidad de rotación  $n_1$  del orden de un 30% de la velocidad de régimen, (de forma que la cámara de combustión se alimente con aire a una presión suficiente para poder encender), por lo que es necesario llevar el grupo a esta velocidad antes de que empiece a funcionar de manera automática, sin generar energía útil; durante el arranque con motor auxiliar, el punto de funcionamiento está a lo largo de (1B).

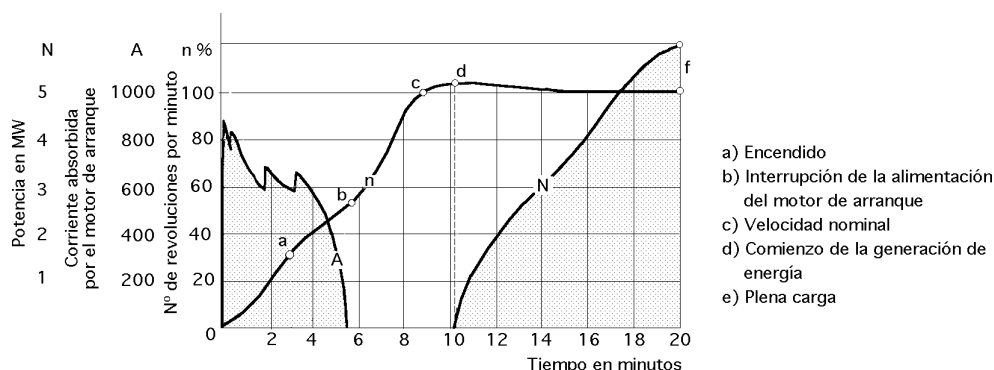


Fig III.10.- Operaciones de arranque y puesta en carga de una turbina de gas

En esta situación la potencia a aplicar por el motor de arranque, en cada instante, es la suma de la potencia absorbida por el compresor y la suministrada por la turbina, aumentadas en la potencia necesaria para comunicar al conjunto la aceleración deseada, del orden de un 5% de la potencia nominal del grupo.

**Temperatura exterior.-** La influencia de la temperatura del medio exterior sobre la potencia máxima y el rendimiento, se representan en la Fig III.12; a velocidad de giro constante  $n$ , la curva característica del compresor en verano está por debajo de la curva característica del compresor en invierno, por ser  $T_1' > T_1$ .

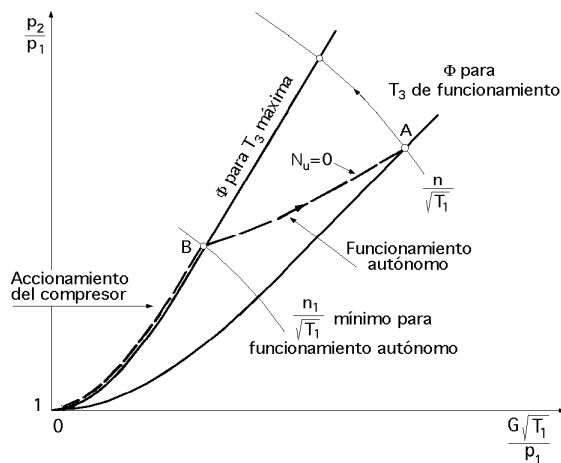


Fig III.11.- Arranque de la turbina de gas

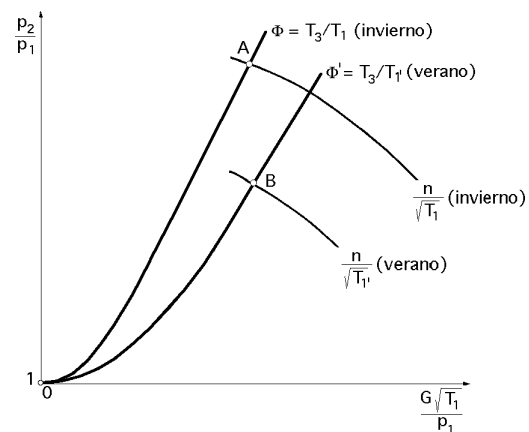


Fig III.12.- Influencia de la temperatura exterior

Si se produce una pequeña disminución de la temperatura ambiente  $T_1$  de forma que la temperatura de entrada en el compresor pase a ser,  $T_1' = T_1 - T_1$ , se consigue una mejora del rendimiento que es mucho mayor que la que se obtendría con un incremento igual de la temperatura de entrada en la turbina  $T_3$ ; en esta situación, la disminución de  $T_1$  a la entrada del compresor implica una disminución  $T_3$  a la entrada de la turbina en la forma:

$$\frac{T_3}{T_3} = \frac{T_1}{T_1'} = \frac{T_1}{T_1 - T_1} \quad T_3 = T_1 \frac{T_3}{T_1 - T_1}$$

Como,  $T_1 \ll T_3$ , resulta que,  $T_1 \ll T_3$ ; si la temperatura de entrada en la turbina  $T_3$  permanece invariable, la de invierno es superior a la de verano, y al ser las curvas características de las turbinas distintas, resultan los puntos de funcionamiento A y B; en A se representan los valores más elevados de  $\eta$  y de  $\Phi$  que dan una potencia y un rendimiento sensiblemente superiores.

Una misma turbina funciona con mejor rendimiento en países fríos que en países cálidos, en invierno mejor que en verano, y en altura mejor que a nivel del suelo.

**Al estudiar el rendimiento de la turbina de gas, los factores que influyen en el mismo son:**

**\*Temperatura del aire de aspiración en la turbina.-** A mayor temperatura de aspiración, la energía necesaria para mover el compresor es mayor, disminuyendo el rendimiento y la potencia generada,

por lo que conviene situar la toma de aire en aquel punto en el que la temperatura de admisión sea más baja. Un incremento de la temperatura de admisión de 15°C puede suponer una disminución de la potencia en el eje del orden del, 7÷10%.

**\*Altitud.-** La disminución de la presión atmosférica con la altura hace que la potencia disminuya a medida que ésta aumenta. Una diferencia de altitud de 900 m supone un 10% de disminución de potencia, aunque el consumo de combustible disminuirá en la misma proporción, resultando el rendimiento poco afectado.

**\*Régimen de funcionamiento de la turbina.-** Cuando se trata de turbinas monoeje, el rendimiento disminuye con la carga. Una turbina de gas de una potencia en torno a los 3 MW con un rendimiento aproximado del 25%, trabajando a plena carga verá que su rendimiento se reduce hasta el 20% al trabajar a la mitad de la potencia nominal.

Teniendo en cuenta las características constructivas de la turbina, es posible mejorar su rendimiento precalentando a la salida del compresor el aire de la combustión con los gases de escape, en un intercambiador (cogenerador) situado a la entrada del aire en la cámara de combustión. Con este procedimiento el gasto de combustible por kW de energía mecánica generada es menor, el rendimiento aumenta en un 5 ÷ 7%, en detrimento del aprovechamiento que se pueda dar a la energía calorífica de los gases de escape.

### III.4.- REGULACIÓN DE LA TURBINA DE GAS DE DOS EJES

*La turbina de ciclo simple de un solo eje* es interesante cuando las máquinas funcionan a velocidad constante, en las proximidades de la potencia nominal; una propiedad característica de esta disposición es la pequeña aceleración que se origina cuando sobreviene una descarga brusca del receptor; esta turbina soporta mal las fluctuaciones de carga por lo que se tiende a separar las funciones de la turbina, compresión y generación, en dos ejes, de forma que:

- a) *En un eje se coloca una turbina auxiliar que acciona el compresor*
- b) *En el otro eje se sitúa la turbina de potencia útil, que mueve al receptor (alternador),* Fig III.13

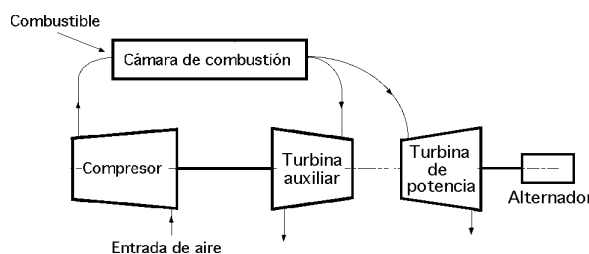


Fig III.13

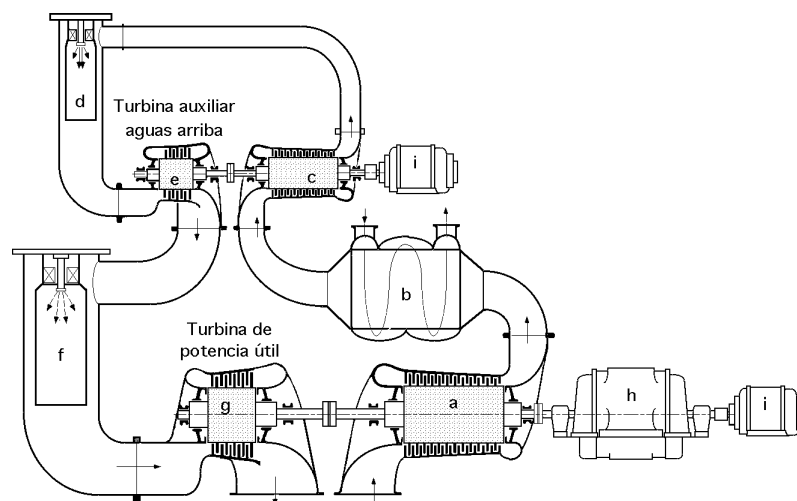
quedando así constituidos, desde un punto de vista mecánico, dos grupos independientes, que permiten establecer las siguientes disposiciones:

- a) *Turbinas alimentadas en serie, situando la turbina auxiliar aguas arriba, eje de AP, o a la inversa*
- b) *Turbinas en paralelo, alimentadas por una o dos cámaras de combustión*

Si la turbina auxiliar está aguas arriba, la regulación se efectúa variando la velocidad y el gasto  $G$  del compresor, ajustando el dosado que produce esta variación tendente a mantener constante la temperatura de admisión  $T_3$ .

La disminución de la velocidad del compresor implica una reducción de la expansión en la turbina; las velocidades de los gases son mayores en los escalonamientos de AP que en los escalonamientos finales lo que implica el que la relación entre las potencias de las dos turbinas  $N_{AP}/N_{BP}$  tienda a aumentar cuando disminuye la carga.

Si la turbina de potencia útil está en el eje de BP, Fig III 14, su potencia disminuye más rápidamente que la potencia total  $N_{BP} + N_{AP}$ ; como el rendimiento del ciclo varía en función de esta última, se observa, en lo que respecta al mantenimiento del rendimiento a cargas parciales, que la disposición de una turbina auxiliar aguas arriba es más favorable que la disposición inversa.



a) Compresor de BP; b) Refrigerante de aire; c) Compresor de AP; d) Cámara de combustión de AP; e) Turbina de AP; f) Cámara de combustión de BP; g) Turbina de BP; h) Alternador; i) Motor de arranque

Fig III.14.- Esquema de una turbina de gas con dos escalonamientos de compresión. Receptor en el eje de BP

Una de las ventajas de la *turbina de dos ejes* consiste en el hecho de poder separar el funcionamiento del compresor del de la turbina de potencia útil. A media carga, su rendimiento es del orden del 90% del rendimiento a plena carga y a un cuarto de carga es del 70%; debido a las pérdidas suplementarias, el rendimiento máximo es un poco inferior al de la máquina de eje único.

La velocidad de respuesta a una variación brusca de la carga es, evidentemente, menos rápida, pues depende del tiempo que necesita el compresor para ajustar su velocidad al gasto exigido por las nuevas condiciones de funcionamiento.

Si se introducen las dos mejoras posibles del ciclo, refrigeración y recalentamiento, se pueden conseguir relaciones de compresión elevadas, por lo que la relación entre los volúmenes específicos del fluido que circula en los primeros y en los últimos escalonamientos de las máquinas es tanto mayor cuanto más enérgicas sean la compresión y la refrigeración; a potencias reducidas la relación entre estos volúmenes específicos disminuye.

Para evitar que los escalonamientos de AP sean atravesados por un gasto demasiado elevado y los de BP por un gasto demasiado reducido, se separan mecánicamente y se montan sobre el

mismo eje, en un lado la turbina de BP y el compresor de BP, y en el otro la turbina de AP y el compresor de AP; el problema radica en elegir el eje adecuado para accionar el receptor, (alternador).

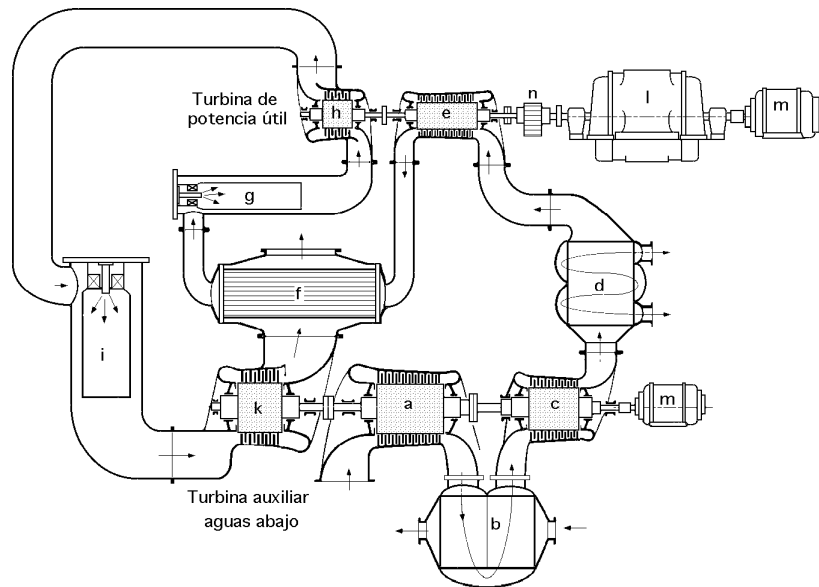


Fig III.15.- Turbina de gas con tres escalonamientos de compresión y dos etapas de expansión, con las etapas montadas sobre dos ejes, y reductor de engranajes. Receptor situado sobre el eje de AP

*Cuando el receptor está sobre el eje de BP*, Fig III.14, el rendimiento térmico de la instalación es el máximo; como el eje de BP gira más lentamente, permite el accionamiento directo del alternador, que tiene que girar a velocidad constante, por lo que la instalación se presta mal a las fluctuaciones de carga.

*Cuando el alternador está sobre el eje de AP*, Fig III.15, la adaptación a la carga se hace variando la velocidad del compresor de BP, lo que origina una variación del gasto y de la presión a la entrada del compresor de AP, que funciona sin grandes modificaciones del gasto que le atraviesa, manteniendo constante su velocidad. El rendimiento térmico máximo es menor, y varía poco con el grado de compresión; en general es necesario un reductor de engranajes (n), para acoplar el alternador al eje de AP, disposición que sólo se emplea cuando el rendimiento con cargas parciales desempeña un papel predominante.

La disposición del receptor sobre los ejes de AP y BP se utiliza para accionar compresores que giran a un régimen de velocidades diferente, o al accionamiento de un compresor con una elevada velocidad de rotación y de un alternador.

*El mecanismo de regulación de las turbinas de gas* actúa modificando el gasto másico del combustible inyectado; cuando el grupo funciona en régimen estacionario, (velocidad constante), el gasto másico de aire que circula en la instalación permanece invariable y a cada valor de la carga corresponde una temperatura  $T_3$  de los gases de entrada en la turbina.

Cuando funciona en régimen transitorio, el gasto másico de aire es proporcional a la velocidad de rotación  $n$  y se puede efectuar la variación del gasto másico de combustible de modo que se mantenga constante la temperatura  $T_3$  a la entrada de la turbina; la regulación a temperatura constante sólo puede mantener un punto de funcionamiento estable siempre y cuando la pendiente de la curva característica *potencia receptora-velocidad*, sea mayor que la pendiente de la curva



característica *potencia motriz-velocidad*, a temperatura constante, en el punto de funcionamiento.

Si el grupo mueve un alternador tiene que girar a velocidad constante; si el alternador alimenta una red eléctrica de gran capacidad, la frecuencia de la red impone una velocidad de funcionamiento síncrona; la potencia útil suministrada por el grupo se consigue actuando sobre el mecanismo de regulación de la velocidad, aunque generalmente se recurre al regulador de la temperatura que corresponda a la carga deseada; el punto de funcionamiento se mantiene comparando continuamente el valor de la temperatura  $T_3$  medido a la salida de la cámara de combustión, con el valor conocido correspondiente a la carga, actuando en consecuencia sobre el mecanismo de inyección del combustible.

El regulador de velocidad sólo interviene durante el período de arranque y de acoplamiento del alternador, operación en la que el regulador de temperatura actúa como un limitador de seguridad, misión que desempeña el regulador de velocidad durante el funcionamiento normal.

En una turbina con dos líneas de ejes, las fluctuaciones de carga sobre el grupo que mueve el alternador repercuten sobre el circuito de regulación del grupo generador de gas que gira a velocidad variable.

#### **MECANISMO DE REGULACIÓN DEL GRUPO TURBOCOMPRESOR**

El mecanismo de regulación del grupo turbocompresor consta, en general, de:

- *Un regulador taquimétrico y un regulador de temperatura que normalmente actúan en paralelo*
- *Órganos de seguridad que producen la parada del grupo en caso de incidentes en el funcionamiento: velocidad de embalamiento, temperatura excesiva de los gases, falta de presión de aceite o de agua de refrigeración, etc.*
- *Un conjunto generador de presión de aceite que comprende: depósito, bombas principal y auxiliar, válvula de descarga. Esta instalación también se utiliza para el engrase de la máquina.*

**MECANISMO DE REGULACIÓN DE UN GRUPO CON UNA LINEA DE EJES..-** El dispositivo para la regulación de un grupo con una línea de ejes, Fig III.16, comprende:

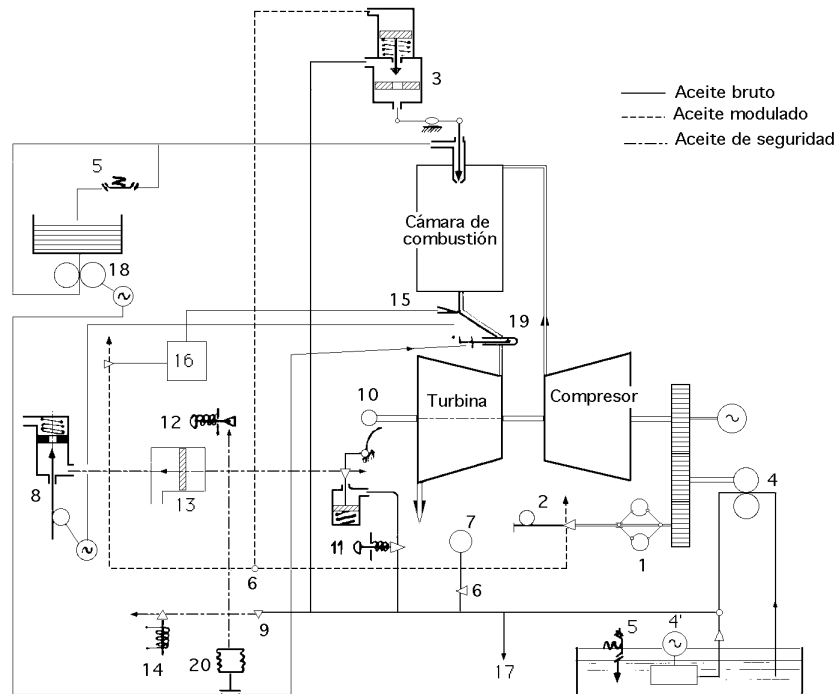
a) *Un circuito de aceite a presión*, que se regula en función de la velocidad por el taquímetro 1, o en función de la temperatura por el regulador 16. Esta presión se aplica sobre el pistón que acciona la válvula de corredera del motor del inyector de combustible 3.

Este circuito consta de:

- *Un pulsador 7 cuyo objeto es crear ligeras sobrepresiones periódicas para evitar que las piezas móviles accionadas por el aceite modulado se engomen, pulsaciones que también evitan los retrasos en la respuesta debidos al rozamiento*
- *Un relé de seguridad 13 accionado por el circuito de aceite de los elementos de seguridad y cuyo funcionamiento produce la descarga del circuito de aceite modulado que lleva consigo la parada de la máquina.*
- *Una válvula de arranque 8 que, a la puesta en marcha, permite situar el inyector en la posición de gasto másico mínimo bajando la presión del aceite modulado.*

b) *Un variador de velocidad que permite ajustar la carga en la marcha en paralelo. Un circuito de aceite de seguridad que cuando se descarga produce el funcionamiento del émbolo de seguridad 13,*

la parada del grupo y además la parada de la bomba de combustible 18 mediante el interruptor de presión de aceite 20.



- 1) Regulador de velocidad; 2) Variador de velocidad; 3) Pistón del inyector; 4) Bomba principal; 5) Compuerta de descarga; 6) Orificio calibrado; 7) Pulsador; 8) Válvula de arranque; 9) Alimentación del circuito de seguridad; 10) Embrague de embalamiento; 11) Botón de enclavamiento; 12) Desenclavamiento manual; 13) Relé de seguridad; 14) Válvula de seguridad magnética; 15) Termoelemento; 16) Regulador de temperatura; 17) Salida engrase alimentación; 18) Bomba de combustible; 19) Termostato de seguridad; 20) Interruptor de presión de aceite del circuito de seguridad

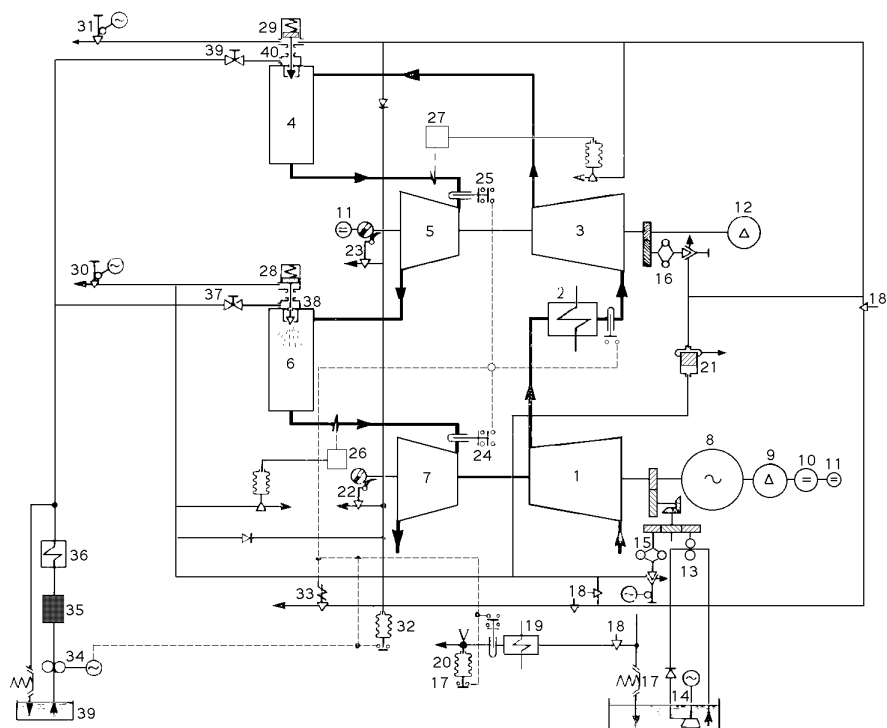
Fig III.16.- Regulación de una turbina de gas con una línea de ejes

### Los elementos que producen la descarga del circuito de seguridad son:

- El embrague de velocidad de embalamiento 10 que actúa cuando aumenta la velocidad de rotación en más de un 10%
- Una válvula magnética 14 situada bajo la dependencia de cierto número de detectores de anomalías de funcionamiento, tales como, caída de presión del aceite de engrase, falta de agua de refrigeración, etc.
- Un termostato de protección 19 que actúa a una temperatura,  $T_a + 10^\circ\text{C}$ , abriendo la válvula de arranque que lleva el gasto másico de combustible al de marcha en vacío, mientras que a,  $T_a + 20^\circ\text{C}$ , produce la parada del grupo mediante la válvula magnética y la parada de la bomba de combustible.

**MECANISMO DE REGULACIÓN DE UN GRUPO CON DOS LINEAS DE EJES.**- El inyector de la cámara de combustión del grupo de BP, Fig III.17, que mueve el alternador, se regula mediante un circuito de aceite a presión modulado por el taquímetro 15 o el regulador de temperatura 26.

El inyector de la cámara de combustión del grupo de AP se regula mediante un segundo circuito de aceite a presión modulada por el taquímetro 16 o el regulador de temperatura 27. Estos dos circuitos se comunican mediante la válvula 21. El ajuste de la marcha en paralelo se realiza con el circuito de regulación de BP.



1) Compresor de baja presión; 2) Refrigeración intermedia; 3) Compresor de alta presión; 4) Cámara de combustión de alta presión; 5) Turbina de alta presión; 6) Cámara de combustión de baja presión; 7) Turbina de baja presión; 8) Alternador; 9) y 12) Motores de arranque; 10) y 11) Excitatrices; 13) a 39) Aparellaje auxiliar

Fig III.17.- Esquema de la regulación de una turbina de dos líneas de ejes

Los circuitos de regulación de BP y de AP se descargan por el funcionamiento de los mecanismos de seguridad que son:

- Los detectores de velocidad de embalamiento de BP, 22 y de AP, 23
- Una válvula solenoide 33 accionada por los termostatos situados a la entrada de las turbinas y a la salida de los refrigeradores del compresor y del aceite de engrase, así como por los manómetros de presión del aceite bruto y del aceite de engrase.

El funcionamiento de los mecanismos de seguridad lleva consigo la parada de la bomba de combustible.

### III.5.- VENTAJAS DE LA TURBINA DE COMBUSTIÓN EN LA GENERACIÓN DE ENERGÍA

La turbina de combustión presenta, respecto a otros tipos de motores térmicos, (turbina de vapor, motor Diesel, etc), un cierto número de ventajas, como:

- a) Son instalaciones sencillas, en particular las de una línea de ejes sin recuperador
- b) Precisan de pequeños caudales de agua, (en algunos casos nulo), circunstancia favorable en instalaciones de países áridos
- c) Tienen una gran rapidez en la puesta en servicio con tiempos relativamente cortos, del orden de 10 a 20 minutos desde la parada a plena carga, según la potencia de la misma, mientras que para una turbina de vapor de 10 MW se necesitan 2 horas, y 4,5 horas para una de 25 MW

*d) Reducidos gastos de personal por su sencillo manejo*

*e) Reducidos gastos de instalación por la ausencia de elementos auxiliares*

del rendimiento deseado

El coste de la instalación depende, de las necesidades de utilización del grupo  
de si la instalación lleva recuperador o no.

**Límite de posibilidades.** - En las turbinas de vapor de condensación, la potencia máxima admisible viene limitada por las dimensiones del último escalonamiento de BP, mientras que en las turbinas de gas, el comportamiento del primer escalonamiento de la turbina de AP es el que define los límites de potencia; las tensiones en las aletas debidas a la temperatura de entrada en la turbina, limitan sus dimensiones y el gasto de gases que las atraviesa.

La potencia que se obtiene para un gasto dado depende del ciclo elegido, por lo que:

*a) En una turbina de gas con una línea de ejes se pueden alcanzar, para un grado de compresión de  $5 \div 6$ , rendimientos del orden del 19% sin recuperador y del 25% con recuperador.*

*b) En una turbina de gas con dos líneas de ejes, recuperador, refrigeración durante la compresión escalonada y recalentamiento durante la expansión en etapas, se pueden alcanzar potencias más importantes, ya que al ser el grado de compresión más elevado, el gasto aumenta en la turbina de AP, a igualdad de secciones de paso, alcanzándose rendimientos del orden del 28% con un grado de compresión de  $15 \div 17$ .*

**Temperatura máxima.** - La temperatura máxima admisible viene determinada por la calidad del combustible; temperaturas superiores a  $620^{\circ}\text{C}$  exigen combustibles gaseosos que generen pocas materias sólidas y den un mínimo de cenizas, sobre todo si contienen materias corrosivas, que resultan de las combinaciones del sodio, cinc, plomo, vanadio, etc., con el oxígeno.

Se han intentado soluciones contra las acciones corrosivas de los productos que resultan de la combustión de combustibles líquidos, como practicar una combustión incompleta, (que aparte de la dificultad del control de la combustión, se corre el riesgo de los depósitos de hollín que pueden originar el incendio de los recuperadores), o añadiendo elementos que al reaccionar con los óxidos de vanadio generen compuestos de alto punto de fusión, por lo que es necesario buscar productos relativamente baratos y fáciles de añadir al combustible.

## IV.- CICLOS EN CIRCUITO CERRADO

### IV.1.- INTRODUCCIÓN

Las instalaciones de turbina de gas en circuito cerrado funcionan según un ciclo cerrado, Fig IV.1 y en ellas el fluido motor puede ser el aire u otros gases como el hidrógeno, el helio o el gas carbónico. La presión mínima es superior a la atmosférica, y la máxima puede llegar a 30 atm. En vez de una cámara de combustión disponen de un recalentador S del fluido motor, que no es más que una caldera a presión, en la que la superficie de calentamiento del fluido está constituida por una serie de tubos dispuestos concéntricamente alrededor de la cámara de combustión, Fig IV.2; el haz de tubos interior está previsto para el recalentamiento secundario y el haz periférico para el recalentamiento primario; en la parte superior van colocados los quemadores.

En este tipo de circuito se utiliza siempre la misma masa de fluido; el escape de la turbina se une con la aspiración del compresor, intercalando entre ambos, primero un cogenerador E y después un prerrefrigerador  $R_1$ , por cuanto es necesario que el fluido motor entre en la primera etapa de compresión lo más frío posible; se comprime en los compresores C, provistos de refrigeración intermedia  $R_2$ , y a la salida se le precalienta en el cogenerador E para a continuación dirigirle hacia el precalentador de superficie S, (cámara de combustión), en el que incrementa su entalpía, para expansionarse posteriormente en la turbina T; a la salida de la turbina el fluido posee una temperatura lo suficientemente elevada como para poder ceder una fracción de su calor en el cogenerador E al fluido que sale de la compresión. El prerrefrigerador  $R_1$  es un elemento nuevo que no existe en la turbina de circuito abierto pues es la atmósfera quien ocupa el lugar, Fig IV.3.

Como la instalación puede funcionar a presiones superiores a las de la turbina de ciclo abierto, (por ejemplo con aire admitido en el compresor a la presión de 7,5 atm y en la turbina a 30 atm), el volumen específico del fluido motor en estas condiciones es notablemente menor que en las instalaciones de circuito abierto, por lo que con las mismas dimensiones de la turbina, en el ciclo cerrado se pueden conseguir potencias superiores.

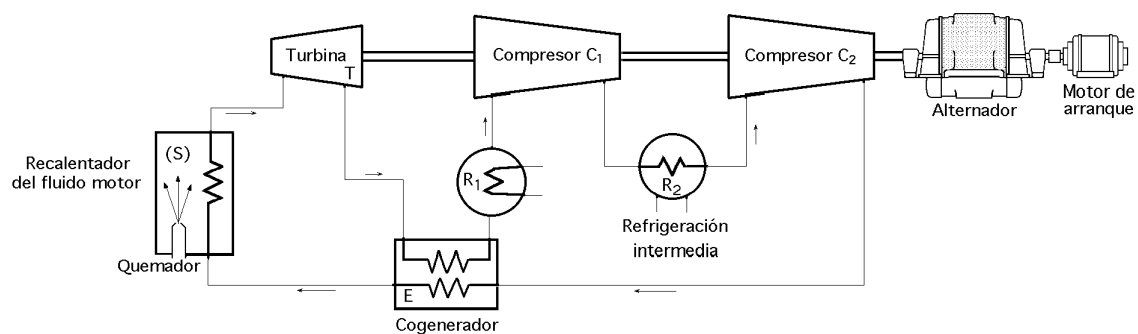


Fig IV.1.- Esquema del ciclo de turbina de gas de circuito cerrado

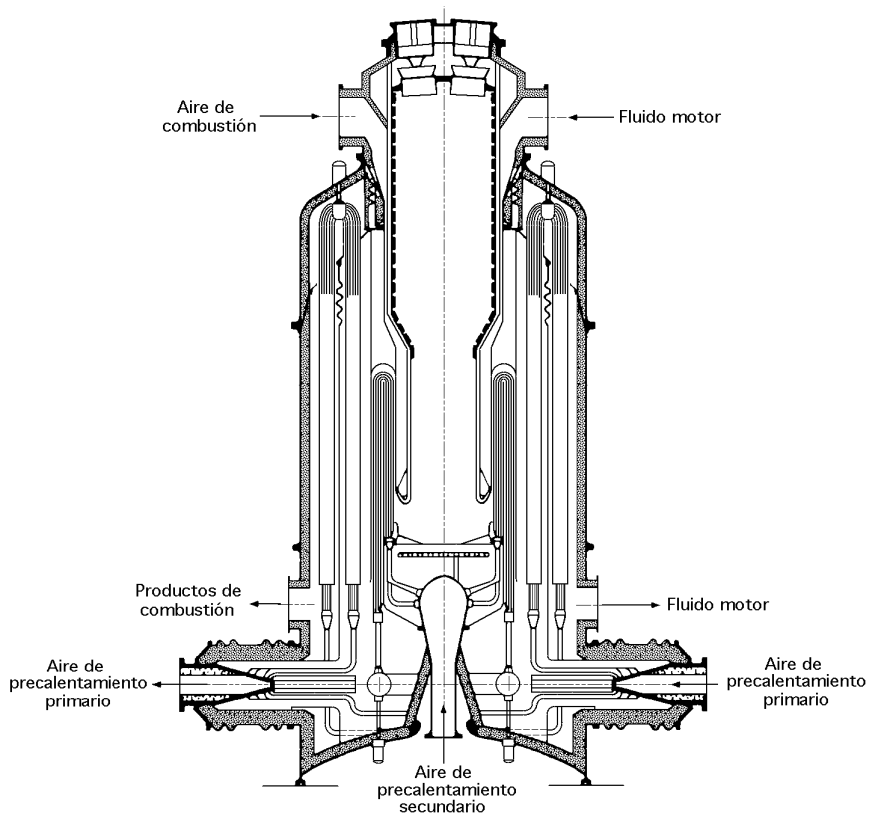


Fig IV.2.- Recalentador para una turbina de circuito cerrado

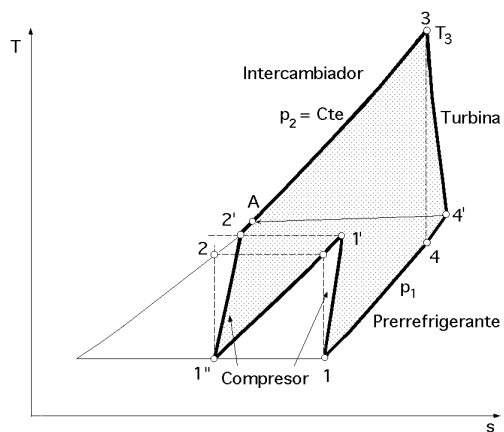


Fig IV.3.- Diagrama (T-s) de una turbina de gas en circuito cerrado

Sin embargo, la necesidad de utilizar un precalentador de aire representa un gasto importante al tiempo que aumenta notablemente la complicación del conjunto de la instalación, que permite la utilización de combustibles sólidos y de combustibles nucleares; los gases de la combustión nunca entran en contacto con el fluido motor, por lo que se evita el deterioro de los álabes de la turbina por las partículas sólidas.

***Las principales ventajas del circuito cerrado son,***

*\* La alimentación de la turbina con un fluido motor puro en lugar de un gas de combustión; de aquí el que no exista contaminación, (salvo la generada en el recalentador por los quemadores), pues el fluido no sale al exterior y no se mezcla con los gases de la combustión, por lo que se puede utilizar indefinidamente, salvo pérdidas por fugas, que habrá que compensar.*

*\* Como la potencia obtenida es el producto del trabajo útil por el gasto másico de fluido motor, ésta se puede aumentar a voluntad aumentando este gasto sin variar las dimensiones de las máquinas, aumentando la presión en el circuito cerrado. Esto viene limitado por la resistencia del material, que en este tipo de máquinas puede admitir una presión a la entrada de la turbina del orden de 30 atm, y un grado de compresión del orden de 4 o 5. La posibilidad de adoptar para la presión inferior del ciclo un valor superior al de la presión atmosférica, implica el que se puedan reducir las dimensiones de la máquina, aunque esta ventaja puede quedar contrarrestada por el peso adicional del precalentador del fluido motor y del prerrefrigerador. El conseguir una regulación más económica, variando la presión del ciclo implica reducir el tamaño de la máquina mediante una elevación de la presión básica del ciclo, pudiéndose conseguir potencias tres veces mayores que en los circuitos abiertos.*

*\* La posibilidad de utilizar combustibles baratos, que no se pueden utilizar en los ciclos abiertos, por cuanto los gases de la combustión nunca entran en contacto con el fluido motor.*

*\* Se pueden realizar diversas combinaciones de circuitos cerrados y abiertos, constituyendo ciclos mixtos, que representan en todos los casos soluciones intermedias entre los sistemas anteriores.*

*\* La potencia, con rendimiento y velocidad constantes, se puede modificar actuando sobre el compresor que actúa sobre las propiedades físicas de la masa de fluido motor contenido en el circuito.*

***Los principales inconvenientes del circuito cerrado son,***

*\* La presencia de un precalentador del fluido motor por los gases de combustión procedentes de la cámara de combustión, que puede ser más costoso que la cámara de combustión de una turbina de gas de circuito abierto; el precalentador tiene un bajo rendimiento y actúa como un intercambiador de calor, más complicado que la simple cámara de combustión, lo que supone una dificultad frente a la turbina de circuito abierto*

*\* La turbina en circuito cerrado precisa de un prerrefrigerador y, por lo tanto, necesita un determinado caudal de agua*

## **IV.2.- CICLOS DE UNA TURBINA DE GAS EN CIRCUITO CERRADO**

En una instalación perfecta provista de una cámara de combustión cerrada en la que tiene lugar el aporte de calor al fluido motor a volumen constante, Fig IV.4, el rendimiento del ciclo es,

$$\eta_{\text{ciclo}} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \left| \begin{array}{l} = \frac{T_2}{T_1} \\ = \frac{T_3}{T_1} \end{array} \right| = 1 - \frac{\frac{T_1}{(-)^{-1}} - T_1}{T_1 - T_1} =$$

$$= 1 - \frac{(-)^{\frac{1}{\gamma}} - 1}{-}$$

en la que se ha tenido en cuenta que,

$$\frac{T_3}{T_4} = \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{-\frac{1}{\gamma}} = \left( \frac{p_3}{p_2} \frac{p_2}{p_4} \right)^{-\frac{1}{\gamma}} = \left| \begin{array}{l} p_3 v_3 = R T_3 \\ p_2 v_2 = R T_2 \\ v_2 = v_3 ; \frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2} \end{array} \right| = \left( \frac{T_3}{T_2} \right)^{-\frac{1}{\gamma}} = (-)^{-\frac{1}{\gamma}}$$

$$T_4 = \frac{T_1}{(-)^{-\frac{1}{\gamma}}}$$

Contrariamente al ciclo a presión constante, el rendimiento del ciclo a volumen constante depende del rendimiento del calentamiento relativo. Para un mismo valor de  $\gamma$ , el ciclo con aporte de calor a volumen constante tiene un rendimiento más elevado que el del ciclo con aporte de calor a presión constante.

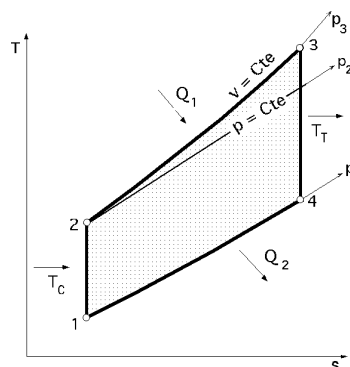


Fig IV.4.- Ciclos a presión y volumen constante

Si en la cámara de combustión se verifica el intercambio térmico a presión constante, los ciclos son idénticos a los obtenidos en circuitos abiertos, y las relaciones encontradas en lo que concierne a los distintos trabajos y rendimientos siguen siendo aplicables. Para el ciclo indicado en la Fig IV.3, con una compresión de dos etapas con refrigeración intermedia, y regeneración, el rendimiento térmico es el ya conocido de la forma,

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{\frac{-1}{T} - \frac{2(\sqrt{\gamma} - 1)}{C}}{\frac{-1}{T} - (1 - \gamma)(1 + \frac{\sqrt{\gamma} - 1}{C}) - \frac{2(\sqrt{\gamma} - 1)}{C}}$$



cuya representación gráfica, para un valor de,  $\beta = 3,18$ , rendimiento de la turbina,  $\eta_T = 0,83$ , rendimiento del compresor,  $\eta_C = 0,85$ , y varios valores de  $\sigma = 0 ; 0,75 ; 1$ , se ha hecho en función de  $\Delta$  en la Fig IV.5.

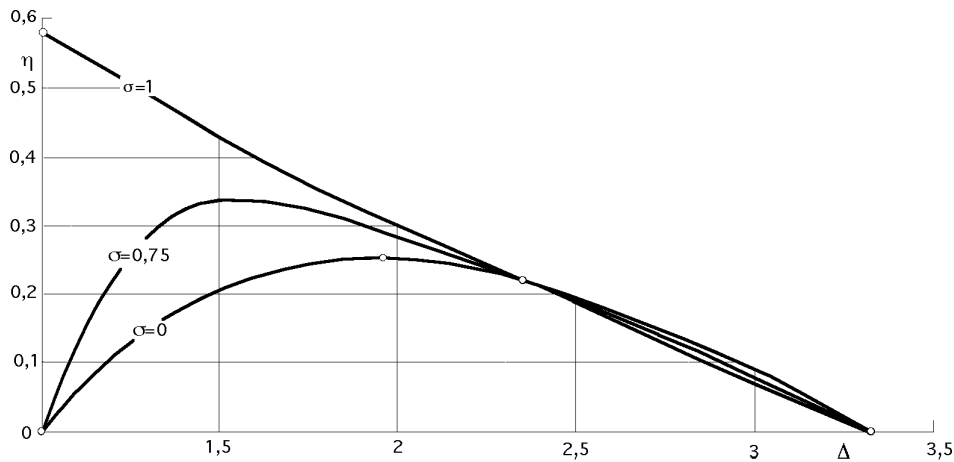


Fig IV.5.- Curvas de rendimiento de una turbina de gas en circuito cerrado

#### IV.3.- COMPORTAMIENTO DE LOS GASES UTILIZADOS EN LA TURBINA DE CIRCUITO CERRADO

La expresión del trabajo útil, teniendo en cuenta los rendimientos del compresor y de la turbina, y las pérdidas de carga en los circuitos externos y cámara de combustión, es,

$$T_u = c_p T_1 \frac{\gamma - 1}{\gamma} \left( \frac{T^*}{T} - \frac{1}{C} \right)$$

en la que el rendimiento real de la turbina  $T^*$  se puede poner en función del rendimiento teórico  $T$  en la forma,

$$T^* = k T = \left( 1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{1}{C} \right) T$$

El rendimiento del ciclo con regeneración es,

$$(\text{ad. ad.}) = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{\frac{T^*}{T} - \frac{1}{C}}{\left( \frac{\gamma - 1}{\gamma} (1 - \frac{1}{C}) + \frac{\gamma - 1}{\gamma} \left\{ \frac{T^*}{T} - (1 - \frac{1}{C}) \frac{1}{C} \right\} \right)}$$

ecuaciones que se han representado en la Fig IV.6, en la que se muestran las variaciones del  $T_u$  y del rendimiento térmico  $\eta$ , en función de  $\Delta$ , tomando como fluido de referencia el  $\text{CO}_2$ ,  $\beta = 1,3$ , con rendimientos del compresor,  $\eta_c = 0,85$ , y de la turbina,  $\eta_T = 0,90$ , y parámetros de funcionamiento,  $\beta = 3,2$ ;  $\sigma = 0,75$ ;  $(p/p)_{\text{CO}_2} = 0,1$

Estas curvas no pasan por,  $\eta = 1$ , ya que,  $\frac{T^*}{T} - \frac{1}{C}$ , admite dos soluciones en  $\Delta$  positivas y

no tiene sentido físico fuera de estos valores.

Se encuentra que,

$$T_u = 0,317, \text{ para } \gamma = 1,54, \text{ ó, } \frac{p_2}{p_1} = 6,5$$
$$(\text{ad.ad. } \gamma = 0,75) = 0,293, \text{ para } \gamma = 1,45, \text{ ó, } \frac{p_2}{p_1} = 5$$

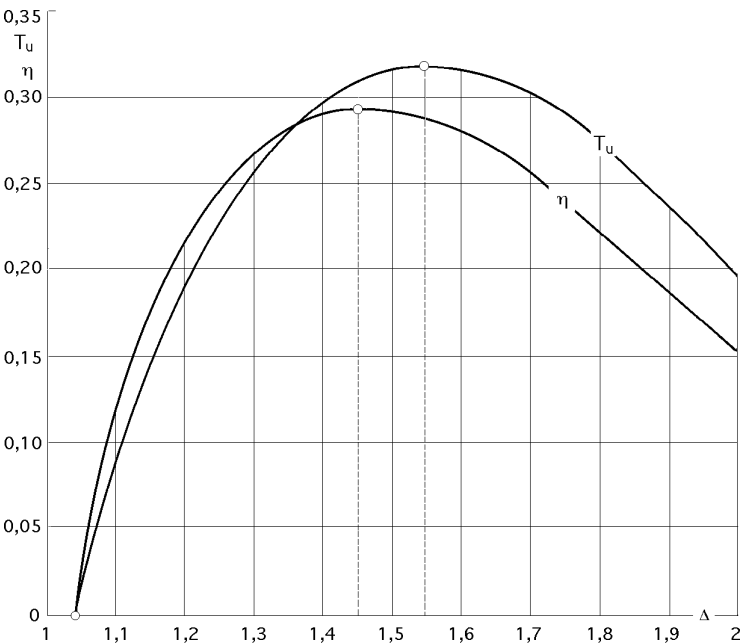


Fig IV.6.- Rendimiento y trabajo útil en función de  $\frac{p_2}{p_1}$  para el CO<sub>2</sub>

Estas curvas se pueden utilizar para cualquier tipo de gas, ya que basta con tener, para un valor dado de  $\gamma$ , el mismo rendimiento de la turbina  $\eta^*$  lo que lleva consigo un mismo valor de  $k$ , es decir, una relación entre las pérdidas de carga en los circuitos exteriores definida por,

$$\frac{\frac{p}{p_x}}{\frac{p}{p_{CO_2}}} = \frac{\frac{CO_2 - 1}{x - 1}}{\frac{CO_2 - 1}{x}} = T$$

siendo fácil determinar para un gas dado la relación  $p_2/p_1$ , correspondiente a un  $\gamma$  ad.ad.( óptimo) y  $T_u$  óptimo, así como las pérdidas de carga originadas en los circuitos exteriores a la turbina. En la Tabla IV.1, se indican estos valores para algunos gases de interés industrial.

Tabla IV.1.- Valores de  $\gamma$  y  $p_2/p_1$ , para diversos gases

GAS	Masa molecular		( $p_2/p_1$ ) máximo para: $\gamma$ ad.ad. ( $\gamma = 0,75$ )	( $p_2/p_1$ ) máximo para: $T_u$ (máximo)
Helio	4	0,58	2,54	2,96
Mezcla $3/4$ CO <sub>2</sub> + $1/4$ He	12	0,665	2,92	3,47
Nitrógeno	28	0,808	3,67	4,53
Anhídrido carbónico	44	1	5	6,5

Para estos gases, las curvas,  $\eta = f(c)$ , representadas en la Fig IV.7, indican que,

\* Cuando disminuye la masa molecular de los gases, disminuye la caída relativa de presión en los cambiadores y el grado de compresión que corresponde a  $\eta_{\max}$  y  $T_{u \max}$

\* El rendimiento del ciclo es tanto más sensible a la variación relativa del grado de compresión cuanto mayor es  $\gamma$  (coeficiente adiabático), es decir cuanto más elevado es el número de átomos en la molécula de gas, pues  $\gamma$  varía en la forma,

$$\gamma = \frac{3 + 2n}{1 + 2n}$$

siendo  $n$  el número de átomos de la molécula.

El estudio de las dimensiones de estas máquinas en función del tipo de gas utilizado es bastante complejo, por lo que nos limitaremos a presentar algunas consideraciones de tipo general.

a) Para temperaturas idénticas, los saltos adiabáticos estarían en la misma relación que los calores específicos de los fluidos considerados; si se considera el paso de una instalación que utilice aire como fluido motor, a otra que utilice helio, se tiene,

$$\frac{\eta_{\text{ad. He}}}{\eta_{\text{ad. aire}}} = \frac{c_{p \text{ He}}}{c_{p \text{ aire}}} = \frac{1,25}{0,24} = 5,2$$

y si las velocidades periféricas fuesen iguales, esta relación sería la del n° de escalonamientos, es decir, el salto adiabático con He sería 5,2 veces mayor que el correspondiente al aire.

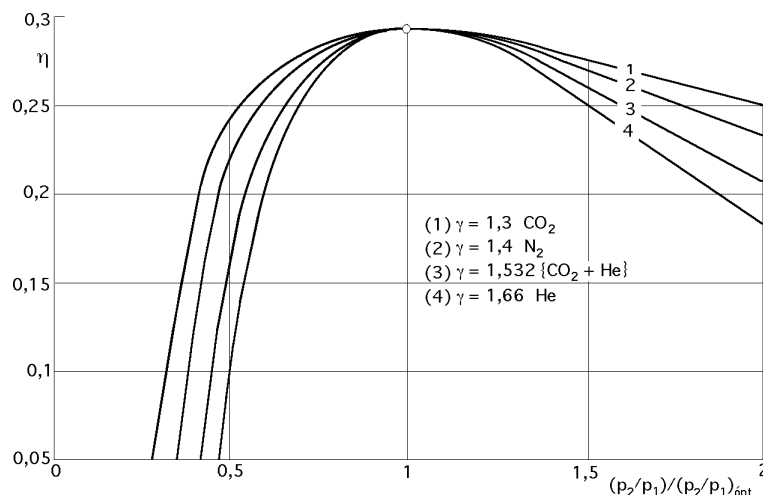


Fig IV.7.- Curvas,  $\eta = f\{(p_2/p_1)/(p_2/p_1)_{\text{opt}}\}$

b) Para hacer funcionar las máquinas con el mismo volumen de gas, es necesario que las velocidades periféricas estén en la relación de la raíz cuadrada de los calores específicos; para los gases considerados se tiene,

$$\frac{u_{\text{He}}}{u_{\text{aire}}} = \sqrt{\frac{c_{p \text{ He}}}{c_{p \text{ aire}}}} = 2,28$$

*c) La utilización de grandes velocidades plantea el problema de los fenómenos sónicos y el de la resistencia mecánica de los álabes.* Para el He, el primero se resuelve fácilmente, pues la relación,

$$\frac{u_{\text{sonido He}}}{u_{\text{sonido aire}}} = \sqrt{\frac{\gamma_{\text{He}} R_{\text{He}} T}{\gamma_{\text{aire}} R_{\text{aire}} T}} = \sqrt{\frac{\gamma_{\text{He}} R_{\text{He}}}{\gamma_{\text{aire}} R_{\text{aire}}}} = 2,94$$

es superior al valor encontrado anteriormente, por lo que nunca se va a alcanzar y, por lo tanto, si los fenómenos sónicos en la máquina que funcione con aire no son peligrosos, menos lo serán en la que funcione con He.

Sin embargo, los problemas de resistencia de los álabes de la turbina son los que excluyen tales aumentos de velocidad, siendo las turbomáquinas que emplean gases ligeros, en general, las más voluminosas.

## **V.- COMPRESORES CENTRÍFUGOS (TG)**

### **V.1.- ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS DE LA TURBINA DE GAS**

Una instalación de turbina de gas consta, en general, de compresor, turbina propiamente dicha, cámara de combustión, intercambiadores de calor, toberas, etc.

La construcción de las turbinas de gas presenta algunas analogías con la de las turbinas de vapor, pero se diferencian en:

- a) Las presiones de los fluidos utilizados que son mucho más bajas*
- b) Las temperaturas de funcionamiento que son sensiblemente más elevadas*

El apartado **a** favorece su construcción, ya que las paredes son más delgadas y las piezas menos pesadas, disminuyendo el precio para materiales idénticos.

En cuanto a su funcionamiento, el aire que se toma de la atmósfera se comprime antes de pasar a la cámara de combustión, donde se mezcla con el combustible y se produce la ignición. Los gases calientes producto de la combustión se expansionan en la turbina, que acciona el eje del compresor y, frecuentemente, un alternador.

En la Fig V.1 se indica el funcionamiento y la circulación de los gases a través de una típica turbina de gas axial monoeje.

#### **CLASIFICACIÓN**

##### ***a- Atendiendo al flujo de gases en relación con el eje central:***

- \* Turbina axial: el aire fluye coaxialmente al eje de la máquina
- \* Turbina radial: el aire fluye radialmente respecto al eje de la máquina

##### ***b- Según la forma de montaje de la cámara de combustión y de la turbina de potencia:***

- \* ***Monoeje:*** cuando están montados sobre el mismo eje.
- \* ***De dos ejes:*** cuando están montados sobre ejes distintos.

Las máquinas axiales, ya sean compresores o turbinas, tienen mejores rendimientos que las

radiales. Las axiales tienen una estructura más compleja y costosa que las radiales, predominando estas últimas entre las turbinas de gas de baja potencia.

Las máquinas de gas axiales tienen una pequeña sección frontal, característica que interesa en el campo de la aviación para reducir la resistencia aerodinámica.

La simplicidad constructiva, menor coste, mayor robustez y la facilidad de mantenimiento de las máquinas radiales frente a las axiales las hacen más competitivas en la gama de bajas potencias.

*En la turbina monoje*, el compresor y la turbina funcionan a la misma velocidad de giro.

Cuando se precise una disminución en la velocidad de giro del eje de salida, el caudal de aire disminuirá, así como la presión de salida del compresor y, en consecuencia, la potencia y el par motor.

Cuando se trate de accionar un alternador, para lo que se requiere una velocidad de giro en el eje constante, se mantendrá constante el caudal de aire y se podría regular la potencia desarrollada modificando únicamente la inyección de combustible en la cámara de combustión sin que varíe la velocidad de giro del rotor. La variación de la cantidad de combustible inyectado con caudal de aire sensiblemente constante modifica la temperatura de entrada a la turbina y, consecuentemente, el rendimiento de la máquina.

*En la turbina de dos ejes*, la velocidad de giro del compresor es independiente de la de la turbina de potencia. Cuando se necesite una velocidad de giro del eje de salida menor, el compresor puede seguir girando a alta velocidad, poniendo a disposición de la turbina de potencia un caudal de gases, incluso, a mayor presión. Este tipo de máquinas es especialmente apto para aquellos casos en que se requiera un aumento del par motor a un reducido número de revoluciones.

## V.2.- TURBOCOMPRESORES CENTRÍFUGOS

Son los más sencillos en cuanto a su diseño y forma de trabajo, y fueron los primeros que se utilizaron en los motores de reacción. En ellos la entrada de aire es prácticamente axial, saliendo despedido del rotor por la fuerza centrífuga hacia la periferia radialmente.

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

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

Este proceso tiene lugar en el rodete, que tiene como misión acelerar el aire, que es aspirado axialmente hacia el centro del rodete, y cambia su dirección en 90° convirtiéndolo en un flujo radial.

Cuando el rodete de un turbocompresor centrífugo gira, la fuerza centrífuga empuja al aire desde la entrada del rodete hasta el final del álabe; la velocidad del aire originada por esta fuerza centrífuga viene representada por el vector  $\vec{w}_2$ .

Por otra parte el aire es empujado también en la dirección de la trayectoria del extremo exterior del álabe, punto donde la velocidad es,  $u_2 = r_2 \omega$ .

Estas dos velocidades, que actúan simultáneamente sobre el aire a la salida del álabe, se combinan entre sí para dar en dicha salida una resultante  $c_2$  que es, en magnitud y sentido, la velocidad

absoluta a la que realmente el aire abandona el álabe, cuyo valor suele ser del orden del  $50 \div 70\%$  de  $u_2$ , dependiendo del ángulo  $\alpha_2$  a la salida.

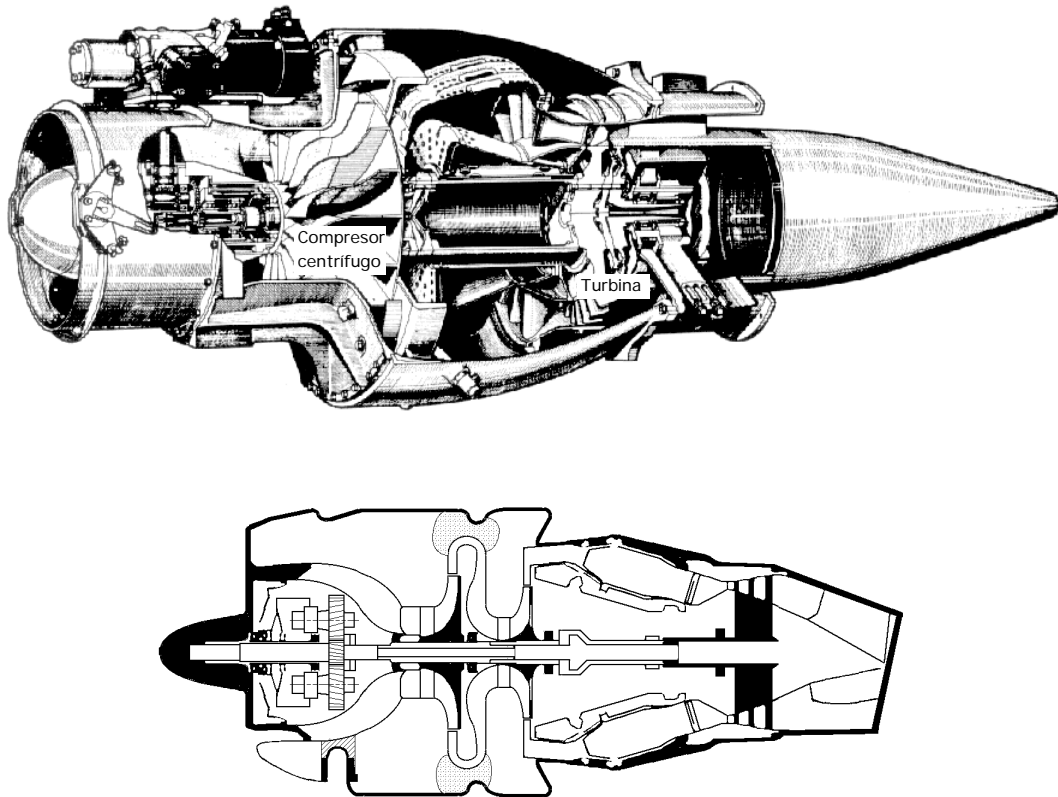


Fig V.1.- Motor de compresor centrífugo de aviación

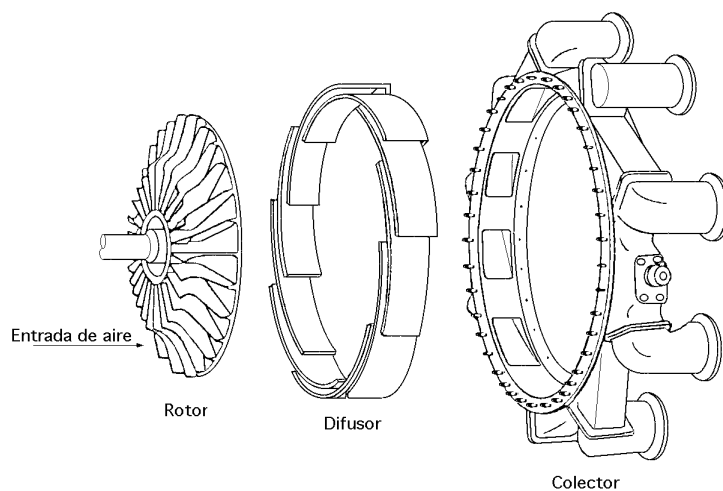


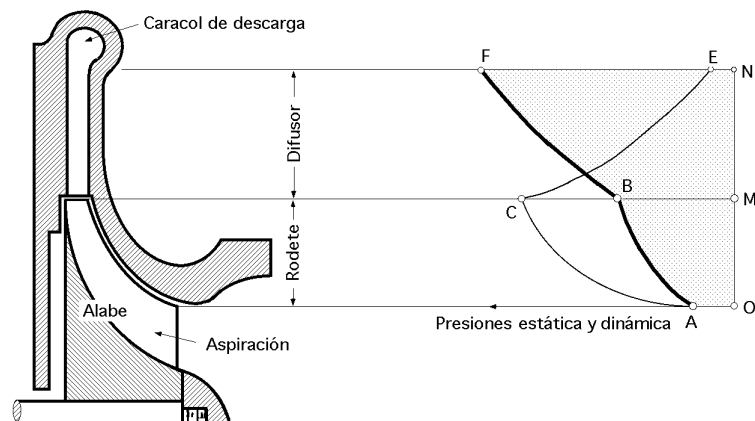
Fig V.2.- Componentes de un compresor centrífugo de aviación

b) *Disminución gradual, sin turbulencias, de la velocidad alcanzada por el aire en el rodete*, consiguiéndose como contrapartida una elevación de la presión estática. Este segundo proceso tiene lugar en el difusor. En la Fig V.3 se muestran los cambios de velocidad y presión estática que el aire sufre a su paso por el turbocompresor centrífugo.

**Entrada en el compresor.-** En el turbocompresor centrífugo, el aire entra en el compresor por el

dispositivo de admisión, que debe garantizar una entrada uniforme del mismo en el rodete con un mínimo de pérdidas; este dispositivo puede ser axial o acodado.

**La entrada en el rodete sin rotación**,  $c_{1u} = 0$  ó  $\alpha_1 = 90^\circ$ , es el caso más frecuente; otras veces le comunica al aire una **contrarotación**,  $c_{1u} > 0$ , o una **rotación**,  $c_{1u} < 0$ , para lo cual se establece una corona directriz fija antes del rodete, dotada de álabes, que establecen el ángulo de entrada  $\alpha_1$  más conveniente en cada caso.



OA.- Presión estática y dinámica a la entrada del turbocompresor  
 MB.- Presión estática a la salida del rodete; MC.- Presión dinámica a la salida del rodete;  
 NE.- Presión dinámica a la salida del difusor; NF.- Presión estática a la salida del difusor  
 Fig V.3.- Cambios de presión, estática y dinámica a través de un turbocompresor centrífugo

### V.3.- EL RODETE DE UN TURBOCOMPRESOR CENTRÍFUGO

El rodete consta de un cierto número de álabes, que se fijan solamente al cubo del mismo, como en la Fig V.4a, que representa un rodete abierto, o bien se fijan en un solo disco a un lado del mismo, como en la Fig V.4b, que representa un rodete semiabierto de simple aspiración, o a uno y otro lado del disco, como en la Fig V.4c, que representa un rodete semiabierto de doble aspiración (construcción a la que se recurre cuando el caudal volumétrico en la aspiración es superior a los 50 m<sup>3</sup>/seg, o bien, finalmente, se fijan entre la superficie anterior 1 y posterior 2, como en la Fig V.4d, que corresponde a un rodete cerrado.

El **tipo abierto**, Fig V.4a tiene mal rendimiento y poca resistencia, permitiendo solamente velocidades periféricas muy pequeñas, por lo que cada vez es menos empleado.

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

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

El desarrollo en los últimos años ha ido hacia caudales mayores y hacia relaciones de compresión por escalonamiento también mayores.

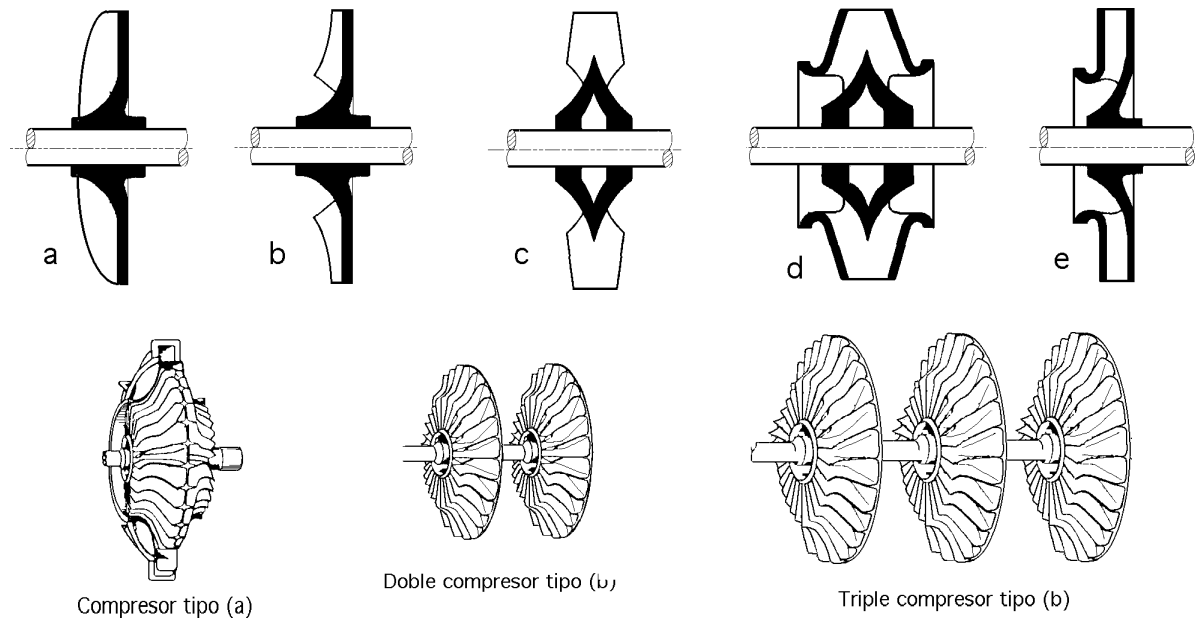
Lo primero se logra aumentando el diámetro de la boca de aspiración, disminuyendo el diámetro



del cubo y aumentando el ancho del rodete y la velocidad de rotación.

Lo segundo se consigue con ángulos de salida grandes hasta de  $90^\circ$  y grandes velocidades de rotación.

El tipo *semiabierto*, Fig V.4b, es muy empleado.



- a) Abierto; b) Semiabierto de simple aspiración; c) Semiabierto de doble aspiración;  
d) Cerrado de doble aspiración; e) Cerrado de simple aspiración

Fig V.4.- Tipos de rodets centrifugos

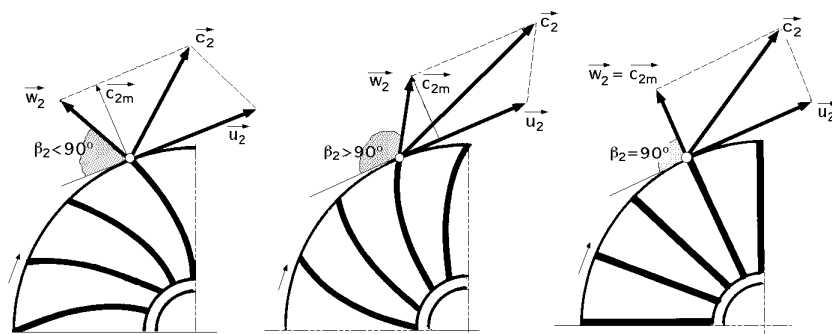


Fig V.5.- Rodete de turbocompresores con álabes  
a) Curvados hacia atrás; b) Curvados hacia delante; c) De salida radial

*El parámetro fundamental que caracteriza el álabe de un turbocompresor es el ángulo de salida  $\beta_2$ ; según él, se clasifican los álabes en,*

Alabes curvados hacia atrás,  $\beta_2 < 90$ , Fig V.5a

Alabes curvados hacia adelante,  $\beta_2 > 90$ , Fig V.5b

Alabes de salida radial,  $\beta_2 = 90$ , Fig V.5c

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

En la actualidad se emplea cada vez más la construcción de la Fig V.7, es decir, el tipo semiaabierto de la Fig V.4b, con álabes de salida radial, pero curvados a la entrada, de tal manera que el ángulo  $\beta_1$  de la velocidad relativa sea el exigido por una entrada radial de la corriente absoluta,  $\beta_1 = 90^\circ$ , sin rotación.

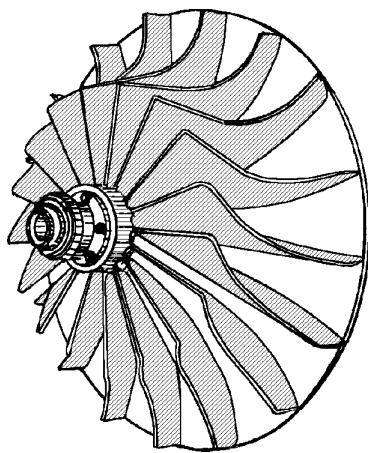


Fig V.6.- Rodete de turbocompresor con álabes de salida radial, curvados a la entrada, del tipo semiaabierto.

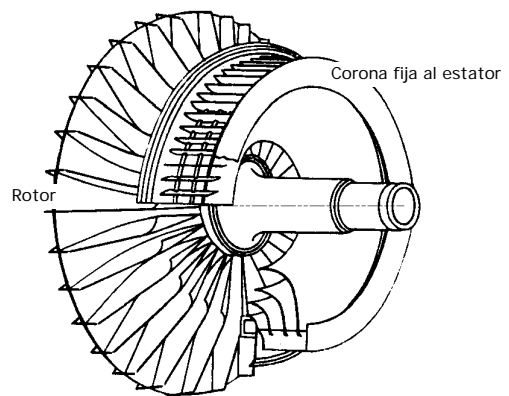
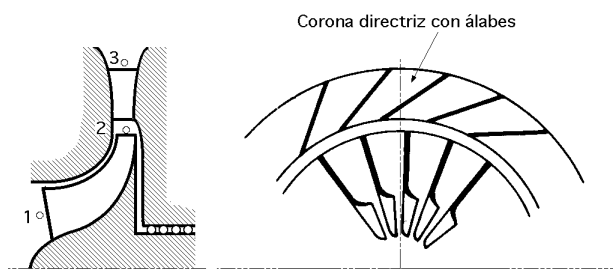


Fig V.7.- Disposición en un turbocompresor de un turborreactor de la corona directriz a la entrada



(Triángulo de entrada  $\beta_1 = 90^\circ$  y triángulo de salida  $\beta_2 = 90^\circ$  este tipo de triángulos es frecuente en los turbocompresores.  
Fig V.8.- Turbocompresor radial con álabes del rodete curvados a la entrada y salida radial de la corriente relativa

La Fig V.8 representa el corte meridional y transversal de un turbocompresor de este tipo, junto con los triángulos de velocidades correspondientes.

La construcción con salida radial,  $\beta_2 = 90^\circ$ , reduce los esfuerzos centrífugos prácticamente a esfuerzos de tracción; de ahí que para la fijación de los álabes sólo se requiera un disco (rodete semiabierto).

Con este tipo de rodete se obtienen velocidades periféricas elevadísimas, pudiéndose llegar a los 500 m/seg.

#### V.4.- EL SISTEMA DIFUSOR DE UN TURBOCOMPRESOR CENTRÍFUGO

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

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

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

La velocidad periférica a la salida del rodete  $u_2$  influye en la presión  $p_2$  que se alcanza en el rodete. La resistencia del rodete a los esfuerzos centrífugos limita esta velocidad  $u_2$  y, consiguientemente, la relación de compresión máxima que se alcanza en un turbocompresor centrífugo, puede llegar en algunos casos particulares a  $\approx 4$  y aun mayor.

La velocidad máxima  $u_2$  en los rodetes de acero puede llegar hasta los 300 m/seg.

En construcciones especiales con aceros aleados se llega hasta los 500 m/seg.

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

#### V.5.- RELACIÓN DE COMPRESIÓN MÁXIMA EN UNA ETAPA DE UN TURBOCOMPRESOR CENTRÍFUGO

Aceptando la condición de rendimiento máximo,  $\beta_1 = 90^\circ$ , se demuestra que la máxima relación de compresión teóricamente alcanzable en una etapa vale,

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

Admitiendo la hipótesis simplificadora adicional de despreciar  $w_2$  frente a  $u_2$ , se cumple que,

$$c_2 = u_2 = r_2 \omega, \text{ por lo que, } u_2 = c_{2u} \quad \beta_2 = 90^\circ$$

$$\text{Relación de compresión, } c = \frac{p_3}{p_1} = \left( \frac{1}{\gamma} \frac{u_2^2}{R T_1} + 1 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

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

Puesto que la relación de compresión conseguida no depende de  $p_1$  sino de  $T_1$ , esto quiere decir que si un mismo compresor girando a una velocidad fija comprime aire desde 1 bar a 3 bar, lo comprimirá también por ejemplo desde 0,2 bar hasta 0,6 bar, siempre que en ambos casos la temperatura  $T_1$  a la entrada sea la misma.

## V.6.- RELACIÓN DE COMPRESIÓN MÁXIMA EN UN TURBOCOMPRESOR CENTRÍFUGO DE VARIOS ESCALONAMIENTOS

Colocando en serie cuantos rodets sean precisos, como en los dos representados en la Fig V.9, la relación de compresión total del turbocompresor es igual al producto de las relaciones de compresión de cada escalonamiento, y si la relación de compresión es la misma para todos los escalonamientos, resulta igual a la enésima potencia de dicha relación de compresión, siendo Z el número de escalonamientos. En la Fig V.9 se observa que E es la entrada del aire en el rodete, R los álabes móviles del rodete, F la corona directriz con álabes fijos, que a expensas de la energía cinética del aire incrementa la presión del mismo; rodeando el diafragma D de separación de los dos escalonamientos se encuentran el conducto inversor sin álabes I, de donde pasa el aire a la corona directriz de flujo centrípeto C, que constituye el elemento característico de los turbocompresores de varios escalonamientos.

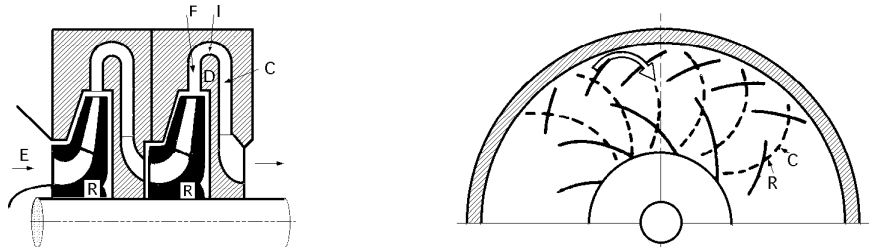


Fig V.9.- turbocompresor radial de varios escalonamientos, a) corte meridional; b) corte transversal

Estos álabes sirven para conducir el aire a la entrada del rodete siguiente con la misma velocidad, aproximadamente, en módulo y dirección que tenía a la entrada del primer rodete {en general la entrada en todos los rodets es sin rotación es,  $c_{1u} = 0$ .

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

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

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

El trabajo específico comunicado al aire viene expresado por la ecuación de Euler, (teoría unidimensional), de la forma,

$$T_{12} = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}$$

Como el aire obedece muy aproximadamente a la ecuación de los gases perfectos, la variación de la entalpía es,

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

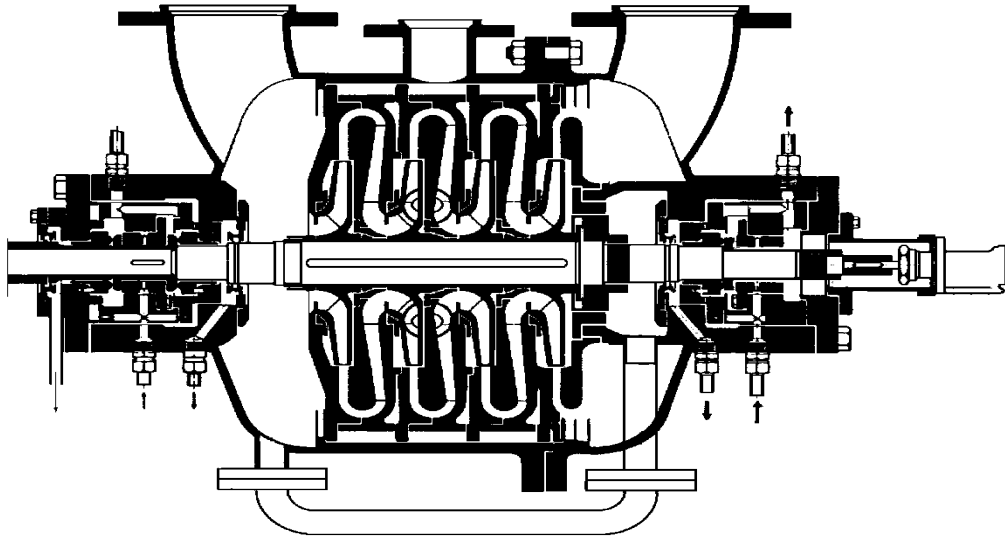


Fig V.10.- Turbocompresor centrífugo de escalonamientos múltiples, caudal de 2.700 m<sup>3</sup>/min, y elevadas presiones

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

Sustituyendo en,

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

se obtiene,

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

En la compresión isentrópica se tiene,  $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{-1}{\gamma}}$ , por lo que la relación de presiones es,

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

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

**Compresión adiabática real en el rodete.** - En el rotor real adiabático,  $Q_{12}=0$ , la compresión del aire, aunque no es isentrópica, se comprueba experimentalmente que sigue una ley aproximadamente politrópica de índice  $n$ , de la forma,

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

donde,  $T_2$  es la temperatura final real de la compresión

$n$ , para el aire, oscila en los compresores adiabáticos, entre 1,45 y 1,7

El rendimiento interno  $\eta_i$  de la compresión en el rotor, en función de las entalpías, es

$$\eta_i = \frac{h_{2t} - h_1}{h_{2r} - h_1} = \frac{T_{2t} - T_1}{T_{2r} - T_1}$$

por lo que,

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

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

**Compresión adiabática en el sistema difusor.-** Aplicando el Primer Principio entre los puntos 2 salida rodete y 3 entrada en el difusor, se observa que entre estos dos puntos no se ejerce ningún trabajo sobre el aire por lo que,  $T = 0$ ; en consecuencia, en la compresión (difusión) se tiene,

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

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

y para la compresión real politrópica,

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

donde  $\eta_{i \text{ difusor}}$  es el rendimiento interno del difusor, que en primera aproximación podemos suponer igual al del rodete y al de todo el escalonamiento.

El rendimiento interno de los compresores en régimen estacionario oscila entre  $0,75 \div 0,9$ .

## V.7.- DETERMINACIÓN DEL NUMERO Z DE ESCALONAMIENTOS DE UN TURBO-COMPRESOR CENTRÍFUGO

El número de escalonamientos Z del compresor se puede determinar una vez se ha fijado el número de revoluciones. En grupos estacionarios no se suele pasar de una relación de compresión,  $c = 2 \div 2,5$ , aunque se puede llegar hasta,  $c = 4 \div 4,5$ .

Tabla V.1.- Valores usuales de  $c$

$c$	1,1 $\div$ 1,5	1,5 $\div$ 2,5	2,5 $\div$ 4	7 $\div$ 10
Z	2	4	4 $\div$ 6	9 $\div$ 11

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

$$c = c_1 c_2 \dots c_n$$

siendo,  $c_1, c_2, \dots, c_n$ , las relaciones de compresión de cada escalonamiento.

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

Si las relaciones de compresión de todos los escalonamientos son iguales se tiene, para cada escalón,

$$c_{\text{(escalón)}} = \sqrt[n]{c}$$

Una vez fijado el número de revoluciones, se puede calcular el valor del número específico de revoluciones  $n_q$  de la forma,

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

ya que,  $Q = Q_E$ , es conocido,  $i$  se calcula con los datos iniciales para la unidad completa y  $n_q$  mediante la Tabla V.2, obteniéndose a partir de ellos el valor de  $n$  para todo el compresor.

Tabla V.2.- Cálculo de los valores de  $n$  a partir del  $n_q$

	$n_q$ rpm $\frac{\sqrt{m^3/\text{seg}}}{m^{3/4}}$	$n_s$ rpm $\frac{\sqrt{CV}}{m^{5/4}}$	$n_0$ Adimensional	Adimensional
$n_q$	1	$\frac{0,274}{\sqrt{\text{total}}}$	333	$158,13 \sqrt{\frac{\text{total}}{\text{estática}}}$
$n_s$	$365 \sqrt{\text{total}}$	1	$1246 \sqrt{\text{total}}$	$577 \sqrt{\frac{\text{total}}{\text{estática}}} \sqrt{\text{total}}$
$n_0$	0,003	$\frac{0,000822}{\sqrt{\text{total}}}$	1	$0,4744 \sqrt{\frac{\text{total}}{\text{estática}}}$
	$0,006324 \sqrt{\frac{\text{total}}{\text{estática}}}$	$0,001733 \sqrt{\frac{\text{total}}{\text{estática}}}$	$2,108 \sqrt{\frac{\text{total}}{\text{estática}}}$	1

Con el valor de  $n$  hallado, la Fig V.11 proporciona una estimación bastante razonable del número de escalonamientos, valor confirmado por la experiencia y que no representa el mínimo de escalonamientos.

A continuación se hace el reparto del salto entálpico total entre todos los escalonamientos, y se procede al diseño de las dimensiones principales de cada escalonamiento.

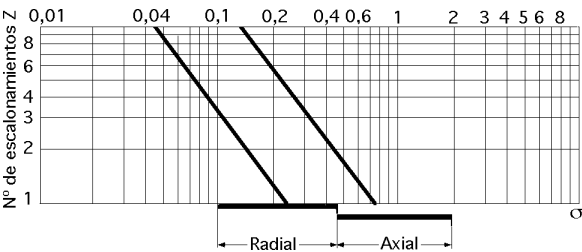


Fig V.11.- Estimación del número de escalonamientos Z de un turbocompresor

## V.8.- NUMERO DE ALABES DE UN TURBOCOMPRESOR CENTRÍFUGO

El *número de álabes del rodete* está relacionado,

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

b) Con la *altura teórica* que se puede conseguir con una geometría y un tamaño de rodete determinado.

La Fig V.12 permite seleccionar el número óptimo de álabes de un compresor radial en función del ángulo medio,  $\frac{1 + \beta_2}{2}$ , y de la relación de diámetros,  $\frac{d_2}{d_1}$ .

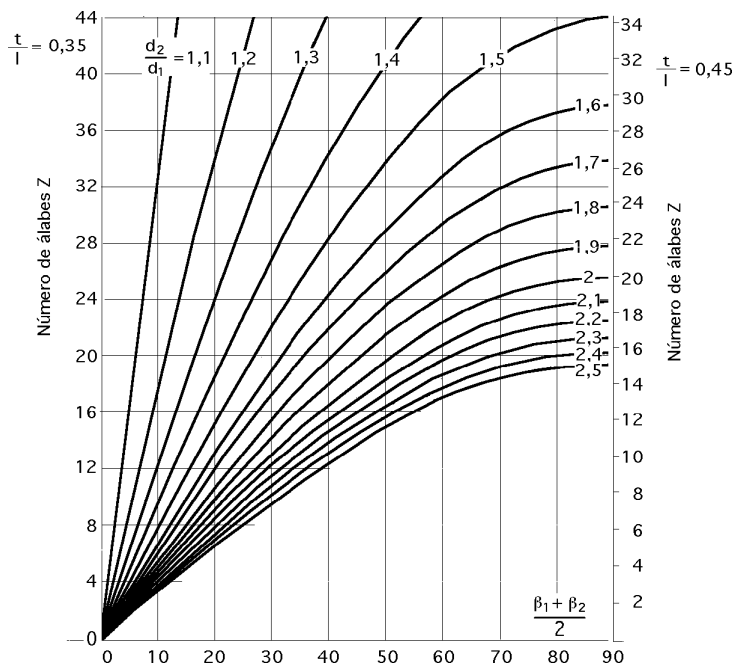


Fig V.12.- Número de álabes Z de un turbocompresor radial en función del ángulo medio de los álabes

También se puede llegar a una estimación del *número óptimo de álabes* mediante la fórmula propuesta por Stepanoff, que da buenos resultados para una amplia gama de velocidades específicas,

$$\frac{\text{Longitud desarrollada del álabe}}{\text{Paso del álabe}} = \frac{1}{\frac{d^2}{Z}} = 2,38 \quad ; \quad Z = 2,38 \quad d^2$$

con coeficiente de presión.



## VI.- COMPRESORES AXIALES (TG)

### VI.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.

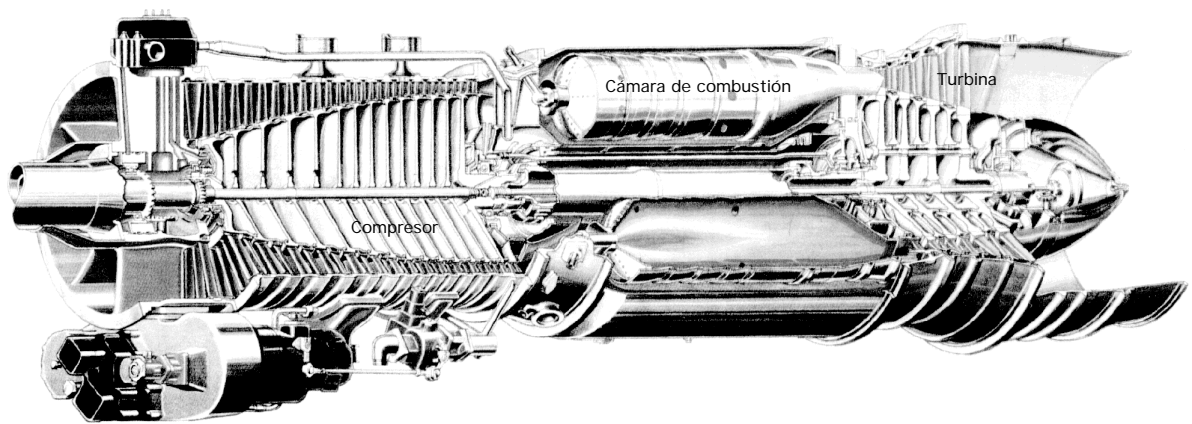
El diseño de los turbocompresores axiales entraña una gran dificultad dada la importancia especial que el método aerodinámico y el método de diseño de los álabes torsionados tiene en estas máquinas.

El ángulo de desviación,  $\alpha_1 - \alpha_2$ , de los álabes de un turbocompresor axial tiene que ser muy reducido si se quiere mantener un elevado rendimiento, siendo inferior a  $45^\circ$ , mientras que en las Turbinas de vapor o de gas es mucho mayor.

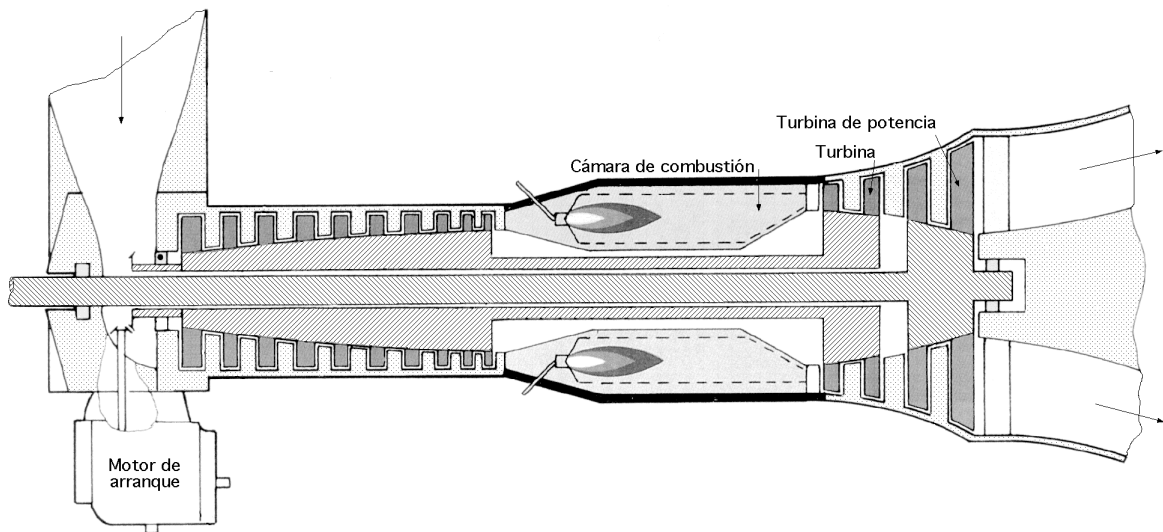
De los triángulos de velocidades, Fig VI.2, para una velocidad media,  $c_a = Cte$ , se obtiene,

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

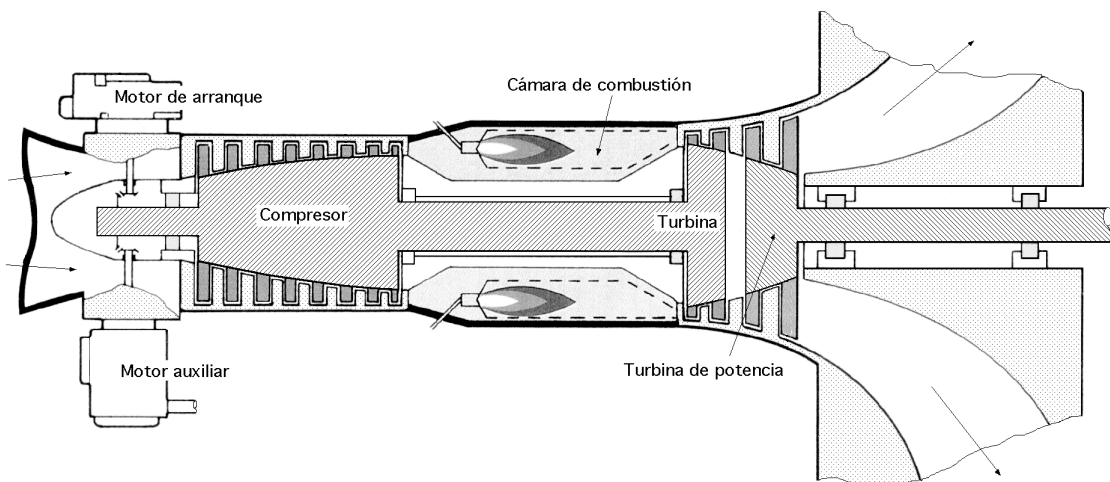
$$w_{2u} = -c_2 \cot \alpha_2 \quad ; \quad w_{1u} = -c_1 \cot \alpha_1$$



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 VI.1.- Sección interior de algunas turbina de gas axiales

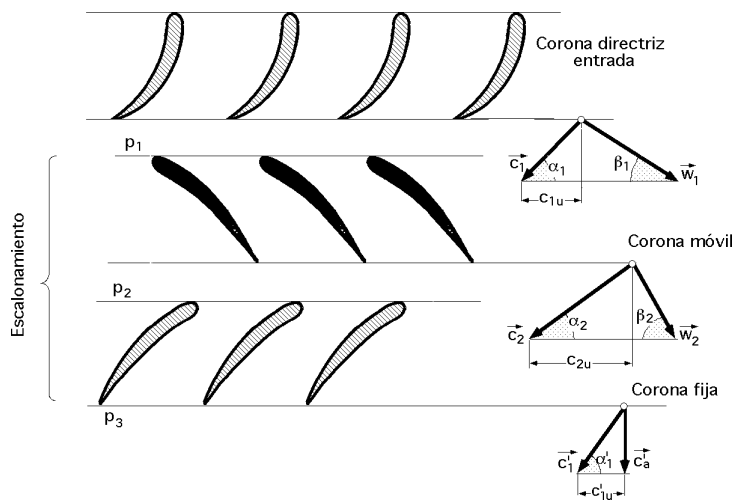


Fig VI.2.-Escalonamiento de un turbocompresor axial y triángulos de velocidades

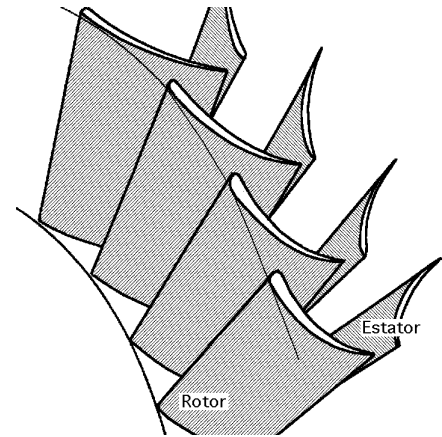


Fig VI.3.- Corona móvil y distribuidor de álabes guía en un compresor axial

El salto entálpico periférico en un escalonamiento de un turbocompresor axial, es,

$$T_u = u \cdot c_u = u (c_{2u} - c_{1u}) = u c_a (\cotg \alpha_1 - \cotg \alpha_2)$$

De esta ecuación se deduce que como en un turbocompresor axial la diferencia,  $\cotg \alpha_1 - \cotg \alpha_2$ , es muy pequeña, el aumento del salto por escalonamiento se tiene que conseguir mediante un aumento de la velocidad periférica  $u$  o de  $c_a$ . 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  $\epsilon$  por escalonamiento en los turbocompresores axiales es muy pequeña, del orden de 1,15 a 1,35 aproximadamente, y mucho menor que en el turbocompresor centrífugo.

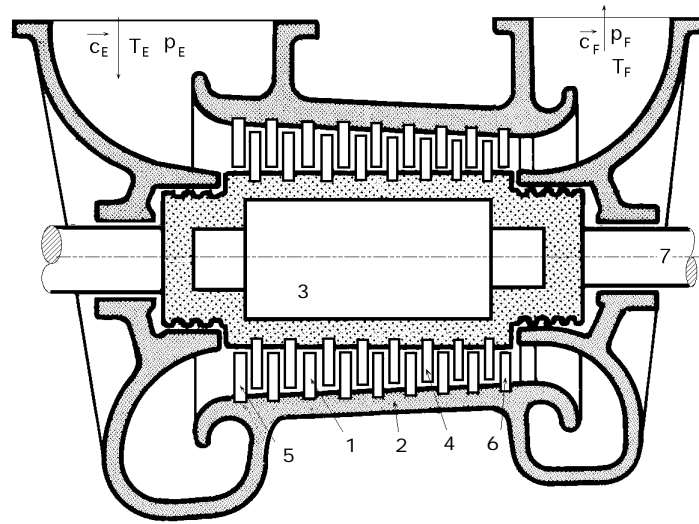
Sin embargo esto no es problema para que en la actualidad el turbocompresor axial predomine sobre el turbocompresor centrífugo en campos tales como las grandes potencias, los grandes caudales e incluso grandes relaciones de compresión para la impulsión de grandes caudales, del orden de,  $\epsilon = 4$ , 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 VI.3, lo que constituye una gran ventaja sobre el turbocompresor centrífugo, p.e. en la aplicación a los turborreactores de los aviones que precisan de pequeñas superficies frontales.

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

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

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



- 1) Corona fija; 2) Estator; 3) Tambor; 4) Corona móvil de un escalonamiento;  
5) Corona directriz de entrada; 6) Corona directriz final; 7) Eje

Fig VI.4.-Esquema del corte longitudinal de un turbocompresor axial

## VI.2.- INCREMENTO DE LA PRESIÓN TEÓRICA EN UN ESCALONAMIENTO DE TURBOCOMPRESOR AXIAL

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

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

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

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

Como en un turbocompresor axial el incremento de presión por escalonamiento es muy reducido, la variación de la densidad es también muy pequeña; si en primera aproximación se supone, para un solo escalonamiento, que la densidad,  $\rho = \text{Cte}$ , (no para el turbocompresor completo), se obtiene,

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

por lo que el incremento de presión teórico en un escalonamiento de un turbocompresor axial con

$\rho = \text{Cte}$ , y,  $c_3 \cong c_1$ , es:

$$p_3 - p_1 = \rho(u(c_{2u} - c_{1u})) = \frac{\rho}{2} \{(w_1^2 - w_2^2) + (c_1^2 - c_2^2)\} = (p_2 - p_1) + (p_3 - p_2)$$

**ROTOR DE UN TURBOCOMPRESOR AXIAL.-** En la corona móvil del escalonamiento de un turbocompresor axial con,  $\gamma = \text{Cte}$ , el incremento de entalpía, (para un observador que acompaña al fluido), es de la forma,

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

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 TURBOCOMPRESOR AXIAL.-** Asimismo el incremento de presión teórico en el estator (corona fija) del escalonamiento de un turbocompresor axial con,  $\gamma = \text{Cte}$  y  $c_3 = c_1$ , es,

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

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,  $\gamma = \text{Cte}$  equivale a tratar al compresor como una bomba hidráulica, por lo que las ecuaciones anteriores son las que dan los incrementos de presión en una bomba hidráulica o en un ventilador, ambos de tipo axial, mientras que en los turbocompresores axiales no constituyen más que una aproximación.

### VI.3.- FACTOR DE DISMINUCIÓN DE TRABAJO EN LOS TURBOCOMPRESORES AXIALES

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

El trabajo periférico o energía comunicada al fluido por el rodete,  $T_u$ , (teoría unidimensional), es,

$$T_u = u \cdot c_u = u (c_{2u} - c_{1u}) = u c_a (\cotg \alpha_1 - \cotg \alpha_2)$$

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

Para un gas perfecto, el aumento de entalpía es,  $c_p \cdot T$ , luego

$$c_p \cdot T_u = u c_a (\cotg \alpha_1 - \cotg \alpha_2)$$

donde 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  $T_u$  que experimenta el fluido a su paso por el escalonamiento, es,

$$T_u = \frac{u c_a}{c_p} (\cotg \alpha_1 - \cotg \alpha_2)$$

y el factor de disminución de trabajo en el turbocompresor axial,

$$= \frac{T_u}{T_u} = \frac{T_u}{T_u} < 1$$

con,

$T_u$  trabajo periférico

$T_u$  el trabajo periférico deducido del diagrama de velocidades.

El que el factor sea menor que la unidad se debe a que la velocidad media  $c_a$  se ha obtenido mediante la ecuación de continuidad, en el supuesto de que  $c_a$  sea constante de la base a la punta del álabe.

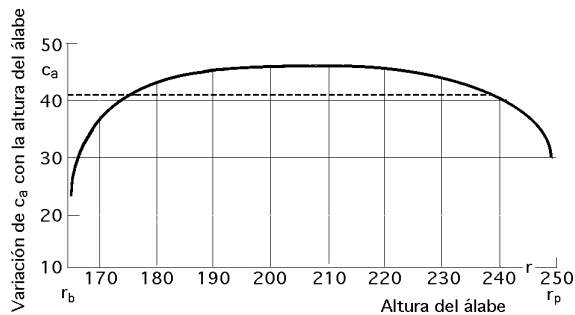


Fig VI.5.-Variación de  $c_a$  de la base a la punta del álabe en un turbocompresor axial

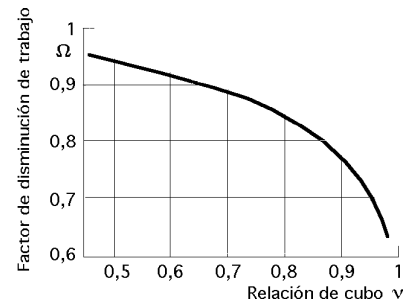


Fig VI.6.-Factor de disminución de trabajo, en función de la relación de cubo en un turbocompresor axial.

Sin embargo, en el turbocompresor axial real el valor de  $c_a$  no es constante, como se indica en la Fig VI.5, que representa la variación de  $c_a$  según medidas experimentales desde la base a la punta del álabe del turbocompresor axial, por lo que el valor de  $c_a$  en la ecuación,

$$T_u = \frac{u c_a}{c_p} (\cotg \alpha_1 - \cotg \alpha_2)$$

es excesivamente elevado; como consecuencia de la distribución no uniforme de la velocidad  $c_a$ , el valor de  $c_u$  y el factor,  $\cotg \alpha_1 - \cotg \alpha_2$ , también son excesivos.

En los cálculos, el factor de disminución de trabajo se puede suponer del orden de 0,86; depende de la relación de cubo, y para más exactitud deberá tomarse de la Fig VI.6 en función de dicha relación.

#### VI.4.- GRADO DE REACCIÓN DE UN TURBOCOMPRESOR AXIAL

Si seguimos manteniendo la teoría unidimensional,  $\Omega = \text{Cte}$ , el grado de reacción de un turbocompresor axial se puede definir utilizando la misma ecuación que define el grado de reacción de las turbinas hidráulicas, es decir,

$$= \frac{\text{Salto de presión en la corona móvil}}{\text{Salto de presión en el escalonamiento}} = \frac{P_2 - P_1}{P_3 - P_1}$$

donde los subíndices se refieren a las secciones indicadas en la Fig VI.16 que corresponde a un escalonamiento con grado de reacción,  $0,5 < \sigma < 1$ .

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

Todos estos valores 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 VI.7 se presentan cinco casos en que  $\sigma$  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 las disposiciones más corrientes.

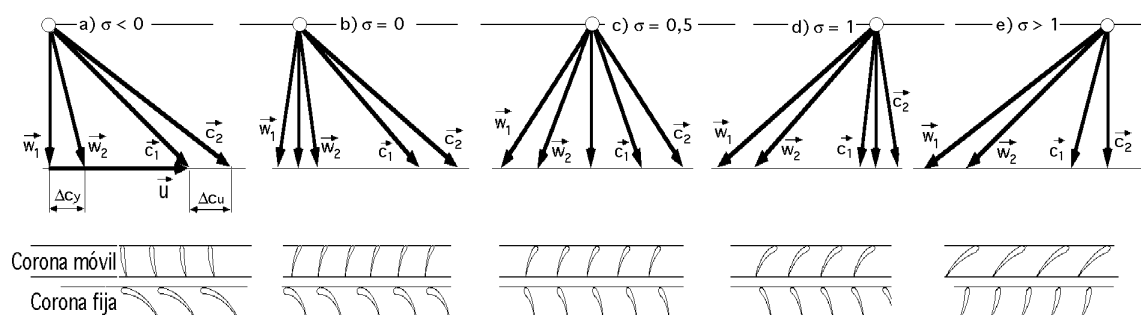


Fig VI.7.-Triángulos de velocidad de diferentes escalonamientos de turbocompresor axiales, con la misma relación de presiones, y distintos grados de reacción,  $\sigma < 0$ ;  $\sigma = 0$ ;  $\sigma = 0,5$ ;  $\sigma = 1$ ;  $\sigma > 1$

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  $u$ , así como el mismo  $c_u$  y, por tanto, el trabajo absorbido en todos los escalonamientos de la Fig VI.7,  $u \cdot c_u$  es el mismo; el valor,  $c_{1a} = c_{2a} = c_a$ , es igual también en todos los triángulos.

El grado de reacción,  $\sigma = 0$ , correspondiente al escalonamiento puro de acción y el grado de reacción,  $\sigma < 0$ , 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,  $\sigma = 1$ , corresponde al escalonamiento puro de reacción.

En general, la gama más utilizada hasta el presente en los grados de reacción de los turbocompresores axiales ha sido la de, 0,4 a 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 VI.8 que constituyen una clasificación que ha sido muy empleada, en los que,  $c_3 = c_1$ ,

a) *Escalonamiento simétrico*,  $\sigma = 0,5$ ;  $\alpha_1 < 90^\circ$ ;  $\alpha_2 < 90^\circ$ , Fig VI.8a.

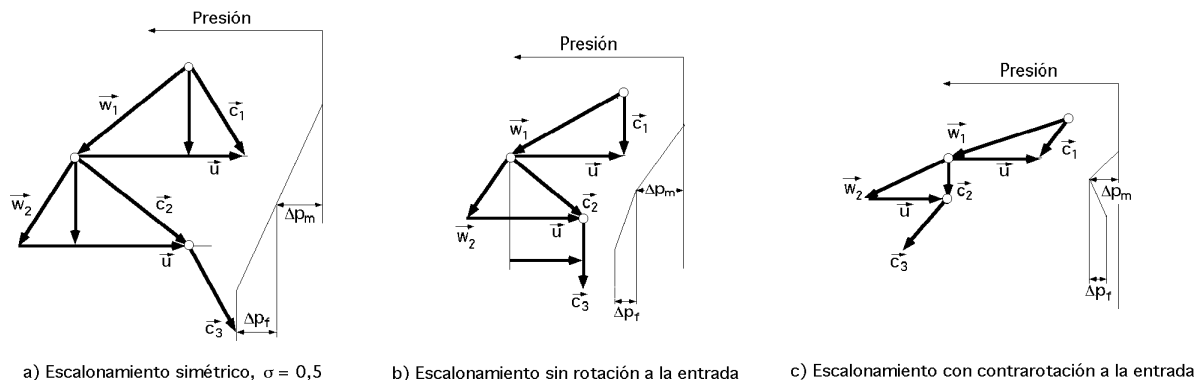
b) *Escalonamiento sin rotación (a la entrada)*,  $0,5 < \sigma < 1$ ;  $\alpha_1 = 90^\circ$ ;  $\alpha_2 < 90^\circ$ , Fig VI.8b.

c) *Escalonamiento con contrarrotación (a la entrada)*,  $\sigma > 1$ ;  $\alpha_1 > 90^\circ$ ;  $\alpha_2 < 90^\circ$ , Fig VI.8; este tipo de escalonamiento se diseña para una salida del rodete axial,  $\alpha_2 = 90^\circ$ .

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 turbocompresores axiales de turbina de gas de aviación se caracterizan por tener grandes velocidades periféricas, y se utiliza el turbocompresor axial de,  $\sigma = 0,5$ , que tiene la ventaja constructiva de utilizar el mismo perfil de álabe para la corona móvil y la corona fija, pudiendo realizar una compresión más uniforme.

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

Comparando entre sí los *tipos de escalonamientos* representados en la Fig VI.8, vamos a considerar las siguientes situaciones,



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

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

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

Fig VI.8.- Triángulos de velocidades e incrementos de presión en la corona fija y en la corona móvil, para los tres tipos de escalonamientos más corrientes de turbocompresores axiales

a) Supongamos en primer lugar que en ambos son iguales  $u$  y  $c_a$  así como el ángulo de desviación,  $\alpha_1 = \alpha_2$ . En este caso la presión para,  $\sigma = 1$ , es mayor que para,  $\sigma = 0,5$ , puesto que en este último la diferencia,  $\cotg \alpha_1 - \cotg \alpha_2$ , es menor que en el primero, ya que del triángulo de velocidades se deduce que,

$$\cotg \alpha_1 - \cotg \alpha_2 = \frac{\sin(\alpha_2 - \alpha_1)}{\sin \alpha_1 \sin \alpha_2}$$

b) Si suponemos  $u$  y  $c_a$  iguales, así como,  $\cotg \alpha_1 - \cotg \alpha_2$ , las presiones creadas por los esca-



lonamientos también son iguales, mientras que,  $\sigma_1 - \sigma_2$ , será mayor en el caso de,  $\sigma = 0,5$ , por lo que las pérdidas de ordinario serán también mayores y la estabilidad de funcionamiento del compresor será menor.

## VI.5.- COEFICIENTES DE DISEÑO DE UN TURBOCOMPRESOR AXIAL

**Coeficiente de carga  $\Psi$ .**- El coeficiente de carga o de presión de un escalonamiento, referido a la punta del álabe, expresa la capacidad de trabajo  $T_u$  por unidad de masa desarrollado por el escalonamiento; se define como,

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

siendo  $T_u$  el salto energético adiabático isentálpico en el escalonamiento.

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

En los turbocompresores de varios escalonamientos los valores de  $\Psi$  en la base y en la mitad del álabe son,

$$\Psi_{\text{base}} < 1 \quad ; \quad \Psi_{\text{mitad del álabe}} < 0,7$$

**Coeficiente de caudal o de flujo  $\Phi$ .**- Está relacionado con el tamaño de la máquina para un gasto másico  $G$  dado y se define por la expresión,

$$\Phi = \frac{G}{u}$$

En el diseño de los turbocompresores axiales de varios escalonamientos, se recomienda mantener,

$$\Phi = 0,45 \sqrt{\dots}$$

Los valores usuales de  $\Phi$  referidos no al diámetro exterior, sino al diámetro medio, suelen estar comprendidos entre, 0,5 y 0,8.

**Relación de cubo  $\nu$ .**- Se define como la relación entre el radio de la base y el radio de la punta del álabe,

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

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

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

lo que equivale a escoger  $\sigma$  entre los límites,  $0,5 < \sigma < 0,85$ .

**Número específico adimensional de revoluciones  $\sigma$ .**- El coeficiente adimensional  $\sigma$  en los turbo-compresores axiales se define en la forma,

$$\sigma = \frac{\sqrt{(1 - \sigma^2)}}{3/4}$$

**Número de Mach.**- Sabemos que para un escalonamiento, se tiene,

$$T_u = \frac{u^2}{2}$$

Aumentar la relación de compresión de un escalonamiento equivale a aumentar el trabajo  $T_u$  para lo cual, una vez escogido un valor de  $\sigma$ , la velocidad periférica  $u$  aumentará, lo que implica, para valores constantes de  $c_a$  y  $c_u$  a la entrada del rodete un aumento de  $w_1$  que, al acercarse a la velocidad del sonido  $c_s$ , aumenta el número de Mach,  $M = \frac{w_1}{c_s}$ , hasta llegar al valor crítico, que viene a estar comprendido entre 0,65 y 0,85, pasando de régimen subsónico a transónico.

En los álabes de gran espesor y gran curvatura el número crítico es aún menor. 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 con que 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 n° 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 turbocompresor en el enrejado de álabes.

Para un mismo enrejado de álabes se tiene que mantener la semejanza de triángulos para evitar el choque, por lo que un aumento de  $u$  implica un aumento de  $w_1$  y  $c_a$ , y cuya limitación lleva consigo la limitación de la velocidad periférica  $u$ .

En los turbocompresores 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  $c_s$  también, que es del orden de,  $c_s = 20 \sqrt{T}$

## VI.6.- FORMAS BÁSICAS DEL PERFIL DE UN TURBOCOMPRESOR 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, 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 VI.9.

**Diámetro exterior  $d_p$  constante**, Fig VI.9a.- La disminución creciente de la altura del álabe se consigue aumentando el diámetro  $d_b$  en el sentido de la compresión. Con este tipo se alcanzan valores grandes de trabajo de compresión por escalonamiento, de 30 a 40 kJ/kg, reduciéndose el número de escalonamientos.

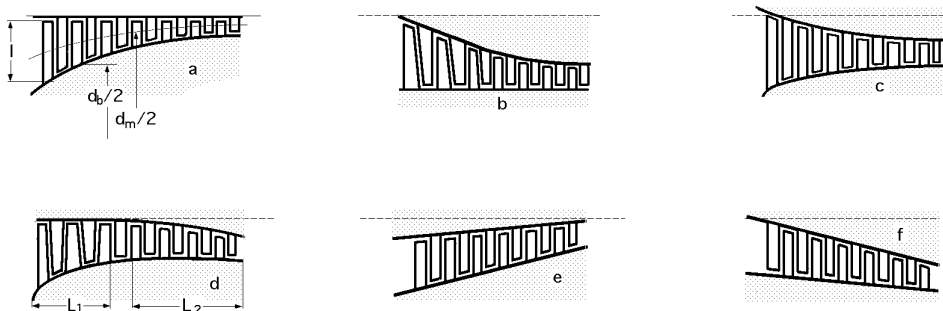


Fig VI.9.-Formas básicas del corte de un turbocompresor axial

Las desventajas de este diseño son,

- a) Si el gasto es pequeño y la relación de compresión total es grande, los álabes de las últimas coronas móviles son muy cortos, lo que influye desfavorablemente en el rendimiento.
- b) Esta construcción es tecnológicamente complicada.

**Diámetro  $d_b$  constante.**- En este diseño el diámetro  $d_p$  es variable, siendo el trabajo por escalonamiento menor que en el caso anterior, pero desaparecen las dos desventajas enumeradas.

**Diámetro  $d_m$  constante**, Fig VI.9c.- *El diámetro  $d_m$  aumenta al principio y luego disminuye*, Fig VI.9d.- 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 VI.9e.- Con este tipo se consigue disminuir el número de escalonamientos, para caudal volumétrico pequeño y grado de compresión elevado.

*El diámetro  $d_m$  disminuye en el sentido del flujo*, Fig VI.9f.- 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.

## VI.7.- NUMERO DE ESCALONAMIENTOS DE UN TURBOCOMPRESOR AXIAL

Al igual que en los turbocompresores radiales se puede hacer una estimación del número de escalonamientos a base de los datos iniciales conocidos, calculando el número específico adimensional de revoluciones del turbocompresor completo.

Para determinar se calcula primero  $n_q$  para la unidad completa

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

y posteriormente con ayuda de la Tabla VI.1, el valor de  $\eta_i$  que proceda.

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

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

donde  $p_2/p_1$  es la relación de compresión y el rendimiento interno  $\eta_i$  hay que estimarlo, alcanzándose rendimientos internos en cada escalonamiento del orden de 0,9 a 0,92 siendo el rendimiento interno de todo el compresor del orden de 0,86 a 0,90.

El salto energético total en la máquina es,  $\Delta h_{total} = \frac{R T_F}{\eta_i - 1} \left\{ \left( \frac{p_F}{p_E} \right)^{\frac{1}{\eta_i}} - 1 \right\}$

Tabla VI.1.- Estudio comparativo de los tres diseños básicos de turbocompresores axiales en función de

Escalonamiento	Simétrico	Sin rotación	Contrarrotación
Grado de reacción	0,5	$0,5 < \alpha < 1$	$\alpha > 1$
u y $c_a$ la misma en todo los escalonamientos	w pequeña Poco rozamiento Buen rendimiento	w intermedia	w grande
w y $c_a$ la misma en todo los escalonamientos	u grande Reducción del número de escalonamientos	u intermedia	u pequeña
u y w la misma en todos los escalonamientos	$c_a$ grande Aumento de la capacidad para un cierto trabajo	$c_a$ intermedia	$c_a$ pequeño
p	grande Reducción del número de escalonamientos	Intermedio	pequeño

## VI.8.- DIMENSIONES PRINCIPALES DE UN TURBOCOMPRESOR 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 VI.10, Eckert, que sólo es aplicable al diseño **a** de la Fig VI.9, y que permiten estimar rápidamente las dimensiones principales de un turbocompresor axial de diámetro exterior constante.

Por lo que se refiere a los tres diseños fundamentales estudiados anteriormente, los gráficos de la Fig VI.8 sólo se pueden aplicar al diseño sin rotación,  $\alpha = 90^\circ$ , de la Fig VI.8b, y en ninguna caso al diseño en contrarrotación de la Fig VI.8c,  $\alpha > 90^\circ$ .

Si la rotación es positiva,  $\alpha < 90^\circ$ , como en la Fig VI.8a, los gráficos sí se pueden aplicar.

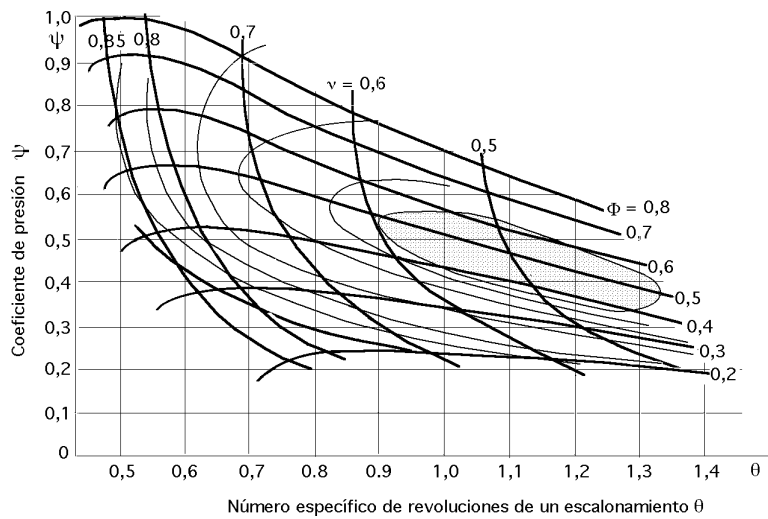


Fig VI.10.-Diagrama de Eckert para el cálculo de las dimensiones de un turbocompresor axial

En la Fig VI.11 se presentan los valores óptimos para el coeficiente de presión  $\psi$  y de caudal  $\Phi_a$ , la relación de cubo  $v$  y el rendimiento interno óptimo  $\eta_{ie}$  de un escalonamiento, en función del número específico de revoluciones  $\theta$  del turbocompresor axial referido a un escalonamiento.

Para determinar el número específico de revoluciones del turbocompresor axial  $\theta$  de cada escalonamiento, hay que calcular el salto adiabático isentrópico medio del escalonamiento en la forma,

$$i = \frac{1,03}{Z} \frac{I}{Z}$$

en la que el valor 1,03 tiene en cuenta el factor de recalentamiento del fluido.

*El número específico de revoluciones del turbocompresor axial,  $\theta$  de cada escalonamiento, disminuye desde el primero hasta el último escalonamiento, aumentando al mismo tiempo la relación de cubo y el coeficiente de presión.*

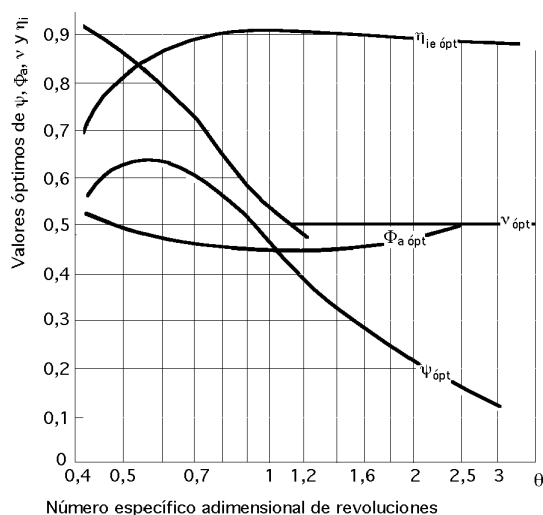


Fig VI.11.- Valores óptimos de  $\psi$ ,  $\Phi_a$ ,  $v$  y  $\eta_{ie}$ , en función del número específico de revoluciones de un escalonamiento de turbocompresor axial, sin rotación a la entrada,  $\alpha_1 = 90^\circ$

Si se conoce el número específico de revoluciones  $n_1$  para el primer escalonamiento, se obtienen de la Fig VI.11 los valores de,  $\phi_1$ ,  $\lambda_1$ ,  $\lambda_{i1}$ .

En los turbocompresores 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 VI.11, 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  $d_p$  se puede utilizar la fórmula,

$$d_p = \sqrt{\frac{4 Q_1}{(1 - \phi_1)^2 n_1 u_p}}$$

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

$\Phi_1$  es el coeficiente de caudal del primer escalonamiento.

Si el número de revoluciones  $n$  es un dato inicial, el diámetro vale,  $d_p = \frac{u_p}{n}$

y la longitud axial del álabe,  $b = (0,25 + 0,35) d_p$ , para,  $300 \text{ mm} < d_p < 600 \text{ mm}$

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

## VI.9.- PROCEDIMIENTO DE CALCULO DE UN TURBOCOMPRESOR AXIAL

En el diseño de un turbocompresor axial es importante tener en cuenta las siguientes consideraciones,

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

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

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

*d) El número de revoluciones* es con frecuencia el factor decisivo en el diseño; de manera que si el número de revoluciones viene prescrito por la máquina conducida, turbocompresor 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.

*e) Realización de un diseño adiabático o diseño refrigerado.*

**DISEÑO REFRIGERADO DE UN TURBOCOMPRESOR AXIAL.-** Con los datos iniciales del proyecto y el diagrama (i - s) se conocen,

\* Presión y temperatura del gas a la entrada del turbocompresor,  $p_E, T_E$

\* Relación total de compresión,  $p_F/p_E$

\* Salto adiabático isentálpico total o salto energético en la máquina  $\Delta i$

\* 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  $\eta_{ie}$  y del factor de recalentamiento.

\* El caudal másico  $G$  constante en toda la máquina o el caudal volumétrico a la entrada, estando ambos relacionados por la ecuación,

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

\* Selección del número de revoluciones  $n$  (si no es un dato del proyecto).

\* Cálculo del número de escalonamientos  $Z$ .

\* Decidir entre diseño con circulación constante o torbellino libre,  $c_a = \text{Cte}$ ;  $a = \text{Cte}$ ;  $c_u r = \text{Cte}$ , o diseño con grado de reacción constante,  $\sigma = \text{Cte}$ , de la base a la punta.

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

\* Selección de los coeficientes de presión  $\psi$ , de caudal  $\Phi$ , y de empuje ascensional  $C_a$  desde la entrada a la salida de la máquina.

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

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

En este esquema se prescinde de la refrigeración, que podrá hacerse después de cada cuerpo del turbocompresor, o incluso después de cada escalonamiento en los turbocompresores más eficientes, y consideramos cada cuerpo o cada escalonamiento, idealmente adiabáticos.

Valores usuales de  $c_a$  son, Compresores estacionarios, 80 ÷ 120 m/seg  
Compresores móviles, 140 ÷ 200 m/seg

La longitud radial de los álabes no debe ser menor de 35 a 40 mm.

Los valores de  $d_{m1}$  y  $l_1$  están relacionados entre sí y con la relación de cubo por la ecuación,

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

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

\* *Determinación del diámetro medio del último escalonamiento, utilizando el coeficiente de caudal  $\Phi_a$  último, y  $v_F$ .*

\* *Selección de la forma del corte meridional.*

\* *Construcción de los triángulos de velocidades, tanto a la entrada como a la salida, al menos en la base, álabe medio, y punta del álabe (aunque conviene hacerlo en 5 o más secciones del álabe). A continuación se comprueba el ángulo de desviación,  $\Delta\theta = \beta_2 - \beta_1$ , que ha de tener un valor conveniente. Es muy difícil que los ángulos de la corriente a la entrada y la salida  $\beta_1$  y  $\beta_2$  coincidan con los ángulos que forman las tangentes a la línea media del álabe; de manera que, en general, aun en el punto de diseño, la desviación de la corriente no coincidirá con la desviación que marca la línea media del perfil, como se ve en la Fig VI.12.*

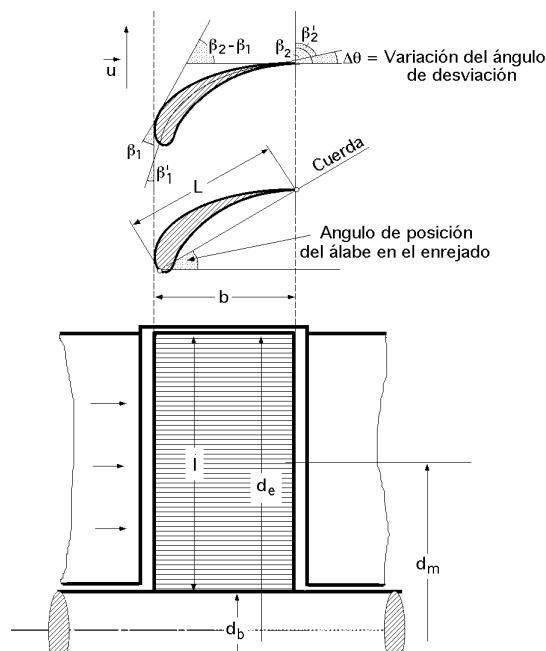


Fig VI.12.- Corte meridional de una corona móvil de turbocompresor axial y desarrollo cilíndrico

\* *Determinación del paso relativo,  $t/L$  en todas las secciones, que suele oscilar entre 0,9 y 1, pudiéndose extender la gama por un lado y por otro de 0,5 a 1,5.*

El número  $Z$  de álabes viene relacionado con el paso  $t$  por la ecuación,  $t = \frac{d}{Z}$

\* *Determinación de la cuerda del perfil  $L_m$  en el diámetro medio.*

\* *Diseño del álabe de la base a la punta, teniendo en cuenta la ecuación,*

$$c_a L \sqrt{\left(u - \frac{c_u}{2}\right)^2 + c_a^2} = \text{Cte}$$

\* *Comprobación del número de Mach en cada sección del álabe*

\* *Determinación del rendimiento del escalonamiento, del estado del gas y de la longitud del álabe a la*



*salida del escalonamiento.*

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

## VI.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, 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.

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

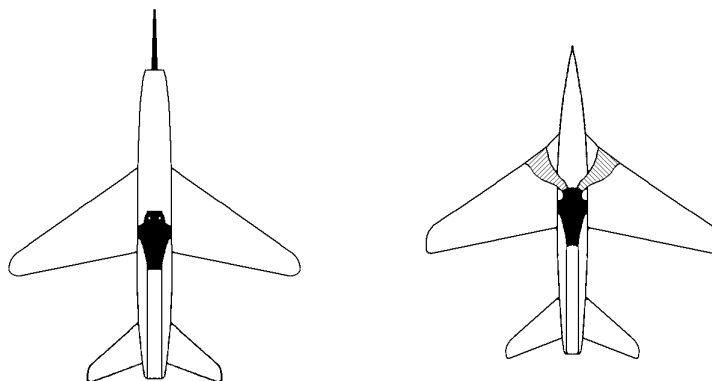


Fig VI.13.- Conductos simple y dividido

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. En los monomotores, donde 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.

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.; este 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  $8^\circ$  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 de 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 un valor menor que la unidad, 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.

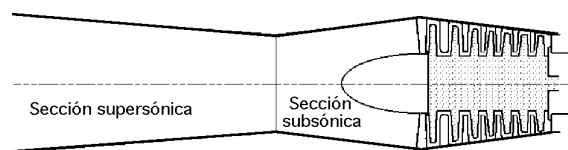


Fig VI.14.- Conducto supersónico, tipo Pitot

El ejemplo más simple de conducto de entrada supersónico es el de tipo Pitot, Fig VI.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-subsonico, 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  $c_j$  en función de la velocidad antes del choque  $c_i$  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.

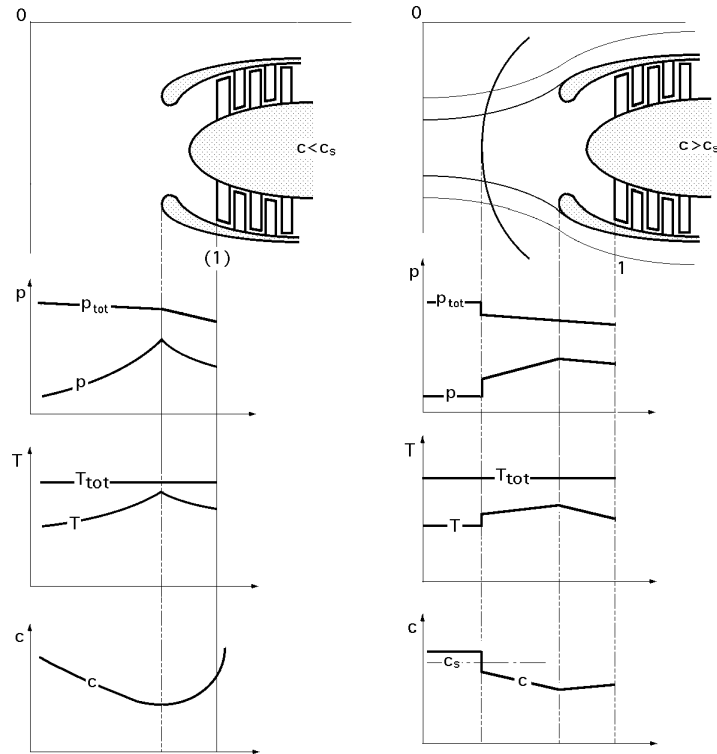
Aunque teóricamente el choque normal se podría dar en un conducto de sección constante, en la práctica, y a causa de los efectos de la capa límite, que no se han tenido en cuenta, el choque oscila axialmente en el conducto. Para que el choque sea estable es necesario que exista una discontinuidad o cambio 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 VI.15a 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  $c$ , desde la admisión hasta la entrada de la primera corona móvil; y en la Fig VI.15b, se representa esto mismo para una corriente supersónica. Si el número  $M$  es pequeño, de 1 a 1,5 aproximadamente, 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.



Difusores de un turborreactor, a) Subsónico; b) Supersónico  
Fig VI.15.- Curvas de variación de  $p$ ,  $p_{tot}$ ,  $T$ ,  $T_{tot}$  y  $c$  en la admisión

Tabla VI.2.- Valores de  $\eta_{tot}$  para  $M = 3$

Para $M = 3$	$\eta_{tot}$
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

En los turborreactores, pulsorreactores y estatorreactores la eficiencia del difusor de entrada se puede valorar mediante el llamado coeficiente de caída de presión total  $\eta_{tot}$  del difusor; cuanto mayor sea  $\eta_{tot}$  tanto mayor será la presión lograda a la salida del difusor.

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  $\eta_{tot}$  se define en la forma,

$$\eta_{tot} = \frac{p_{1\ tot}}{p_{0\ tot}}$$

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

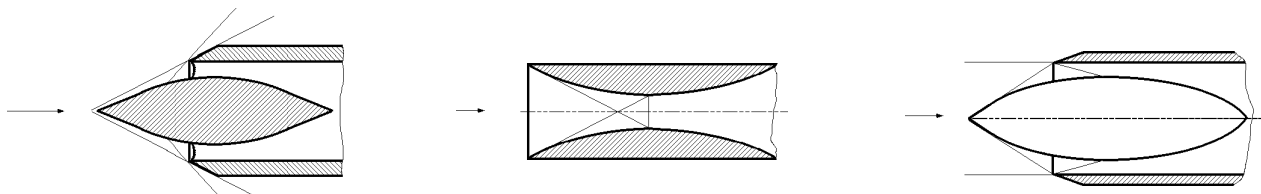
En la actualidad, por ejemplo, con  $M = 2,2$  se pueden alcanzar valores de  $\eta_{tot} = 0,90$  y aún mayores.

En la Fig VI.16 se muestran los tres tipos de difusores supersónicos,

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

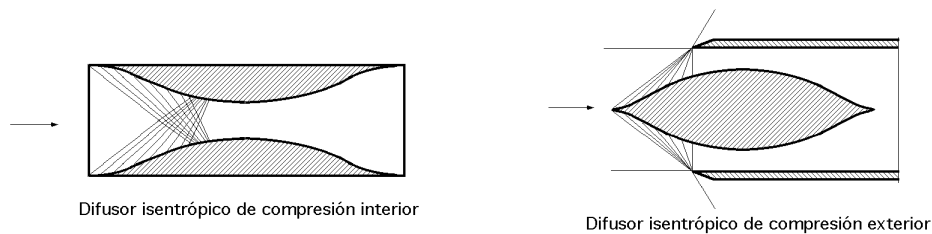
b) *Difusor con compresión interior, Fig VI.16b. Las ondas se crean en el interior del difusor.*

c) *Difusor con compresión interior y exterior, Fig VI.16c.*



a) Con compresión exterior; b) Con compresión interior; c) Con compresión mixta

Fig VI.16.- Difusores supersónicos



Difusor isentrópico de compresión interior

Difusor isentrópico de compresión exterior

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

Las Fig VI.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 turbocompresor 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 turbocompresores 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.

## VI.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.

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.

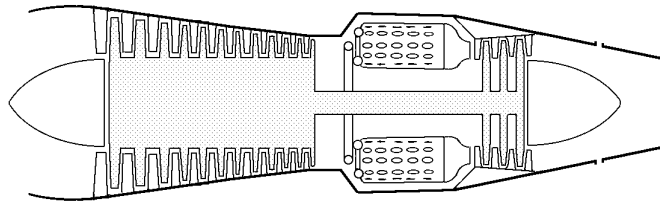


Fig VI.18.- Turbocompresor axial

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.

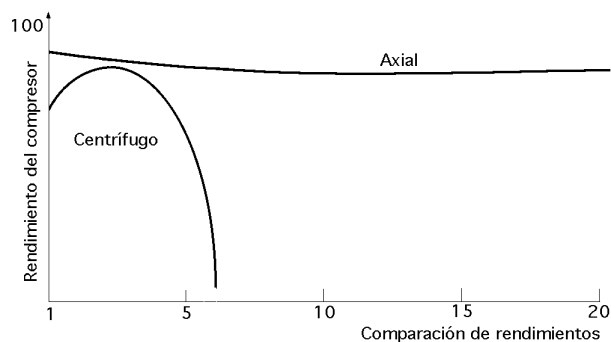


Fig VI.19.- Comparación de rendimientos

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 y la temperatura de entrada en 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.

**MOTORES DE DOBLE FLUJO, TURBOFAN.-** 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 interior del motor entra el flujo primario y por el exterior el flujo secundario.

*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 específico.
- \* 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.*

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

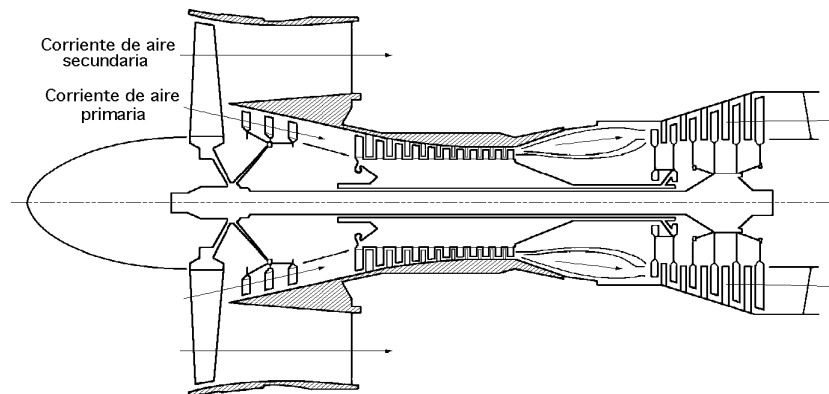


Fig VI.20.- Esquema de Turbofan

A partir de una relación, 3/1, se denominan motores de gran índice 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.

## VI.12.- EL TURBOCOMPRESOR SUPERSÓNICO

A los turbocompresores 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 turbocompresor 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 turbocompresores axiales en perfiles aislados, en enrejados, capa límite, corrientes secundarias y comportamiento a cargas parciales. Para ampliar la zona de funcionamiento estable de los turbocompresores se utilizan hoy día no sólo directrices orientables, sino también álabes móviles orientables.

Con el turbocompresor 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 cau-

dales, pero con rendimientos bajos, a causa de la pérdida de presión total, que tiene lugar a través de la onda de choque. El diseño de un turbocompresor 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 turbocompresor,

- a) Corona móvil supersónica y corona fija subsónica
- b) Corona móvil subsónica y corona fija supersónica
- c) Corona móvil y fija supersónicas.

En la Fig VI.21 se presenta un esquema de la corona móvil de un turbocompresor 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

La velocidad  $c_0$  puede ser del orden de 0,8 a 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  $w_1$  excede mucho la velocidad del sonido.

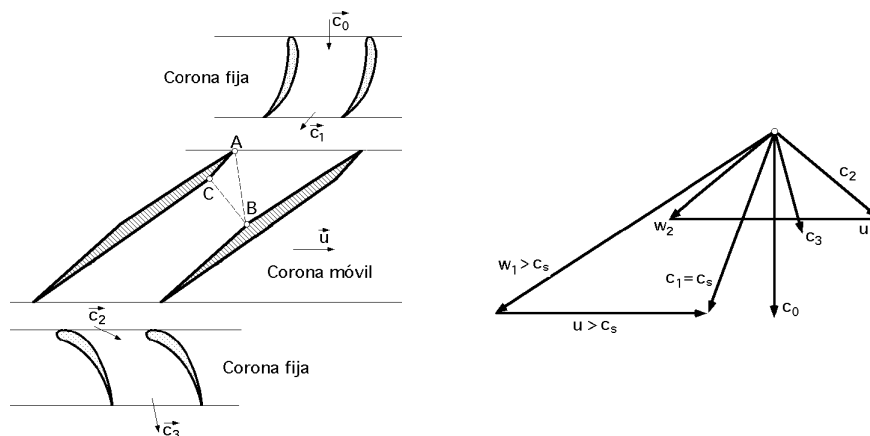


Fig VI.21.- Corona móvil supersónica de un turbocompresor axial con las coronas anterior y posterior fijas

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  $w_2$  es menor que la velocidad del sonido. En estos turbocompresores 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 VI.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 y aún mayores.



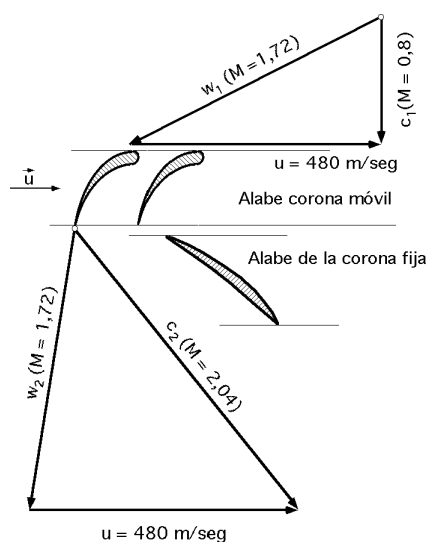


Fig VI.22.- Escalonamiento supersónico de un turbocompresor axial con coronas móvil y fija supersónicas

Algunas de las mejoras más significativas que se han conseguido en el diseño de los turbocompresores, 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.

Las dificultades mecánicas y aerodinámicas que lleva consigo la construcción de un turbocompresor supersónico son muy elevadas, siendo difícil conseguir un buen rendimiento y un funcionamiento estable. Al mismo tiempo el área frontal del turbocompresor supersónico no es inferior a la del turbocompresor subsónico.

Los turbocompresores 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 turbocompresores supersónicos; los escalonamientos transónicos han dado resultados satisfactorios en la primera o dos primeras coronas de un turbocompresor axial, estableciéndose un límite superior de  $M = 1,2$  a  $1,3$  que no conviene exceder.

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

## VII.- REFRIGERACIÓN DE LOS ALABES (TG)

### VII.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*

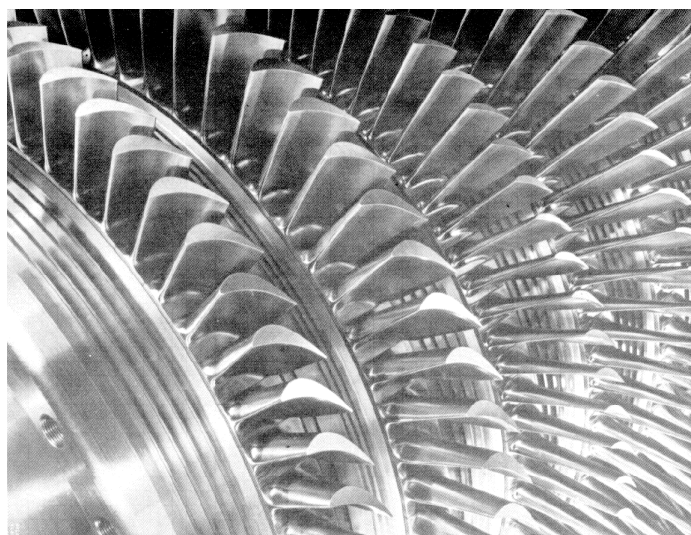


Fig VII.1.- Alabes de una turbina de gas

- 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.

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.

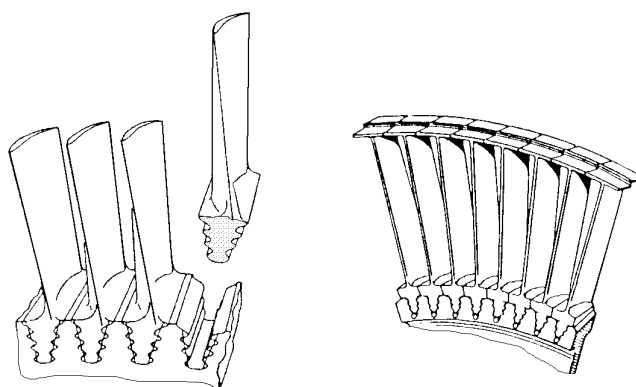


Fig VII.2.- Disposición de los álabes en la corona

**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.

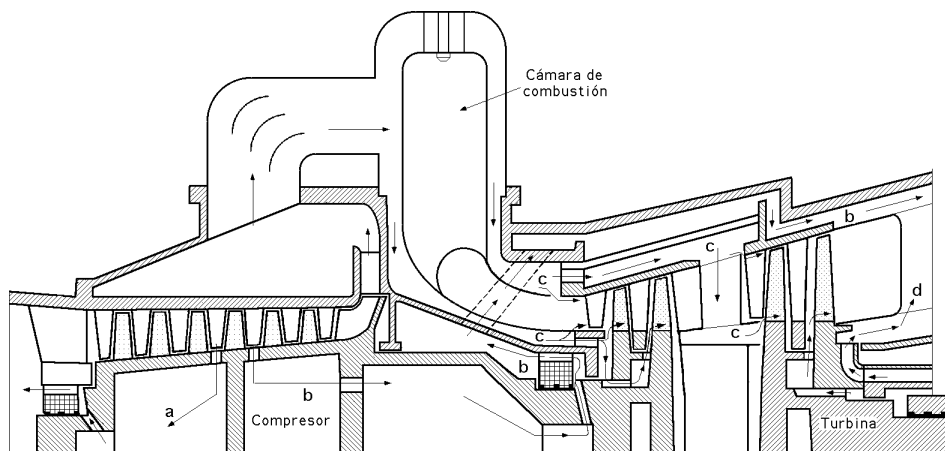
El procedimiento de fundición en coquilla cerámica, (moldeo en cáscara), atenúa este inconveniente, ya que mientras el molde clásico es macizo y robusto, el molde en cáscara sólo tiene unos milímetros de espesor por lo que se enfría más rápidamente y el grano es más fino.

Durante mucho tiempo los álabes móviles de las coronas se han construido exclusivamente 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.

## VII.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.



- 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 VII.3.- Circuitos de refrigeración en una turbina de gas

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.

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 fijos del distribuidor y de los móviles de la corona.

Los álabes fijos del distribuidor, (los del primer escalonamiento), se pueden refrigerar constru-

yendo 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 con que se construyen hoy en día, hacen inútil esta precaución.

### VII.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,  $\tau = \frac{T_3}{T_1}$ , 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  $\tau$ .

En las turbinas de gas de aviación, el incremento de la temperatura de entrada en la turbina y, por tanto, el valor de,  $\tau = \frac{T_3}{T_{\text{máx}}}$ , para un valor dado de  $T_{\text{atm}}$  (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), y del 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 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**

a) Refrigeración indirecta, que consiste en utilizar el líquido como refrigerante del aire que, a su vez, va a circular por el interior de los álabes y será el refrigerante directo de los mismos.

b) Refrigeración directa, en la que el líquido es el refrigerante que circulará por el interior de los álabes.

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

*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 aporta en el lugar óptimo para mejorar el rendimiento del ciclo*

*La cantidad de calor que puede absorber estaría limitada por problemas ligados 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.-** La 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.

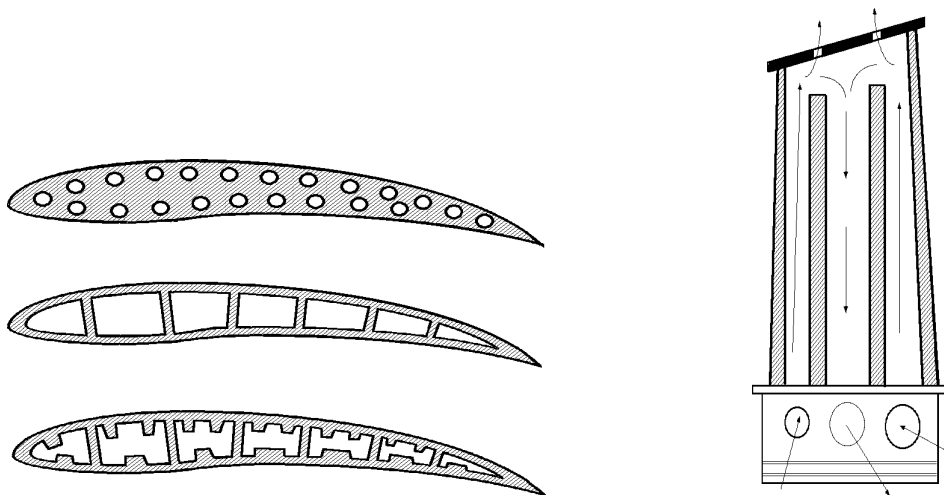


Fig VII.4.- Sistemas de refrigeración por convección forzada

**Convección forzada.**- El aire circula por canales cilíndricos practicados en el álabe o por canales de sección más compleja, Fig VII.4, 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 va fluyendo 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 refrigerante 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, tiene que

renovarse continuamente por medio de sucesivas ranuras de inyección. Este 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, y 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 es disipado 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.

**Refrigeración por transpiración.** - Es una generalización del caso anterior que aumenta su efectividad; el álabe se fabrica de material poroso para establecer una película continua 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 determinadas condiciones operativas.

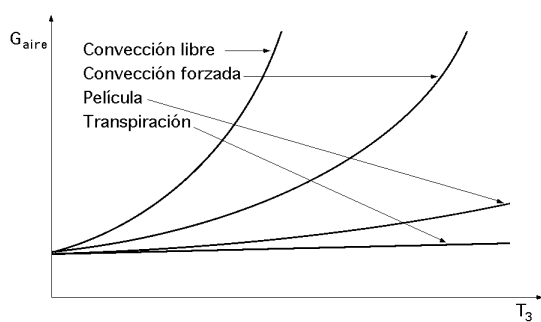


Fig VII.5.- Comparación de diversos métodos

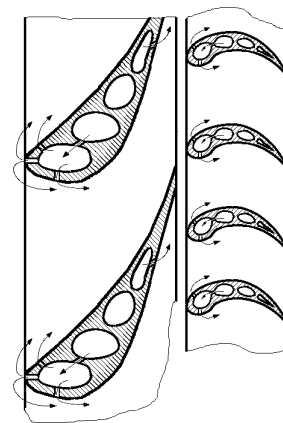


Fig VII.6.- Sistemas de refrigeración combinados

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,  $T_{\text{gas}}=1375^{\circ}\text{C}$ , y una del metal de,  $T_{\text{metal}}=1095^{\circ}\text{C}$ , la multiperforación del álabe consume en el sistema de convección del orden del 80% del caudal de refrigerante necesario y en la transpiración del orden del 55%; pero si se tiene en cuenta la oxidación de los materiales utilizados en la transpiración, su temperatura de admisión disminuye,  $870^{\circ}\text{C}$ , y el sistema consume del orden del 120% del caudal de aire necesario en el sistema de convección.

El diseño de la refrigeración de los álabes para trabajar a elevadas temperatura, puede combinar varios de los sistemas anteriormente comentados, Fig VII.6.

#### VII.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,

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

$T_a$  es la temperatura del aire de refrigeración en la base del álabe

$$T_g = T_F + 0,85 \frac{w^2}{2 c_p}$$

en la que,

$T_E$  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 VII.7.

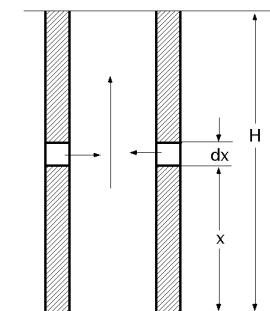


Fig VII.7

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 a dicho 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, y  $c_{pa}$  el calor específico del aire refrigerante.

Llamando,

$$A = \frac{h_{ca} S_a}{h_{cg} S_g} ; \quad B = \frac{G_a c_{pa}}{h_{cg} S_g}$$

resulta,

$$B \frac{dT_a}{dx} = A (T_{pa} - T_a) ; \quad T_g - T_{pa} = A (T_{pa} - T_a)$$

que permiten 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,

$$Nu = \frac{h_{ca} d_h}{k_a} = 0,034 \left( \frac{a}{d_h} \right)^{-0,1} (Pr)^{0,4} (Re)_h^{0,8} \left( \frac{T_a}{T_{pa}} \right)^{0,55}$$

en donde:

$k_a$  es la conductividad térmica del aire refrigerante

$a$  es la altura del álabe

$d_h$  es el diámetro hidráulico

$a/d_h$  tiene en cuenta el efecto de la **longitud de entrada térmica**

$T_a/T_{pa}$  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  $T_a$  y pared  $T_{pa}$  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 longitud/diámetro,  $25 < a/d_h < 100$ , la expresión anterior para flujo turbulento se reduce a,

$$Nu_{aire} = 0,02 (Re)_{d_h} \left( \frac{T_a}{T_{pa}} \right)^{0,55}$$

disminuyendo su exactitud para,  $Re < 8000$ .

Las propiedades del fluido refrigerante se evalúan considerando el valor medio de  $T_a$ ; el término  $T_a/T_{pa}$  es desconocido en esta fase del cálculo, por lo que hay que emplear valores supuestos, que se comprobarán más tarde evaluando  $T_a$  y  $T_{pa}$  para,  $x/H = 0,5$ , (correspondiente a la región crítica del

álabe en cuanto a tensiones térmicas), a partir de las ecuaciones

$$\text{Temperatura media del álabe} = \frac{T_{\text{álabe}} - T_{a(\text{base})}}{T_g - T_{a(\text{base})}} = 1 - \frac{A e^{-\frac{h_x}{H}}}{1 + A}$$

$$\frac{T_a - T_{a(\text{base})}}{T_g - T_{a(\text{base})}} = 1 - e^{-\frac{h_x}{H}}$$

**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 y las caras de presión y de succión más allá de la zona de transición de flujo laminar a turbulento.

En el borde de ataque, Fig VII.8, 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,

$$Nu = 1,14 \sqrt{Re} Pr^{2/5} \left(1 - \frac{1}{90}\right) ; Re = \frac{300 \frac{g}{g} w d}{g} ; Pr = \frac{12 c_p}{k}$$

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% al 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,

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

en donde  $T_{\text{estática}}$  es la temperatura estática local del gas y  $w_1$  es 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 cálculo 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% al 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 álabes los hacen muy sensibles a estos sobrecalentamientos.

## **VIII.- CÁMARAS DE COMBUSTIÓN DE TURBINAS DE GAS**

### **VIII.1.- INTRODUCCIÓN**

Una cámara de combustión de turbina de gas consta de:

- *Un almacén exterior que resiste las presiones de los gases y que puede ser de acero ferrítico*
- *Un almacén interior sometido a temperaturas elevadas que, al menos en su parte superior en las verticales, o donde van los quemadores en las horizontales, se debe construir de acero austenítico o de material refractario. La sustentación del almacén interior debe permitir la libertad de las dilataciones.*

Los principales factores a tener en cuenta en el diseño de la cámara de combustión de una turbina de gas, dependen de sus condiciones operativas, de entre las que podemos destacar las siguientes:

*La combustión tiene que ser estable, para permitir las fuertes variaciones de la relación aire-combustible que para los ciclos regenerativos está entre 60/1 y 120/1, y para los no regenerativos entre 100/1 y 200/1.*

*La velocidad del fluido oscila, en la mayor parte de los casos, entre 30 y 60 m/seg.*

En las turbinas de gas usadas en aviación, el problema de la estabilidad de la llama es aún más complejo, a causa de la variación de las presiones de combustión debido a la altura, a la velocidad de vuelo, y al grado de carga (despegue, ascensión, aproximación).

### **VIII.2.- AIRE UTILIZADO EN EL PROCESO DE COMBUSTIÓN**

La masa de aire teóricamente necesaria para la combustión de 1 kg de combustible se determina a partir de las reacciones estequiométricas de la combustión; para los combustibles líquidos utilizados normalmente en las turbinas de gas, la relación aire-combustible estequiométrica está entre 14,7 y 15, pudiéndose tomar 14,9 como valor medio.

La cantidad de aire real suministrada al combustible es mayor que la teórica, definiéndose un coeficiente de exceso de aire  $\alpha$ , como la relación entre la cantidad real de aire y la teórica, por kg de combustible.

Para que la combustión tenga lugar totalmente dentro de la cámara de combustión, es necesario que todos los procesos se realicen con suficiente rapidez, ya que se tienen que efectuar en una corriente de aire a una velocidad determinada. Por esta razón, la combustión en estas cámaras sólo es posible cuando la velocidad de propagación de la llama sea del mismo orden que la velocidad de la corriente.

La temperatura de la combustión y, en consecuencia, la velocidad de propagación de la llama, dependen del coeficiente de exceso de aire obteniéndose su valor máximo para un coeficiente de exceso de aire  $a = 1$ , aproximadamente.

Para mezclas ricas,  $a < 1$ , la temperatura de combustión disminuye debido a la combustión incompleta. En las mezclas pobres,  $a > 1$ , también disminuye debido a la dilución por el aire de los productos de la combustión.

Como la relación aire-combustible de funcionamiento global es del orden de 60/1 para las condiciones de diseño, mientras que la estequiométrica es de aproximadamente, 15/1, es necesario que el aire suministrado por el compresor se introduzca progresivamente en la cámara de combustión.

En el proceso de inyección de aire se pueden distinguir tres fases que dan lugar a lo que se conoce como aire primario, aire secundario y aire terciario.

*Aire primario.* - Se corresponde aproximadamente con un 15% a 20% del aire total y se introduce alrededor del chorro de combustible creando una mezcla de aire-combustible relativamente rica con el objeto de obtener una temperatura elevada, necesaria para una combustión rápida,  $r = 1$ .

*Aire secundario.* - Se corresponde aproximadamente con un 30% del aire total; se introduce a través de orificios practicados en el tubo de llama para completar la combustión; para que el rendimiento sea elevado, se tiene que procurar que este aire se inyecte en los puntos adecuados del proceso a fin de evitar que la llama se enfríe localmente dando lugar a una drástica disminución de la velocidad de combustión en esa zona. El aire secundario proporciona un coeficiente de exceso de aire del orden de, a 1,5, riqueza 1/1,5, 0,66 a 0,7.

*Aire terciario.* - El aire restante, 50% a 55%, se mezcla con los productos de la combustión en la zona de dilución, con el objeto de reducir su temperatura hasta la requerida a la entrada de la turbina. Hay que procurar una turbulencia suficiente para que las corrientes caliente y fría se mezclen a fondo y así conseguir una distribución de temperaturas a la salida prefijada de antemano.

### **VIII.3.- ANÁLISIS DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN**

El proceso de la combustión ha de tener lugar en su totalidad, dentro de la cámara de combustión, a fin de evitar que los álabes de la turbina estén sometidos a las elevadas temperaturas de las llamas. Las turbinas de gas funcionan con un elevado exceso de aire para que la temperatura de los productos de combustión al incidir en los álabes no sea excesiva y no se produzcan excesivos problemas de corrosión o fatiga en los mismos, y mantener los efectos derivados de la deformación plástica dentro de límites aceptables. El índice de exceso de aire con el que trabajan las turbinas suele estar comprendido entre 2,75 y 5.

Las turbinas de gas pueden utilizar dos tipos de combustibles:

*Gaseosos, gas natural, propano.*

*Líquidos, gasóleo, gasolinas y en algunos casos fuel de bajo contenido en azufre.*

Los combustibles empleados tienen que estar libres de partículas e impurezas sólidas para evitar cualquier tipo de erosiones en los álabes de la turbina.

La ausencia de azufre en la composición del combustible permite un nivel de recuperación del calor contenido en los gases de escape superior al que se puede conseguir con otros combustibles. Por este motivo y por razones económicas, un combustible muy adecuado en la actualidad para las turbinas de gas es el gas natural, y su posibilidad de empleo en la post-combustión que se realiza normalmente mediante quemadores en vena de aire y tiene por objeto elevar la temperatura de los gases de escape de la turbina, utilizando como comburente los mismos gases, para de esta forma mejorar el rendimiento de la caldera de recuperación.

Los combustibles líquidos presentan, frente a los gaseosos, otras desventajas como el sistema de filtrado que es más complicado; además es necesario atomizar el combustible a una presión elevada, resultando una menor calidad en la formación de la mezcla, por lo que el rendimiento de la turbina es algo inferior.

En el caso del gas natural, al tratarse de un suministro por canalización y aunque también se necesitan unos requisitos de presión de suministro que son función de la turbina a instalar, la elevación de presión solamente se debe realizar desde la presión de suministro hasta la presión de utilización en el aparato.

Las pérdidas de carga en la cámara de combustión de una turbina de gas, han de ser mínimas, ya que afectan al consumo específico y a la potencia específica de la turbina; generalmente las normas de diseño tienden a mejorar el proceso de la combustión, como la formación de la mezcla, estabilidad de la llama, etc, y conducen a su vez a un aumento de las pérdidas de carga.

Pérdidas térmicas mínimas a través de las paredes y por combustión incompleta.

Debe evitarse la formación de depósitos de carbón, pues estas pequeñas partículas al ser arrastradas por el flujo, erosionan los álabes de la turbina; Asimismo, bloquean y distorsionan el flujo de aire a lo largo de las paredes, causando sobrecalentamientos locales que disminuyen la vida de la cámara; hay que tener en cuenta, que el carbón depositado en las paredes se puede desprender a causa de las vibraciones y causar serios desperfectos en los álabes de la turbina.

La emisión de humos por el escape, desde el punto de vista de la contaminación ambiental, es otro de los factores a tener en cuenta, tanto en las turbinas de gas industriales, como en las de aviación. En las turbinas de gas de ciclo regenerativo, el ensuciamiento del cambiador de calor por el hollín de escape, reduce el rendimiento de la máquina, existiendo el riesgo de destrucción del intercambiador por incendio.

Tiene que existir una cierta facilidad y seguridad en el encendido de la cámara; las bajas presiones y las altas velocidades dificultan el arranque, aspecto que en las turbinas de gas de aviación adquiere una importancia considerable.

Estos factores pueden llegar a ser incompatibles entre sí, por lo que resulta obvio la complejidad que presenta el diseño de una cámara de combustión, sobre todo si el régimen de funcionamiento tiene que ser variable.

#### VIII.4.- CÁMARAS DE COMBUSTIÓN TUBULARES

Las cámaras de combustión individuales o independientes en número variable de 5 a 10, se emplearon en los primeros motores de aviación y, en la actualidad, en pequeñas turbinas de gas industriales y marinas., siendo las más empleadas en motores de compresor centrífugo y en algunos axiales. Van situadas alrededor del eje que une el compresor y la turbina; constan cada una de ellas de su propio inyector procedente de una línea de suministro común, de una doble pared o tubo, de los cuales el interior se denomina *tubo de llama* por estar en contacto directo con la combustión y de una envolvente exterior, Fig VIII.9. Dos de las cámaras de combustión van dotadas de bujía de encendido; la razón de llevar dos bujías es exclusivamente por seguridad, pues con una sola sería suficiente.

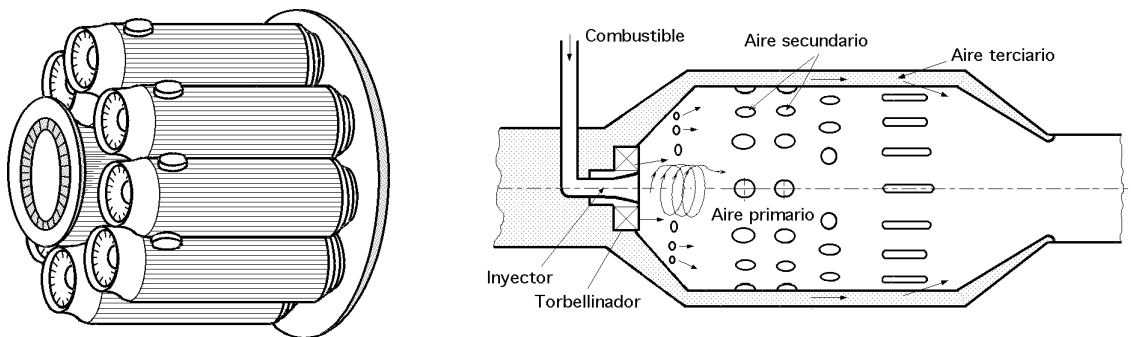


Fig VIII.9.- Cámara de combustión tubular

El motor de reacción, no necesita encendido continuo una vez que el motor ha arrancado, dado que al haber un foco encendido e inyectar permanentemente combustible, la combustión se mantiene sin necesidad de llevar conectado el sistema.

Se conectará en despegue, toma de tierra y ciertas condiciones anormales de turbulencia, ingestión de agua volando en lluvia fuerte, etc.

Para que la combustión alcance todas las cámaras de combustión independientes, estas van unidas por unos tubos de propagación de llama denominados interconectores de llama.

El aire de descarga del compresor al entrar en la cámara se divide en dos; el aire primario, 25% del total, entra por el centro de la cámara para realizar la combustión y el 75% restante, aire secundario, pasa entre el tubo de llama y la carga exterior de la cámara.

El tubo de llama lleva una serie de taladros por los cuales penetra el aire secundario que reduce la temperatura de los gases desde aproximadamente 1800°C que alcanza en la zona de combustión, a unos 1000°C que puede permitir la turbina, formando una capa de aire de refrigeración entre la cámara y el exterior.

Estas cámaras de combustión, tienen una buena resistencia estructural y ligereza de peso, además de un mantenimiento y sustitución mas sencillo, pero su rendimiento es inferior a las anulares. Puede ocurrir, si se presentan averías en algunos inyectores, que los álabes del primer escalón de la turbina estén sometidos a diferencias de temperatura que produzcan deformaciones en dichos álabes. Este tipo de cámara se presta muy bien para turbinas de gas que trabajan con compresores centrífugos, en los que el flujo de aire es dividido por los álabes del difusor en corrientes separadas, alimentando cada una de ellas la cámara tubular correspondiente.



## VIII.5.- CÁMARAS DE COMBUSTIÓN ANULARES

Cuando el compresor es axial, en aviación resulta más adecuado utilizar una única cámara anular, la cual rodea al eje del compresor-turbina; dicha cámara consta de un solo tubo de llama, también anular, y una serie de inyectores cuyo número puede oscilar entre 12 y 20.

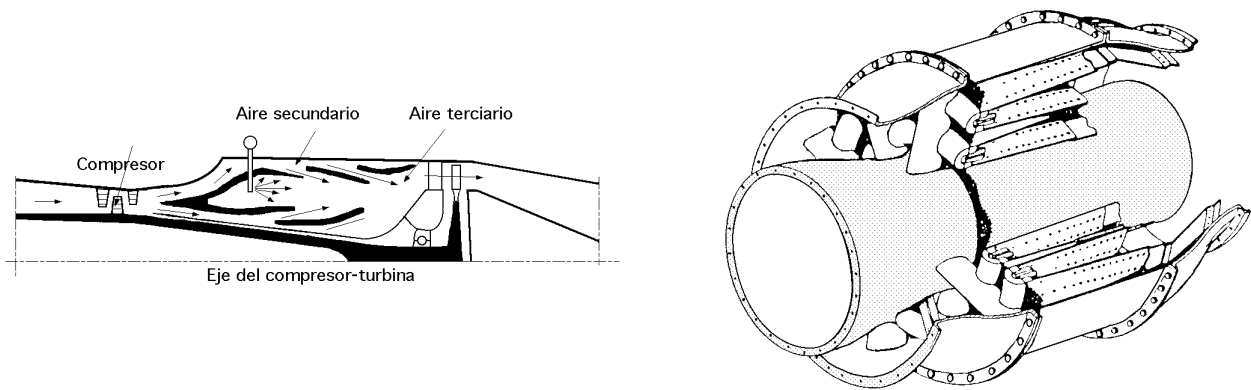


Fig VIII.10.- Cámaras de combustión anular

De esta forma, el espacio comprendido entre el compresor y la turbina se aprovecha al máximo dando lugar a un motor de sección frontal más reducida, produciéndose en comparación con el anterior, menores pérdidas de carga; en la Fig VIII.10 se indica un esquema de este tipo de turbina.

Tienen un rendimiento más alto que las individuales, relacionándose mejor la mezcla aire-combustible y presentando menores pérdidas de presión, así como una mejor refrigeración de los gases durante la combustión.

Este modelo presenta los siguientes inconvenientes,

*Resulta muy difícil obtener una distribución uniforme de la relación combustible-aire a pesar de utilizar un gran número de inyectores.*

*Como consecuencia de lo anterior, se presentan problemas a la salida de la cámara para conseguir una distribución uniforme de temperatura.*

*Estructuralmente son más débiles, por lo que es difícil impedir que se produzcan deformaciones en las paredes calientes del tubo de llama, problema que es particularmente preocupante en motores de gran diámetro.*

*En ellas no se puede quitar normalmente el tubo de llama sin desmontar el motor del avión, lo que implica mayores problemas de costos y tiempo de mantenimiento.*

## VIII.6.- CÁMARAS DE COMBUSTIÓN TUBO-ANULARES

Los inconvenientes anteriores han permitido desarrollar un tipo de cámara mixta, que consiste en una serie de tubos de llama tubulares espaciados uniformemente alrededor de una carcasa anular.

Este tipo de cámara se utiliza bastante en los motores grandes de aviación; en la Fig VIII.11 se representa un esquema de cámara tubo-anular.

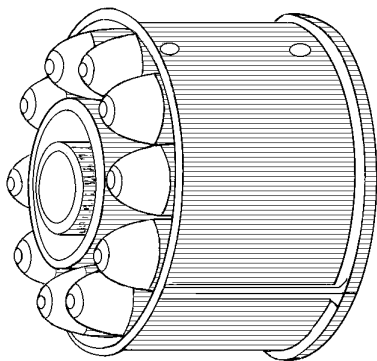


Fig VIII.11.- Esquema de cámara tuboanular

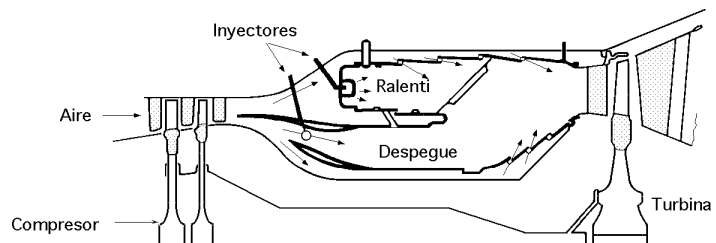


Fig VIII.12.- Cámara de combustión de un reactor con premezcla pobre

### VIII.7.- TURBINAS DE GAS INDUSTRIALES

En las turbinas de gas industriales, el espacio ocupado por el sistema de combustión tiene solamente una importancia relativa.

La combustión se puede realizar en una o dos cámaras de gran tamaño conectadas con la admisión de la turbina por medio de un caracol; cuando el ciclo sea regenerativo, estas cámaras van precedidas por el regenerador.

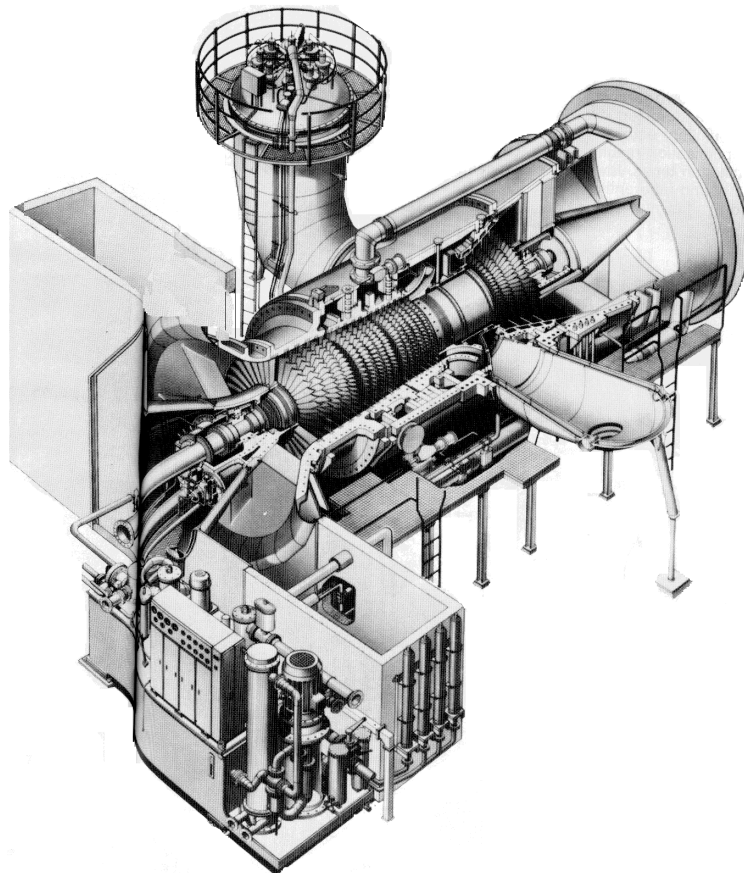


Fig VIII.13.- Turbina de gas industrial

En turbinas de gas industriales medianas o grandes se utilizan también con cierta frecuencia, cámaras de combustión verticales de forma que el flujo de aire circule en contracorriente con el de

los productos de la combustión, tal como se indica en la Fig VIII.14.

Este tipo de cámaras tiene su origen en las antiguas calderas Velox que se desarrollaron a partir de los años 50 para responder a las exigencias impuestas por la utilización de combustibles de mala calidad.

El aire procedente del compresor barre la zona exterior del tubo evitándose de esta forma problemas de oxidación en el mismo.

El quemador va situado en el centro de la parte superior de la cámara, asegurándose la pulverización del combustible, que se calienta por radiación de la llama y por las paredes de la cámara que están a una temperatura suficiente, del orden de  $1000^{\circ}\text{C}$ , se vaporiza y arde.

El aire primario se distribuye en remolino alrededor del quemador; este movimiento helicoidal asegura en la parte central una velocidad de flujo reducido y produce además corrientes de retorno que facilitan la combustión.

El aire de mezcla primario no se debe inyectar demasiado pronto a fin de dejar que la combustión tenga el tiempo necesario para efectuarse completamente.

Por tanto, la mezcla tiene lugar en la parte inferior de la cámara, debiendo asegurarse una penetración adecuada del aire secundario en el interior de la masa de los gases de combustión, disponiendo cierto número de chorros perpendiculares a las paredes.

## **VIII.8.- ESTABILIDAD DE LA COMBUSTIÓN**

El procedimiento de introducción del aire por zonas no es suficiente para conseguir la estabilización total del proceso de combustión en una corriente de aire que se mueve con una velocidad superior a la velocidad de la llama.

La configuración gasodinámica del flujo viene determinada por la forma y colocación de los dispositivos de admisión de aire primario y secundario en el tubo de llama de la cámara de combustión. Por ello, estos dispositivos juegan un papel muy importante en la estabilización de la llama. A continuación examinaremos algunos de estos dispositivos que permiten obtener una llama estable.

En las cámaras con torbellinador, el combustible se inyecta en la misma dirección que la corriente de aire, mientras que el aire primario se introduce a través de unos álabes radiales torsionados, conocidos como álabes torbellinadores, creándose en el tubo de llama una corriente de aire que gira con relación al eje de la cámara como se muestra en la Fig VIII.15.

De esta forma se crea cerca del eje de la cámara una zona de bajas presiones y a consecuencia de esto se originan contracorrientes de aire que aseguran la estabilidad de la llama, creando en la zona de combustión superficies con pequeñas velocidades de aire del orden de 15 a 25 m/seg; estas contracorrientes garantizan una buena mezcla del combustible con el aire, mejorándose la vaporización del combustible y la inflamación de la mezcla fresca.

A veces, se aumenta el efecto de la turbulencia creada por el torbellinador, inyectando aire secundario por medio de cortos conductos tangenciales practicados en el tubo de llama, en vez de hacerlo a través de orificios planos. Parte de este aire secundario se ve arrastrado a su vez hacia la zona de baja presión y dirigido hacia los chorros de combustible. Hay que tener presente que el empleo del torbellinador ocasiona mayores pérdidas hidráulicas.

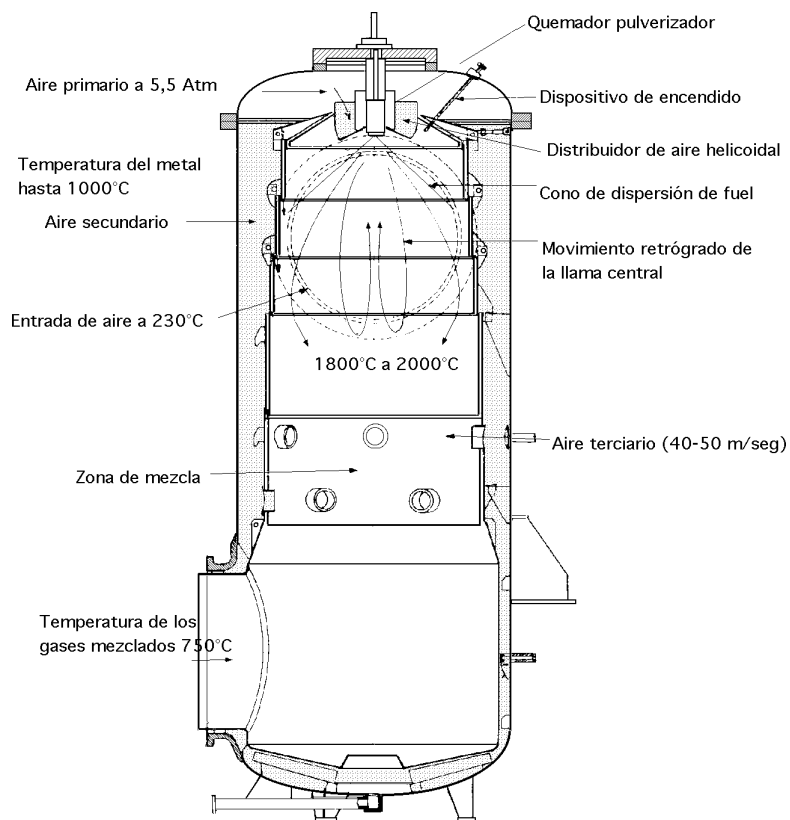


Fig VIII.14.- Cámara de combustión vertical, turbina industrial

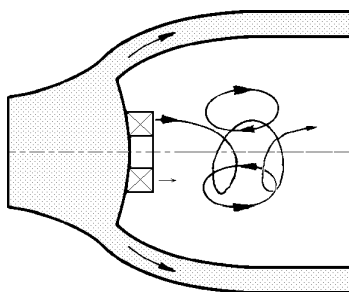


Fig VIII.15.- Cámara con torbellinador

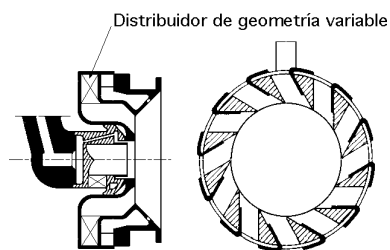


Fig VIII.16.- Sistema de inyección de geometría variable

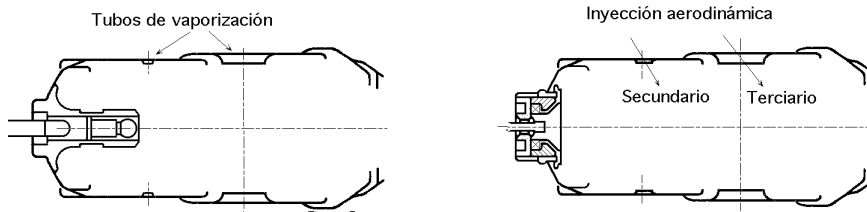


Fig VIII.17.- Sistemas de inyección en cámaras de combustión de turbinas de aviación

Existen otros métodos que prescinden del torbellinador para crear una configuración gasodinámica adecuada para la estabilidad de la llama, siendo algunos tipos de cámaras de combustión, los siguientes:

a) En algunas cámaras de combustión se consigue una adecuada distribución, tanto de la corriente en la

zona de combustión, como de la estabilidad de la llama, introduciendo la mayor parte del aire primario a través de las paredes laterales del tubo de llama, a cierta distancia del inyector, Fig VIII.18, y dirigiéndola hacia éste. Una mínima parte de este aire primario entra a través de unos orificios practicados en la superficie frontal para refrigerar el inyector.

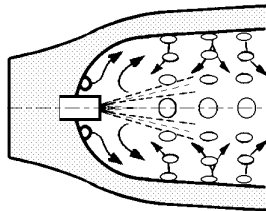


Fig VIII.18

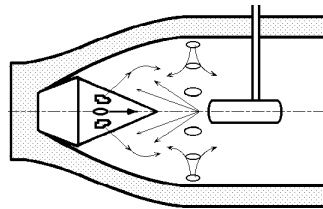


Fig VIII.19

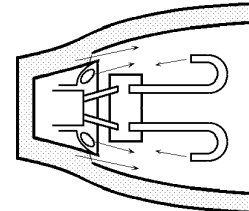


Fig VIII.20

b) Otra posibilidad consiste en efectuar la inyección hacia atrás, lo cual proporciona una buena mezcla del combustible con el aire primario; sin embargo resulta muy difícil impedir que el inyector se recaliente y en consecuencia se deteriore.

Por esta razón, este procedimiento se utiliza más en cámaras de postcombustión de turbinas de gas de aviación, Fig VIII.19, los postquemadores sólo actúan en períodos cortos para incrementar el empuje

c) En la Fig VIII.20 se representa un sistema vaporizador en el que se inyecta el combustible a baja presión en unos tubos en forma de bastón situados en la zona primaria. De los tubos del vaporizador sale una mezcla rica de vapor de combustible y aire en sentido contrario al flujo, mezclándose con el aire primario restante que sale de unos orificios situados en una pantalla alrededor de los conductos de suministro de combustible.

Con este sistema se consigue superar la dificultad de obtener una buena distribución de la mezcla a lo largo de todo el margen operativo de gasto de combustible. El problema fundamental que se presenta es el de evitar la formación de depósitos de carbón por el craking del combustible en los tubos del vaporizador, que traen como consecuencia sobrecalentamientos locales de los mismos.

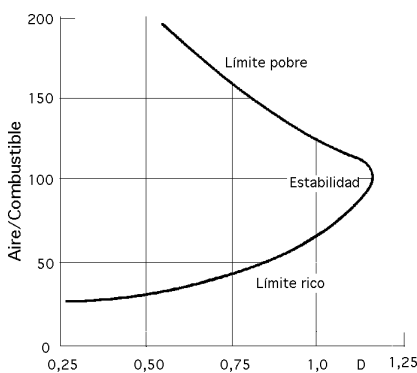


Fig VIII.21.- Curva de estabilidad

Para cualquier cámara de combustión existe un límite de mezcla pobre más allá del cual la llama resulta inestable. Se suele tomar como límite la relación aire-combustible a la que la llama se apaga, si bien la inestabilidad se presenta, generalmente, antes de que se alcance dicho límite. Esto se pone de manifiesto por un funcionamiento duro, que origina vibraciones aerodinámicas que acortan la vida de la cámara y ocasionan vibraciones en los álabes de la turbina.

En la Fig VIII.21 se ha representado la curva de estabilidad, representando en ordenadas la relación aire-combustible y en abscisas el gasto de aire, que es el cociente entre la rela-

ción estequiométrica y la relación aire-combustible, es decir,  $Gasto\ de\ aire = 1/riqueza$ .

Para que una cámara de combustión resulte adecuada para una cierta función, su margen operativo que viene definido por la curva de estabilidad, debe cubrir el margen de relaciones aire-combustible, y de los gastos máxicos requeridos por la turbina. También es preciso comprobar

situaciones límite, como las que se presentan en las aceleraciones y deceleraciones; en una aceleración se produce un rápido aumento del gasto de combustible inyectado, mientras que el gasto de aire no alcanza su nuevo régimen, por lo que transitoriamente bajará la relación aire/combustible, mezcla rica.

Mediante un dispositivo que lleva el sistema de regulación se limita el aumento del gasto de combustible a fin de que la llama no se apague.

Otro factor a tener en cuenta es que la curva de estabilidad depende de la presión en el interior de la cámara, estrechándose los límites de estabilidad al decrecer la presión debido a la consiguiente disminución de la velocidad de la combustión.

Por lo tanto, para las turbinas de gas de aviación conviene comprobar que, para la máxima altura de vuelo, los límites sean suficientemente amplios. Si los límites de estabilidad son demasiado estrechos habrá que intensificar la recirculación en la zona primaria.

## VIII.9.- INYECTORES CENTRÍFUGOS

Aunque cada vez se presta más atención a los sistemas vaporizadores, en la mayoría de las cámaras de combustión se emplean sistemas de inyección de combustible de alta presión, en los que el combustible se inyecta a través de un orificio de pequeño diámetro, dando lugar a una pulverización de finas gotas, en forma de cono, en el seno de la zona de aire comprimido. Conviene señalar que cuando se utilizan sistemas vaporizadores, es necesario disponer de un quemador auxiliar para iniciar la combustión.

El inyector es una boquilla especial que pulveriza un chorro de combustible al exterior, disgregándole en gotas finísimas. Los inyectores centrífugos o de remolino pulverizan el combustible en las cámaras de combustión en las turbinas de gas de aviación, así como en los motores cohete de combustible líquido. El principio del funcionamiento del inyector centrífugo consiste en comunicar al combustible un movimiento de rotación y un estrechamiento, Fig VIII.22. El momento de la cantidad de movimiento debido al suministro tangencial del combustible permanece, aproximadamente, constante durante su paso en el interior del inyector, por lo que, mientras el flujo se va estrechando, la componente rotatoria de la velocidad  $u_{\text{torb}}$  aumenta considerablemente, surgiendo potentes fuerzas centrífugas que presionan al combustible contra las paredes, formando una capa fina que al salir del inyector, se disgrega en gotas pequeñísimas.

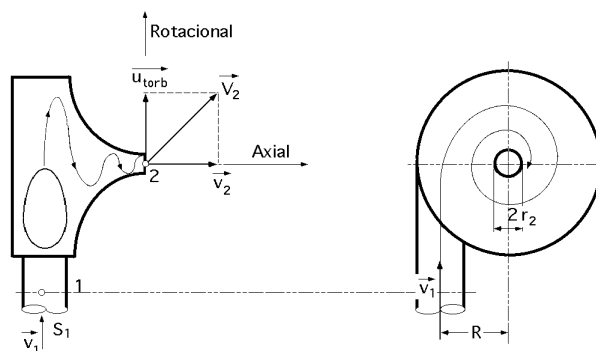


Fig VIII.22.- Esquema de un inyector centrífugo

A lo largo del eje del inyector se forma un torbellino gaseoso con una presión superficial que, a la

salida, se aproxima a la reinante en la cámara de combustión. El flujo del líquido no llena totalmente el orificio de salida del inyector de diámetro,  $2 r_0$ , ya que el flujo tiene una sección transversal anular, cuya parte central está ocupada por un remolino gaseoso de diámetro  $2 r_{\text{torb}}$ , por lo que aparece un coeficiente de contracción que para el inyector es generalmente mucho menor que la unidad.

Debido a esta circunstancia y dado que la resultante de la velocidad relativa del inyector  $V$  no es perpendicular a la superficie del orificio, el coeficiente de gasto del inyector es siempre considerablemente menor que la unidad y varía ampliamente dependiendo de la forma y de las dimensiones del inyector.

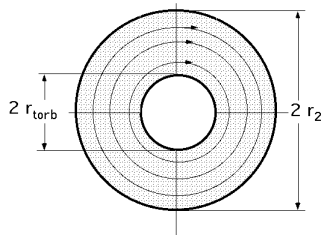


Fig VIII.23.- Sección transversal del remolino en un inyector

El gasto másico del inyector  $Q$  se calcula, como en cualquier orificio, en la forma:

$$Q = \mu S \sqrt{2 g H}$$

en la que  $\mu$  es el coeficiente de contracción del chorro.

Para el cálculo de un inyector con un combustible líquido ideal se pueden tener en cuenta los siguientes principios:

a) La ecuación de Bernoulli entre las secciones 1 y 2, de la forma:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} \quad H = \frac{V^2}{2g} = \frac{u_{\text{torb}}^2 + v_2^2}{2g}$$

siendo  $v_2$  y  $u_{\text{torb}}$  las componentes axial y rotatoria de la velocidad en la superficie del remolino, sección 2.

b) La ecuación de la constancia del momento de la cantidad de movimiento del líquido combustible para las mismas secciones respecto al eje del inyector:

$$Q \quad R \quad v_1 = Q \quad u_{\text{torb}} \quad r_{\text{torb}} \quad u_{\text{torb}} = \frac{v_1 R}{r_{\text{torb}}}$$

donde  $r_{\text{torb}}$  es el radio del remolino en la sección 2, Fig VIII.23.

c) La ecuación de continuidad, que permite determinar:

$$v_1 S_1 = v_2 S_2 \quad ; \quad v_1 = \frac{v_2 S_2}{S_1} \\ = \frac{S_2 - S_{\text{torb}}}{S_2} = 1 - \frac{r_{\text{torb}}^2}{r_2^2} \quad r_{\text{torb}} = r_2 \sqrt{1 - \frac{v_1 S_1}{v_2 S_2}}$$

Teniendo en cuenta lo anterior, se obtiene:

$$u_{\text{torb}} = \frac{v_1 R}{r_{\text{torb}}} = \frac{v_1 R}{r_2 \sqrt{1 - \frac{v_1 S_1}{v_2 S_2}}} = \left| v_1 = \frac{v_2 S_2}{S_1} \right| = \frac{v_2 S_2}{S_1} \frac{R}{r_2 \sqrt{1 - \frac{v_1 S_1}{v_2 S_2}}} = A \frac{v_1}{\sqrt{1 - \frac{v_1 S_1}{v_2 S_2}}}$$

en la que  $A$  es un parámetro constructivo de la forma:

$$A = \frac{S_2 R}{S_1 r_2}$$

Introduciendo la expresión de  $u_{\text{torb}}$  en la ecuación de Bernoulli, se obtiene:

$$H = \frac{v_2^2}{2g} \left( 1 + A^2 \frac{1}{1 - \frac{1}{2}} \right) ; \quad v_2 = \sqrt{\frac{2gH}{1 + A^2 \frac{1}{1 - \frac{1}{2}}}}$$

por lo que el gasto másico de combustible será:

$$Q = S_2 v_2 = S_2 \sqrt{\frac{2gH}{1 + A^2 \frac{1}{1 - \frac{1}{2}}}} = \left| \mu = \frac{1}{\sqrt{1 + A^2 \frac{1}{1 - \frac{1}{2}}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{2} + \frac{A^2}{1 - \frac{1}{2}}}} \right| = \mu S_2 \sqrt{2gH}$$

con  $\mu$  coeficiente de gasto del inyector.

La intensidad del remolino es desconocida, lo cual implica que el coeficiente  $\mu$  también lo sea; para su determinación hay que introducir una condición complementaria, que es suponer que el remolino es estable cuando sus dimensiones aseguran un gasto de combustible máximo  $Q$  para una altura de carga dada  $H$ , o que para cuando se establece un régimen de derrame para un gasto dado, se necesita una altura de carga mínima.

El valor de  $\mu$  correspondiente al coeficiente máximo de gasto  $\mu$  se obtiene diferenciando la ecuación anterior e igualándola cero, por lo que:

$$\frac{d\mu}{dA} = - \frac{\frac{1}{2 \sqrt{\frac{1}{2} + \frac{A^2}{1 - \frac{1}{2}}}} \left\{ -\frac{2}{4} + \frac{A^2}{(1 - \frac{1}{2})^2} \right\}}{\frac{1}{2} + \frac{A^2}{1 - \frac{1}{2}}} = 0 ; \quad A = (1 - \frac{1}{2}) \sqrt{\frac{2}{3}}$$

que permite construir la gráfica de  $\mu$  en función de  $A$ , Fig VIII.24, mediante la cual y la ecuación que proporciona el valor de  $\mu$ , se pueden calcular los valores de  $\mu$  para diferentes valores del parámetro  $A$ ; en la gráfica se observa que el coeficiente  $\mu$  disminuye al aumentar el parámetro  $A$ .

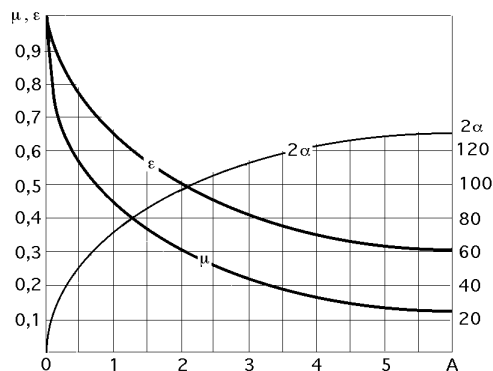


Fig VIII.24.- Gráficas de  $\mu$  y  $2\alpha$ , en función de  $A$

metro  $A$ ; en la gráfica se observa que el coeficiente  $\mu$  disminuye al aumentar el parámetro  $A$ .

El fenómeno consiste en que al aumentar  $A$  se incrementa la rotación del flujo a la salida del inyector, creciendo cada vez más la velocidad de rotación  $u_{\text{torb}}$ , en comparación con la velocidad de entrada  $v_1$  y, por consiguiente, la intensidad del remolino en el inyector; por eso crece el diámetro del remolino, disminuyendo el área de la sección del flujo; además, una parte cada vez mayor de la energía disponible  $H$



se utiliza en generar la velocidad de rotación del combustible líquido.

Cuando,  $A = 0$   $R = 0$ ,  $\mu = 1$ , es decir, cuando la rotación del flujo es nula, el inyector funciona como una tobera corriente

Teniendo en cuenta las ecuaciones anteriores, es fácil determinar el ángulo de pulverización del líquido del combustible, ángulo de llama del inyector. Con el aumento del parámetro  $A$  crece el ángulo, pero el coeficiente de gasto  $\mu$  disminuye; por eso, al construir un inyector, el parámetro  $A$  se elige de tal modo que asegure un ángulo de cono a la salida bastante grande, hasta  $60^\circ$ , sin que el valor del coeficiente  $\mu$  se reduzca demasiado.

La teoría expuesta para el inyector sirve para un combustible que se comporta como un líquido ideal. Durante el paso del fluido por el inyector, la viscosidad del líquido se manifiesta de forma que el momento de la cantidad de movimiento no es constante, sino que disminuye según el líquido se va aproximando a la salida del inyector, por lo que las componentes rotatorias de la velocidad resultan menores en la sección de salida y el gasto mayor que durante el derrame de un líquido ideal, lo que a primera vista parece paradójico.

La influencia de la viscosidad se puede equiparar a una cierta disminución del parámetro  $A$ , por lo que se puede utilizar el concepto de parámetro equivalente  $A_{\text{equiv}}$ , de la forma:

$$A_{\text{equiv}} = \frac{A}{1 + \frac{\mu_{\text{iny}}}{2} \left( \frac{R^2}{S_1} - A \right)}$$

siendo  $\mu_{\text{iny}}$  el coeficiente de rozamiento del líquido en el inyector, Tabla VIII.1.

Tabla VIII.1.- Coeficiente de rozamiento del líquido en el inyector

Re	1500	3000	5000	10000	20000	50000
$\mu_{\text{iny}}$	0,22	0,11	0,077	0,055	0,04	0,03

en la que el número de Reynolds se calcula según el diámetro del orificio y la velocidad a la entrada

del inyector. A partir del parámetro  $A_{\text{equiv}}$  se determinan el coeficiente de gasto  $\mu$  y el ángulo, según la Fig VIII.24, teniendo en cuenta la viscosidad del líquido, en la que en vez de tomar  $A$  se toma  $A_{\text{equiv}}$ .

Cuando se tiene en cuenta la viscosidad,  $A_{\text{equiv}} < A$ , el coeficiente  $\mu$  resulta algo mayor y el ángulo menor que sin ella.

**INYECTOR SIMPLE.-** Un inyector de este tipo se esquematiza en la Fig VIII.25. El combustible se inyecta a una cámara de torbellino cónica por medio de lumbreras tangenciales que inducen en el flujo una fuerte com-

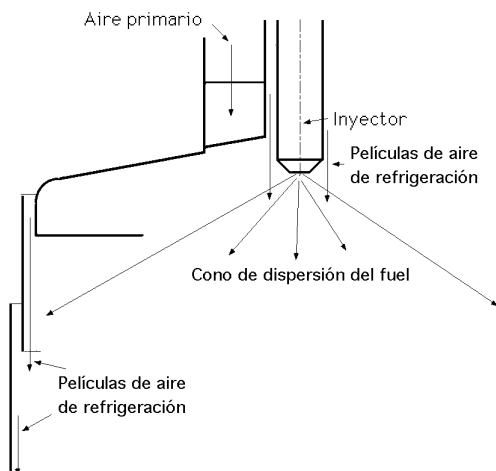
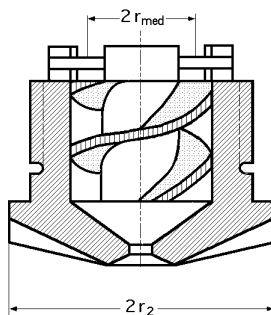


Fig VIII.25.- Inyector simple y refrigeración de las paredes de la cámara de combustión

ponente tangencial. La cámara de torbellino no se llena totalmente de combustible sino que tiene un núcleo de vapor de combustible/aire. Como consecuencia de la combinación de las componentes axial y tangencial de la velocidad, el combustible se encuentra aproximadamente sobre la superficie de un cono. El ángulo de conicidad viene determinado por la relación entre las dos componentes de la velocidad.

**INYECTOR CON TORBELLINADOR.**-Para obtener la rotación del flujo en los inyectores de algunas turbinas de gas, o en los motores cohete de combustible líquido, se emplea a menudo, en lugar



del suministro tangencial de líquido, un formador de torbellinos, torbellinador, Fig VIII.26.

La teoría del inyector centrífugo expuesta se puede aplicar a este caso, pero es necesario calcular el coeficiente A, según la ecuación:

$$A = \frac{S_0 r_{med} \cos}{S_n n r_0}$$

en la que:

$r_{med}$ , es el radio medio de la rosca helicoidal

$S_n$ , es el área de la sección normal del canal helicoidal

$n$ , es el número de pasos o entradas del tornillo

, es el ángulo del cono de salida del torbellinador

En las turbinas de gas modernas se emplean con frecuencia inyectores centrífugos regulables, cuyo coeficiente de gasto o área del orificio de salida cambia automáticamente según la variación de la presión del combustible. La aplicación de estos inyectores permite ampliar los límites del consumo de combustible, siendo invariables los límites de presiones, conservando al mismo tiempo la calidad de la pulverización.

Entre los inyectores regulables más difundidos, están los de dos toberas, los de dos etapas y los de válvulas de paso.

Tienen en común que todos ellos están dotados de una válvula, la cual, al aumentar la presión, abre o cierra un canal complementario aumentando, de este modo, el coeficiente de gasto o el área del orificio de salida.

**INYECTOR DE DOS TOBERAS.**- En el inyector de dos toberas, Fig VIII.27, existen dos colectores de combustible alimentando a sendos orificios independientes; tenemos de hecho dos inyectores, uno de los cuales va dispuesto dentro del otro. Si la presión es reducida, la válvula está cerrada y funciona el primer inyector interior; al aumentar la presión  $p_1$ , la válvula se abre y el segundo inyector se pone en funcionamiento, a la presión  $p^*$ , aumentando bruscamente el suministro del combustible.

El pequeño orificio central sólo se utiliza para regímenes reducidos, mientras que en los regímenes elevados entra en acción el orificio anular que rodea al anterior. En la figura se observa un tercer anillo a través del cual pasa aire con objeto de refrigerar el inyector y evitar se formen depósi-

tos de carbón.

A veces las dos líneas de suministro de combustible alimentan una única cámara torbellinador, con un solo orificio de salida, a través de dos grupos de lumbreras tangenciales. Esta versión se conoce como inyector de doble canal.

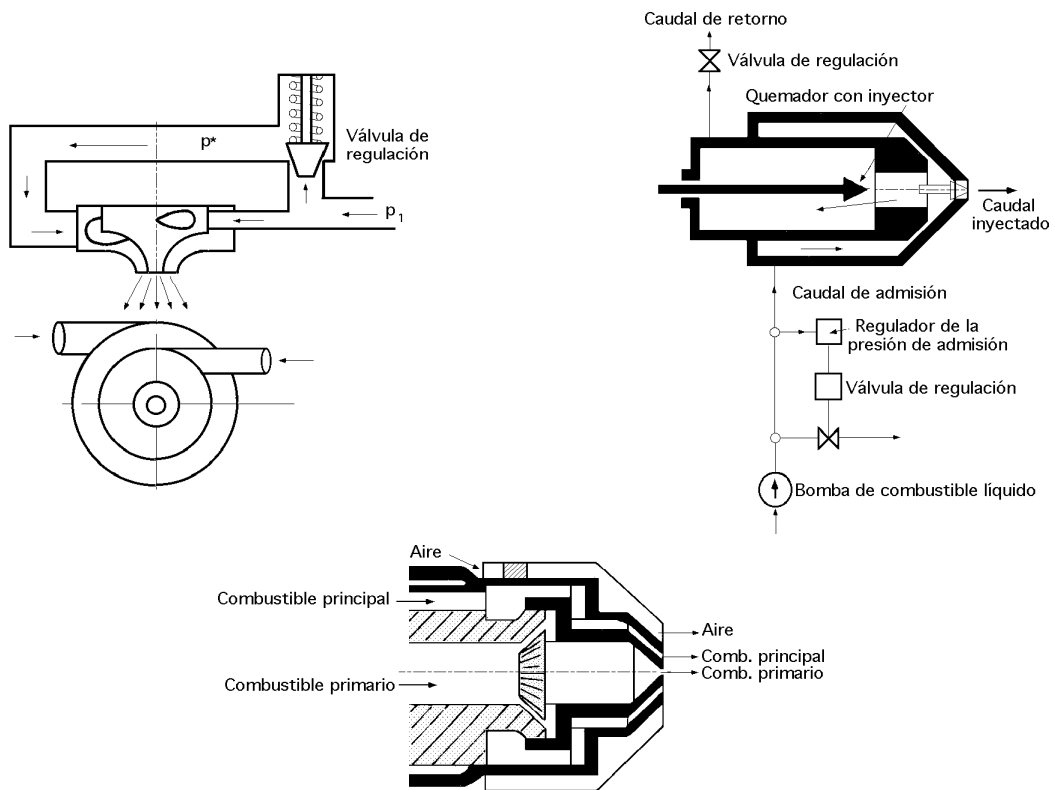


Fig VIII.27.- Esquemas de un inyector de dos toberas y sistema de control

**INYECTOR DE DOS ETAPAS.-** En el inyector de dos etapas, Fig VIII.28, hay una tobera y una cámara común de formación de remolinos, y dos canales de entrada. Si la presión es reducida, el combustible se proporciona a través de uno de éstos, y, si es elevada, a través de ambos, por lo que el parámetro  $A$  disminuye y el coeficiente  $\mu$  aumenta.

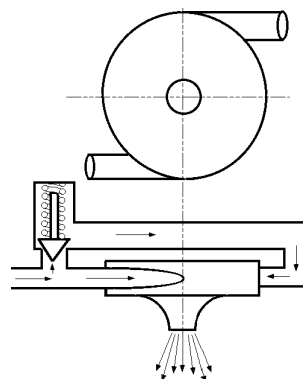


Fig VIII.28.- Esquema de un inyector de dos etapas

**INYECTOR CON RETORNO.-** El inyector con válvula de paso para el combustible, Fig VIII.29, está provisto de una línea de rebose, en la cual va colocada una válvula.

Cuanto menor es la presión del combustible, tanto más se abre la válvula, cerrando completamente la línea de rebose cuando la presión es máxima. De este modo, si la presión se reduce, la velocidad en la entrada es grande, lo que equivale a la disminución del área a la entrada; ésto implica un aumento del parámetro equivalente  $A_{equiv}$  y la disminución de  $\mu$ , que es lo que se necesita para ampliar los límites de consumo.

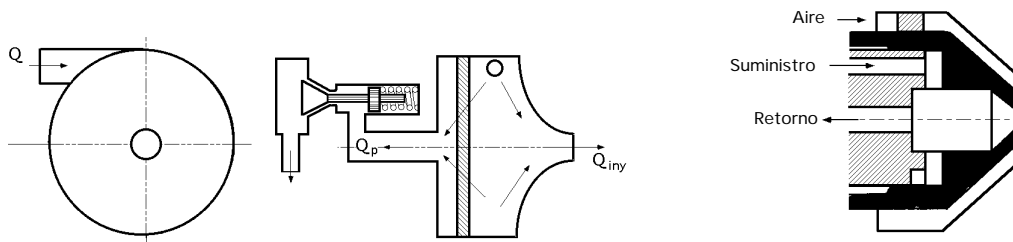


Fig VIII.29.- Esquema de un inyector con derivación

En consecuencia funciona como un inyector simple que va provisto de un conducto a través del cual se puede expulsar el combustible en exceso desde la cámara torbellinadora. La regulación se hace variando la presión en la línea de retorno, manteniéndose la presión de suministro en el valor necesario para un buen grado de pulverización. El inconveniente que presentan es que, cuando se recircula gran cantidad de combustible hasta la entrada de la bomba, éste puede calentarse indeseablemente.

**GRADO DE ATOMIZACIÓN.-** La calidad de la pulverización se mide por el grado de atomización o grado de pulverización que es función del diámetro de gota medio. Suele utilizarse como parámetro de medida el denominado diámetro medio de Sauter, que es el diámetro de una gota cuya relación superficie/volumen es la misma que la media de la pulverización.

En la práctica, el valor de este parámetro es del orden de 50 a 100 micrones.

El grado de pulverización depende fundamentalmente del salto de presiones del combustible a través del orificio del inyector, siendo la velocidad de salida proporcional a la raíz cuadrada de la diferencia de presiones. Cuanto mayor sea la presión de suministro, más pequeño será el diámetro medio de las gotas. Ahora bien, unas gotas demasiado pequeñas penetrarán poco en la corriente de aire y, por el contrario, si son demasiado grandes el tiempo de evaporación será más largo, por ello hay que llegar a una situación de compromiso.

El gasto másico de combustible inyectado varía según la carga; para un combustible líquido basta regular la presión de inyección, que a carga reducida puede ser insuficiente para asegurar una buena pulverización y, por tanto, la combustión no sería completa. Es necesario disponer un conducto de purga en la parte inferior de la cámara para eliminar el combustible no quemado que se acumula principalmente durante los arranques y cuya presencia podría producir incidentes durante el funcionamiento.

**GASTO DE COMBUSTIBLE.-** En condiciones de funcionamiento, el gasto de combustible de la turbina varía entre límites muy amplios. Si se regula el combustible variando la presión de sumi-

nistro, el inyector siempre presentará un grado de pulverización muy diferente del régimen máximo a los regímenes reducidos.

Si por ejemplo se diseña el inyector para obtener un determinado grado de pulverización a plena carga, presiones de suministro de 40 a 60 atm, resulta que en regímenes reducidos, el salto de presiones a través del orificio del inyector disminuye tanto que se obtiene un grado de pulverización inadmisible.

## VIII.10.- SISTEMAS DE ENCENDIDO

Para arrancar una turbina de gas es necesario acelerar el compresor hasta que suministre un gasto másico de aire capaz de mantener la combustión. Esto se puede conseguir inyectando aire comprimido de una fuente exterior, directamente a la turbina que acciona el compresor. Sin embargo, normalmente se utiliza un motor eléctrico o una pequeña turbina de gas auxiliar conectada al eje principal mediante una caja reductora y un embrague.

Esta turbina de gas auxiliar se puede alimentar, bien con aire comprimido, o bien con un cartucho, como en la aviación militar; el dispositivo de encendido se conecta durante el periodo de aceleración y se inyecta combustible a través del inyector de encendido; al finalizar la puesta en marcha, el dispositivo de encendido se desconecta.

En el caso de cámaras anulares, se montan varios dispositivos de encendido distribuidos por el tubo de llama anular, próximos a los inyectores principales.

En las cámaras tubulares sólo se montan dispositivos de encendido en algunas de ellas, generalmente en dos, mientras que la llama se transmite a las restantes, una vez estabilizada, mediante tubos que conectan el tubo de llama de cada cámara con los de las vecinas.

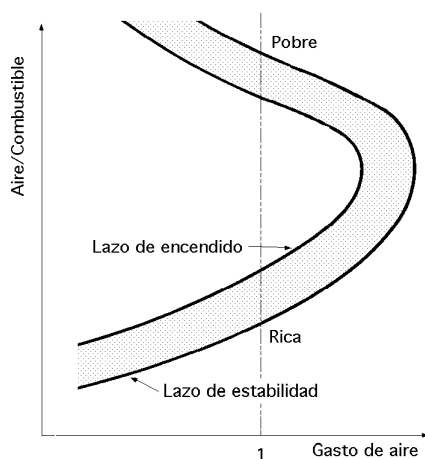


Fig VIII.30.- Curvas de encendido

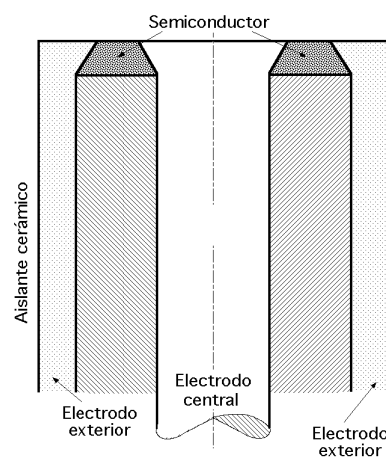


Fig VIII.31.- Bujía de alta tensión

El comportamiento del encendido se puede expresar por una curva de encendido semejante a la curva de estabilidad estudiada anteriormente, pero interior a ésta, Fig VIII.30; ésto significa que para un gasto másico de aire dado, el margen de relaciones aire/combustible dentro del cual es posible el encendido de la mezcla es más reducido que aquel en el cual es posible la combustión estable una vez que se ha producido el encendido. En las turbinas de gas de aviación, el dispositivo de encendido tiene que garantizar la posibilidad de reencendido en el vuelo. La dificultad que ésto pre-

senta se debe al empeoramiento de las condiciones de inflamación de la mezcla, (ya que la alta velocidad hace que el aire se refleje en un estrechamiento de la curva de encendido) y a la disminución de la velocidad de combustión (presión y temperatura de la cámara más bajas).

Para el arranque en tierra, o en turbinas de gas industriales, resultan muy adecuadas unas bujías de alta tensión similares a las utilizadas en los motores alternativos de encendido provocado, MEP; sin embargo en los motores de aviación se presenta la necesidad de asegurar el reencendido de los motores en pleno vuelo, lo que obliga a utilizar dispositivos que proporcionen una chispa de mucha mayor energía.

Existen sistemas que suministran chispas de alta energía de 4 a 12 julios a razón de 1 a 4 por segundo. La corriente de descarga puede ser de varios cientos de amperios, con una duración de unos pocos milisegundos.

Un sistema empleado es el de descarga superficial que se representa en la Fig VIII.31 y que consiste en un electrodo central y otro exterior que rodea al primero, separados por un aislante cerámico excepto en la punta, donde la separación se hace por medio de una capa de material semiconductor.

El principio de funcionamiento consiste en la descarga de un condensador a través del semiconductor que separa los electrodos. De esta forma, dicho material se pone incandescente y proporciona un camino ionizado de baja resistencia para la energía almacenada en el condensador. Una vez que se ha producido la ionización, tiene lugar la descarga principal en forma de un arco de gran intensidad.

Para el buen funcionamiento del sistema, éste debe situarse de forma que sobresalga de la capa de aire refrigerante en el interior del tubo de llama, llegando hasta el borde exterior del combustible pulverizado, aunque no tanto como para que resulte mojado en demasía.

En las cámaras de combustión que utilizan sistemas vaporizadores, como ya se indicó anteriormente al hablar de los sistemas de inyección, el dispositivo de encendido consiste en una bujía y un inyector auxiliar, antorcha de encendido. Este sistema resulta más voluminoso y pesado que el anterior, y es más adecuado para turbinas de gas industriales.

El inyector auxiliar se puede alimentar con combustibles ligeros de un depósito separado del principal, siempre que el combustible que utilice la turbina sea un combustible pesado.

En un quemador como el indicado en la Fig VIII.27, el combustible llegar a una determinada presión, del orden de 30 atm, que se mantiene constante mediante el regulador de presión de la admisión que actúa como válvula de descarga. En el interior del quemador, el combustible desciende hasta el extremo del armazón en forma de niebla fina.

La velocidad de rotación que caracteriza la calidad de la pulverización depende de la diferencia entre la presión de inyección y la que reina en la cámara, diferencia que varía poco con respecto a la marcha en vacío a plena carga; el gasto se regula mediante una válvula de retorno que evacúa el exceso de combustible.

Cuando el combustible es gas de horno alto están previstas una serie de toberas de inyección, concéntricas al dispositivo de distribución de aire primario, que originan el remolino.

Una misma instalación tiene mejor rendimiento térmico con gas natural o combustibles líquidos, que con gas de horno alto, en el que el óxido de carbono constituye el elemento combustor principal, siendo la diferencia del orden del 4%.

Las cámaras de combustión alimentadas con gas van provistas con frecuencia de un quemador de fuel-oil que permite un caldeo mixto, caldeo con combustible líquido; durante el calentamiento con gas, el inyector retrocede para no estar sometido a una temperatura demasiado elevada.

### VIII.11.- DIMENSIONES DE LAS CÁMARAS DE COMBUSTIÓN

En las turbinas de gas de aviación es muy importante que el tamaño de la cámara de combustión sea pequeño, por lo que su diseño debe tender a cumplir dicha exigencia, lo que implica volumen y peso reducidos. Las secciones frontales máximas del motor vienen determinadas frecuentemente por el tamaño de la cámara de combustión, teniendo éste detalle una gran influencia en la resistencia aerodinámica del motor.

En las turbinas de gas industriales, el tamaño de la cámara de combustión no es un factor preponderante en el diseño. Las dimensiones principales de una cámara de combustión se eligen, fundamentalmente, tomando como base datos experimentales de cámaras similares ya existentes. Una vez construido un primer prototipo se ensaya y se introducen las modificaciones necesarias para conseguir un comportamiento óptimo. Este comportamiento viene definido por su rendimiento, pérdida de presión de remanso, límites de estabilidad de la combustión, perfil de temperaturas del flujo a la salida de la cámara, etc.

Aunque la forma y disposición de las cámaras de combustión son bastante flexibles, se puede establecer una normativa basada en datos experimentales, que sirva de ayuda para el diseño del volumen, sección transversal, longitud, y tamaño y disposición de los orificios del tubo de llama.

El volumen de la cámara de combustión depende de la intensidad de la combustión, de forma que definidos los valores de este parámetro, se puede hacer una primera aproximación del volumen de la misma.

Para seleccionar el área de la sección transversal de la cámara de combustión se define el concepto de velocidad de referencia  $c_{ref}$  en la forma:

$$c_{ref} = \frac{G_{aire}}{2 \cdot m}$$

en la que:

$G_{aire}$  es el gasto másico de aire

$2$  es la densidad del aire a la entrada de la cámara de combustión, salida del compresor

$m$  es el área de la sección transversal máxima de la cámara que, para las tubulares vale:

$$m = \frac{D^2 \cdot n}{4}$$

siendo  $n$  el número de cámaras y  $D$  el diámetro de cada celda de combustión.

Para las cámaras anulares y tuboanulares se tiene:

$$m = \frac{(D_e^2 - D_i^2)}{4}$$

en la que  $D_e$  y  $D_i$  son los diámetros exterior e interior, respectivamente, de la cámara de combustión.

La velocidad de referencia  $c_{ref}$  es un parámetro teórico y puede que no llegue a alcanzarse en ninguna sección de la cámara. Sus valores no superan generalmente los 35 m/seg, correspondiendo los más bajos a las turbinas de gas industriales con cámaras de flujo en contracorriente.

Desde el punto de vista del diseño es conveniente expresar la pérdida de presión de remanso en la cámara de combustión mediante un parámetro adimensional denominado coeficiente de pérdida de carga  $c_L$  de la forma:

$$c_{p\acute{e}rdida \text{ de carga}} = c_L = \frac{\frac{2}{\rho} p_{c.comb.}}{\frac{2}{\rho} c_{ref}^2} = \frac{p_2}{c_{ref}^2}$$

en la que:  $p_2 = p_2 - p_{2*}$ , es la caída de presión o pérdida de carga total  $P$ :

$$P = \frac{1}{2} \rho c_L c_{ref}^2$$

Los valores del coeficiente de pérdida de carga  $c_L$  son muy variables y pueden ser del orden de 15 para velocidades de referencia de 35 m/seg, hasta más de 100 para velocidades de referencia de 8 m/seg.

Para los grados de calentamiento  $\frac{T_3}{T_2} = \text{—}$  utilizados en la práctica, la relación óptima entre el área total de la sección transversal ocupada por el tubo, o tubos de llama, y el área de la sección transversal máxima de la cámara oscila entre 0,55 y 0,65. La relación óptima implica que para una velocidad de referencia dada, el coeficiente de pérdida de carga será mínimo.

El coeficiente de pérdida de carga se puede poner en la forma:

$$\frac{p_{cám}}{p_2} = \frac{p_{cám}}{\frac{G_{aire}^2}{2 \rho^2}} \cdot \frac{\frac{G_{aire}^2}{2 \rho^2}}{p_2} = \left| \begin{array}{l} c_{ref} = \frac{G_{aire}}{2 \rho} \\ c_L = \frac{2 p_{cám}}{c_{ref}^2} \end{array} \right| = \frac{2 p_{cám}}{c_{ref}^2} \cdot \frac{\frac{G_{aire}^2}{2 \rho^2}}{p_2} = \left| \begin{array}{l} p_2 v_2 = R T_2 \\ \rho = \frac{p_2}{R T_2} \end{array} \right| =$$

$$= c_L \frac{R}{2} \frac{G_{aire}^2 T_2}{\rho^2 p_2^2}$$

Mediante esta ecuación se pueden comparar cámaras de combustión de formas diferentes.

Por lo que respecta a su longitud, la experiencia demuestra que las cámaras de combustión que tienen un diseño similar, mantienen aproximadamente la misma relación {longitud-diámetro}; en esta relación, para cámaras tubulares típicas, oscila entre 3 y 6, si se refiere al tubo de llama, y entre 2 y 4 si se refiere a dimensiones de la cámara; los valores más bajos se corresponden con el caso de que exista torbellinador.

Para las cámaras anulares se pueden aceptar los valores anteriores, pero tomando como diámetro el interior y el exterior del tubo llama.

El objetivo principal de cualquier disposición de los orificios del tubo de llama va encaminado a conseguir, en la zona primaria, un coeficiente de exceso de aire próximo a la unidad, mezcla estequiométrica, y del orden de 1,5 en la secundaria, zona de combustión.



**Dimensionado de los orificios.-** La influencia de la posición y del tamaño de los orificios del tubo de llama en las condiciones de flujo en la zona primaria es muy difícil de calcular, si no imposible.

En la práctica, se ha observado que estos orificios no deben tener un diámetro mayor de  $1/10$  del diámetro del tubo de llama.

Si se utiliza un *torbellinador* como única fuente de aire primario, el margen de funcionamiento estable y alto rendimiento, será más estrecho; en muchos casos se utiliza una combinación de torbellinador y orificios en el tubo de llama.

El dimensionado de los orificios de la zona de dilución, aire terciario, depende del perfil de temperaturas que se desee obtener. La penetración del chorro de aire es aproximadamente proporcional a su diámetro y es mayor para orificios alargados, en dirección axial, que para los redondos.

## VIII.12.- RECUPERADORES

Los recuperadores están constituidos por un haz tubular en el que se mueven los gases calientes que salen de la turbina, mientras que el aire a recalentar circula alrededor de los tubos; normalmente los fluidos circulan en contracorriente.

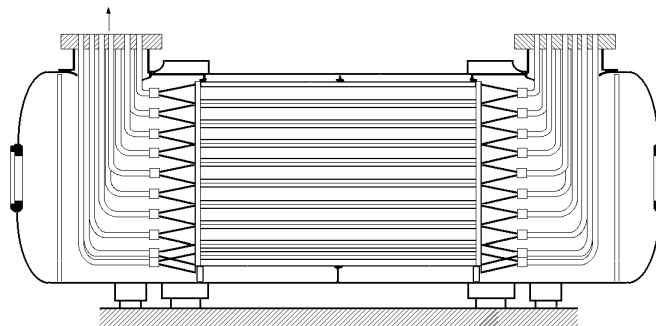


Fig VIII.32.- Recuperador Escher-Wyss

La presión en el almacén es del orden de 5 a 10 atm y las temperaturas de las paredes no sobrepasan los  $400^{\circ}\text{C}$ .

No se corren riesgos de corrosión, pues el aire que entra en el recuperador está, debido a la compresión, a una temperatura muy superior a los  $100^{\circ}\text{C}$  de manera que la temperatura de las paredes de los tubos está por encima del punto de rocío del ácido sulfúrico, que es el elemento más corrosivo que pudiera aparecer en el proceso.

Existe el peligro de incendio debido a los depósitos de hollín en los tubos; se puede suprimir mediante lavados periódicos o instalando un sistema de soplado con aire comprimido.

En las instalaciones de circuito cerrado no existe este peligro, ya que el gas está limpio y se pueden reforzar, del lado de baja presión, los tubos de aletas onduladas que al disminuir los diámetros hidráulicos conducen a mejores coeficientes de transmisión de calor, por lo que las dimensiones del aparato son más reducidas.

## **IX.- PERDIDAS EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN Y EN LOS ALABES**

### **IX.1.- PERDIDAS DE CARGA EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN**

Las pérdidas de carga que se producen en la cámara de combustión pueden ser:

- a) Pérdidas hidráulicas*
- b) Pérdidas debidas al proceso de aportación de energía térmica al fluido*

**Pérdidas hidráulicas.** - La velocidad del aire a la salida del compresor alcanza valores del orden de 175 m/seg; a fin de garantizar un proceso normal de combustión, la velocidad media del aire tiene que ser del orden de los 60 m/seg, por lo que para disminuir la velocidad del aire, se coloca un difusor al comienzo de la cámara de combustión.

Las pérdidas hidráulicas en la cámara de combustión son debidas fundamentalmente a:

- a) Pérdidas en el difusor*
- b) Pérdidas en el torbellinador*
- c) Pérdidas en la mezcla de los chorros de aire secundario y terciario, con la corriente de aire primario.*

Las pérdidas por rozamiento de la corriente con las paredes tienen poca importancia.

En general, cuanto más efectiva sea la mezcla, mayor será la pérdida de carga, por lo que es necesario llegar a una solución de compromiso entre la uniformidad de la distribución de temperaturas a la salida y unas pérdidas de carga reducidas. En las turbinas de gas de aviación, el conducto comprendido entre la salida de la cámara de combustión y la entrada en la turbina es muy corto, por lo que el compromiso que se alcanza es tal que la no uniformidad de la temperatura llega a ser de hasta un  $\pm 17\%$  del valor medio.

En turbinas de gas industriales la longitud de dicho conducto es mayor, pudiendo ser más uniforme la distribución de temperaturas, si bien a expensas de mayores pérdidas de carga.

**Representación de la pérdida de carga durante la combustión, en el diagrama (T-s).** - En la transforma-

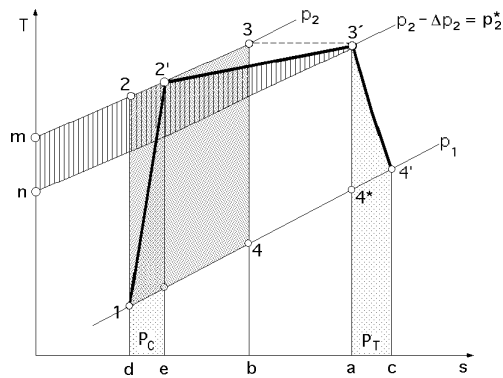


Fig IX.1.- Pérdidas de carga durante la combustión

ción (2' 3) la transmisión de calor va acompañada de una pérdida de presión  $p_2$ , disminuyendo la energía  $Q_1$  transmitida al gas, que se corresponde con un incremento de entropía,  $s_{ba} = s_{33'}$ ; estas pérdidas de carga durante la combustión vienen representadas por el área (33'ab), igual al área (2'3'nm), Fig IX.1. Las pérdidas térmicas en la cámara de combustión se recuperan parcialmente en la turbina por cuanto el trabajo de rozamiento de los gases se transforma en calor que aumenta su entalpía en la expansión, y el área del ciclo aumenta por pasar del punto 3 al 3'.

estas pérdidas vienen dadas por el área (m2'3'n) ó el (33'ab).

Todo ello equivale a una disminución del rendimiento de la turbina, de forma que el nuevo rendimiento se puede poner en la forma:

$$\eta^* = \eta - \frac{1}{1 - \frac{p_2}{p_1}} \frac{p_2}{p_1} \eta$$

siendo,  $p_2 = p_{\text{cám. combustión}}$ , y la relación  $\frac{p_2}{p_1}$  una magnitud relativamente pequeña.

**Pérdidas térmicas.** - Son debidas al hecho de que siempre que se aporta energía térmica a un fluido que circula a través de un conducto, aunque no exista fricción, se produce un aumento de su volumen específico y una pérdida de presión.

Cuando se aporta calor a un gas que circula a velocidad constante por un conducto, sin fricción, éste tiene que ser divergente por la ecuación de continuidad, ya que al calentarse el gas su volumen específico aumenta, al tiempo que disminuye la presión.

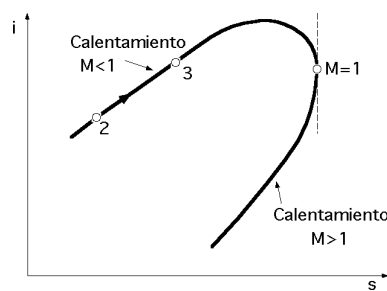


Fig IX.2

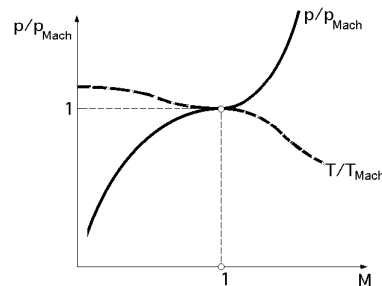


Fig IX.3

En el proceso de aportar calor a un gas que circula por un conducto de sección constante en ausencia de rozamientos, como se desprende del estudio de la curva de Rayleigh del flujo compresible unidimensional, el estado final del proceso 3 se encuentra sobre la curva de Rayleigh que pasa por el estado inicial 2 del proceso, Fig IX.2. Esto es lo que sucede en una cámara de combustión en la que se tiene un flujo subsónico y por ello los puntos 2 y 3 se encuentran sobre la rama superior de la curva de Rayleigh.

Cuando se trata de un aporte de calor, tanto si el flujo es subsónico como supersónico, la pre-

sión disminuye.

Se han representado las variaciones de  $\frac{P}{P_{Mach}}$  y  $\frac{T}{T_{Mach}}$  en función del nº de Mach para un proceso de transferencia térmica a un fluido compresible que circula por un conducto de sección constante sin rozamiento, es decir, según una línea de Rayleigh, Fig IX.3..

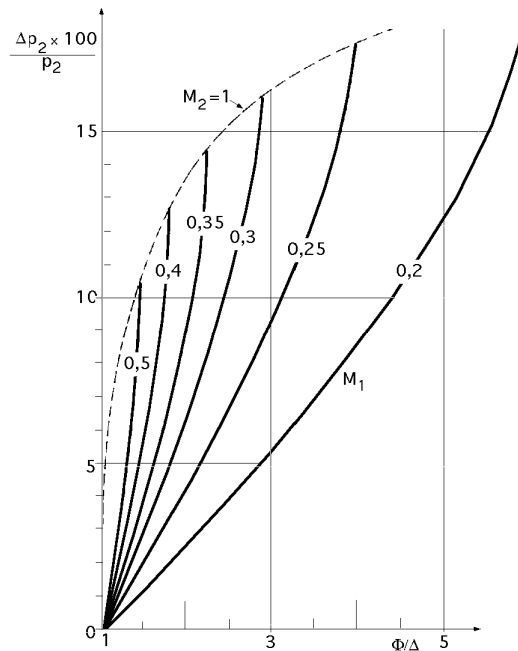


Fig IX.4.- Pérdidas para diversos grados de calentamiento, en función del nº Mach M

En las cámaras de combustión de las turbinas de gas los números de Mach a la entrada tienen valores pequeños,  $0,17 < M < 0,15$ , lo que unido a unos valores del grado de calentamiento  $\frac{T_3}{T_2} = \text{—}$  del orden de 2 a 3 da como resultado unas pérdidas por este concepto realmente pequeñas.

En la Fig IX.4 se han representado estas pérdidas en función del grado de calentamiento para distintos valores del número de Mach a la entrada en la cámara de combustión. La línea de trazos representa el límite para el cual el nº de Mach a la salida alcanza un valor igual a la unidad.

La pérdida de presión total en la cámara de combustión de una turbina de gas industrial, puede llegar a ser del orden de un 2% de la presión de entrada, mientras que en la de una turbina de gas de aviación está entre el 4% y el 7%.

Este valor llega a ser incluso superior a un 17% en las cámaras de postcombustión de los turbo reactores.

## IX.2.- RENDIMIENTO DE UNA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

El balance térmico en la cámara de combustión de una turbina de gas se puede poner en la forma:

$$G_{\text{aire}} \frac{c_{\text{aire}}^2}{2} + G_{\text{comb}} \frac{c_{\text{comb}}^2}{2} + G_{\text{aire}} (i_{fa} + i_2) + G_{\text{comb}} (i_{fc} + i_{2c}) =$$

$$= Q_{\text{pérd}} + G_{\text{gases}} (i_{fg} + i_3) + G_{\text{gases}} \frac{C_{\text{gases}}}{2}$$

en la que:

$i_{fa}$ ,  $i_{fc}$  y  $i_{fg}$  son las entalpías de formación por unidad de masa del aire, del combustible y de los productos de la combustión

$i_2$  es la entalpía de entrada del aire en la cámara de combustión

$i_{2c}$  es la entalpía de entrada del combustible en la cámara de combustión

$i_3$  es la entalpía de entrada de los productos de la combustión en la turbina

$G_{\text{aire}}$ ,  $G_{\text{comb}}$  y  $G_{\text{gases}}$  son el número de kg de aire, de combustible y de gases de la combustión.

Si se resta a ambos miembros de la ecuación anterior el valor,  $G_{\text{gases}} i_{fg}^0$ , en el que  $i_{fg}^0$  representa la entalpía de formación por unidad de masa de los productos de la combustión completa en el supuesto de que éstos sean los correspondientes a las condiciones normales de temperatura, se tiene:

$$\begin{aligned} G_{\text{aire}} \frac{C_a^2}{2} + G_{\text{comb}} \frac{C_c^2}{2} + (G_{\text{aire}} i_{fa} + G_{\text{comb}} i_{fc} - G_{\text{gases}} i_{fg}^0) + G_{\text{aire}} i_2 + G_{\text{comb}} i_{2c} = \\ = Q_{\text{pérd}} + G_{\text{gases}} (i_{fg} - i_{fg}^0) + G_{\text{gases}} i_3 + G_{\text{gases}} \frac{C_g^2}{2} \end{aligned}$$

en la que:  $(G_{\text{aire}} i_{fa} + G_{\text{comb}} i_{fc} - G_{\text{gases}} i_{fg}^0)$ , es la energía aplicada por el combustible  
 $Q_{\text{pérd}}$ , son las pérdidas térmicas

**La energía aportada por el combustible es:**

$$Q_1 = G_{\text{aire}} i_{fa} + G_{\text{comb}} i_{fc} - G_{\text{gases}} i_{fg}^0 = G_{\text{comb}} \left( \frac{1}{F} i_{fa} + i_{fc} - \frac{1+F}{F} i_{fg}^0 \right) = G_{\text{comb}} P_{ic}$$

con:

$1 + F$ , el número de kg de la mezcla combustible estequiométrica, 1 kg de aire y  $F$  kg de combustible;  $F$  es el dosado.

$P_{ic}$  la potencia calorífica del combustible a presión constante, que se define como la cantidad de calor desprendida de la combustión completa de 1 kg de combustible en condiciones normales de presión y temperatura, saliendo los gases residuales a la misma presión y temperatura

**Las pérdidas por combustión incompleta  $B$  son:**

$$P_{\text{comb. incompleta}} = B = G_{\text{gases}} (i_{fg} - i_{fg}^0)$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación del balance térmico de la cámara de combustión, se obtiene:

$$Q_1 = G_{\text{gases}} (i_3 + \frac{C_g^2}{2}) - G_{\text{aire}} (i_2 + \frac{C_a^2}{2}) - G_{\text{comb}} (i_{2c} + \frac{C_c^2}{2}) + Q_{\text{pérd}} + B$$

**El rendimiento de la cámara de combustión es:**

$$c_{\text{ám comb}} = \frac{G_{\text{gases}} \left( i_3 + \frac{c_g^2}{2} \right) - G_{\text{aire}} \left( i_2 + \frac{c_a^2}{2} \right) - G_{\text{comb}} \left( i_{2c} + \frac{c_c^2}{2} \right)}{G_{\text{gases}} \left( i_3 + \frac{c_g^2}{2} \right) - G_{\text{aire}} \left( i_2 + \frac{c_a^2}{2} \right) - G_{\text{comb}} \left( i_{2c} + \frac{c_c^2}{2} \right) + Q_{\text{pérd}} + B}$$

Si se desprecian los términos de energía cinética resulta:

$$c_{\text{ám comb}} = \frac{G_{\text{gases}} i_3 - G_{\text{aire}} i_2 - G_{\text{comb}} i_{2c}}{G_{\text{comb}} P_{ic}} = \frac{G_T i_3 - G_C i_2 - G_{\text{comb}} i_{2c}}{G_{\text{comb}} P_{ic}}$$

y si se desprecia la entalpía sensible del combustible:

$$c_{\text{ám comb}} = \frac{(G_{\text{aire}} + G_{\text{comb}}) i_3 - G_{\text{aire}} i_2}{G_{\text{comb}} P_{ic}} = \left| \begin{array}{l} G_{\text{gases}} = G_T = G_{\text{aire}} + G_{\text{comb}} \\ G_{\text{aire}} = 1 \quad G_{\text{comb}} = F \end{array} \right| = \frac{(1 + F) i_3 - i_2}{F P_c}$$

Si se desprecian las energías cinéticas del aire y de los productos de la combustión, resulta:

$$c_{\text{ám comb}} = \frac{(1 + F) i_3 - i_2}{F P_{ic}}$$

El rendimiento de la cámara de combustión depende de las pérdidas de calor a través de las paredes de la cámara y a la combustión incompleta, que viene ocasionada por los siguientes factores:

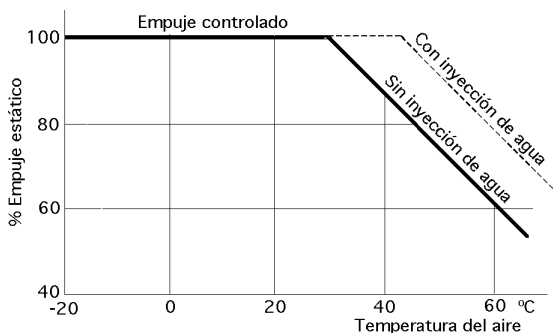


Fig IX.5.- Restauración del empuje añadiendo agua

- Defectos de formación de la mezcla, debido a que los inyectores pueden dirigir las gotas de forma que se vean arrastradas a lo largo de las paredes del tubo de llama.
- Enfriamiento local de la llama en puntos de entrada del aire secundario, impidiendo el normal desplazamiento del equilibrio químico hacia la formación del  $\text{CO}_2$ .

La influencia del equilibrio químico es poco importante si no se da la situación anterior.

### IX.3.- PERDIDAS EN LOS ALABES DE LA TURBINA

El paso relativo  $t$ , Fig IX.6, 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; por el contrario, 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, es de la forma:

$$F = c_a = t a c (c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1)$$

siendo  $c$  una velocidad ficticia, inferior a  $c_1$  y  $c_2$ .

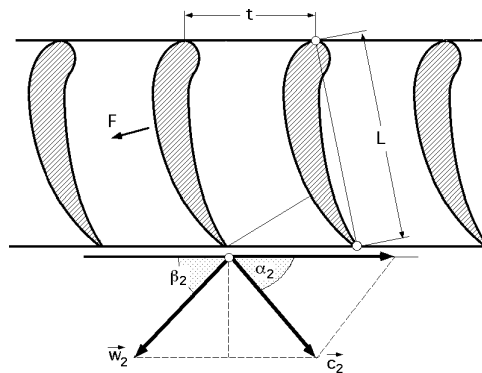


Fig IX.6.- Persiana de álabes

La diferencia de presión media correspondiente sobre las caras del perfil, siendo L la longitud de la cuerda, distancia entre los puntos de ataque y salida, es:

$$p = \frac{F}{L a}$$

La expresión del coeficiente de carga C es:

$$C = \frac{F}{a L \frac{c_2^2}{2}} = 2 \frac{p}{L} c \frac{c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \beta_1}{c_2^2}$$

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  $\alpha_1, \alpha_2$  ó  $\beta_1, \beta_2$  dados.

Para los álabes móviles de la turbina de acción en la que  $\alpha_1 = \alpha_2$ , y suponiendo  $w_1 = w_2$ , el coeficiente de carga C tiene por expresión:

$$C = 2 \frac{p}{L} \sin 2\alpha \quad ; \quad \frac{p}{L} = \frac{C}{2 \sin 2\alpha} \quad \begin{aligned} \frac{p}{L} &= C, \text{ para } \alpha = 15^\circ \\ \frac{p}{L} &= 0,575 C, \text{ para } \alpha = 60^\circ \end{aligned}$$

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 no sólo de la desviación, ángulo  $\alpha$ , sino también del caudal, que disminuye con el ángulo  $\alpha$ .

En la turbina de acción, el coeficiente de reducción de velocidad del álabe  $\phi$  ó según se trate de un álabe móvil o fijo, disminuye cuando el ángulo de desviación  $\delta = 180^\circ - (\alpha_1 + \alpha_2)$  aumenta..

Para un mismo ángulo de desviación, el rendimiento varía con la convergencia de los canales (paso entre álabes).

**Determinación del ángulo  $\alpha_2$  de salida del álabe.**- El valor del ángulo de salida medio interviene en el trazado de los triángulos de velocidades. Este ángulo difiere en general del ángulo del álabe  $\beta_2$ ,

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  $2^\circ$ .

**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  $c_s$ .

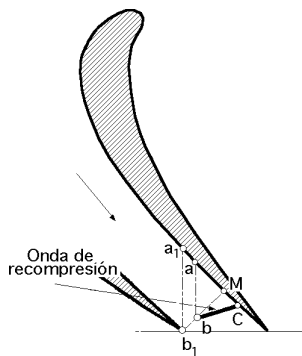


Fig IX.7.- Influencia de la compresibilidad

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 IX.7, en la proximidad de la sección más estrecha, en donde debido a la curvatura de los filetes de fluido, la depresión es máxima.

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.

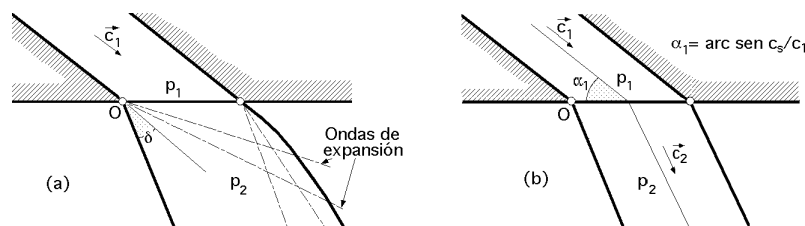


Fig IX.8.a.b.- Expansión de una vena supersónica a la salida de la tobera

Si la sección de salida forma con la tobera un ángulo igual al ángulo de Mach:

$$\alpha_1 = \arcsen \frac{c_s}{c_1}$$

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,  $p_2/p_0$ , 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 IX.8.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.

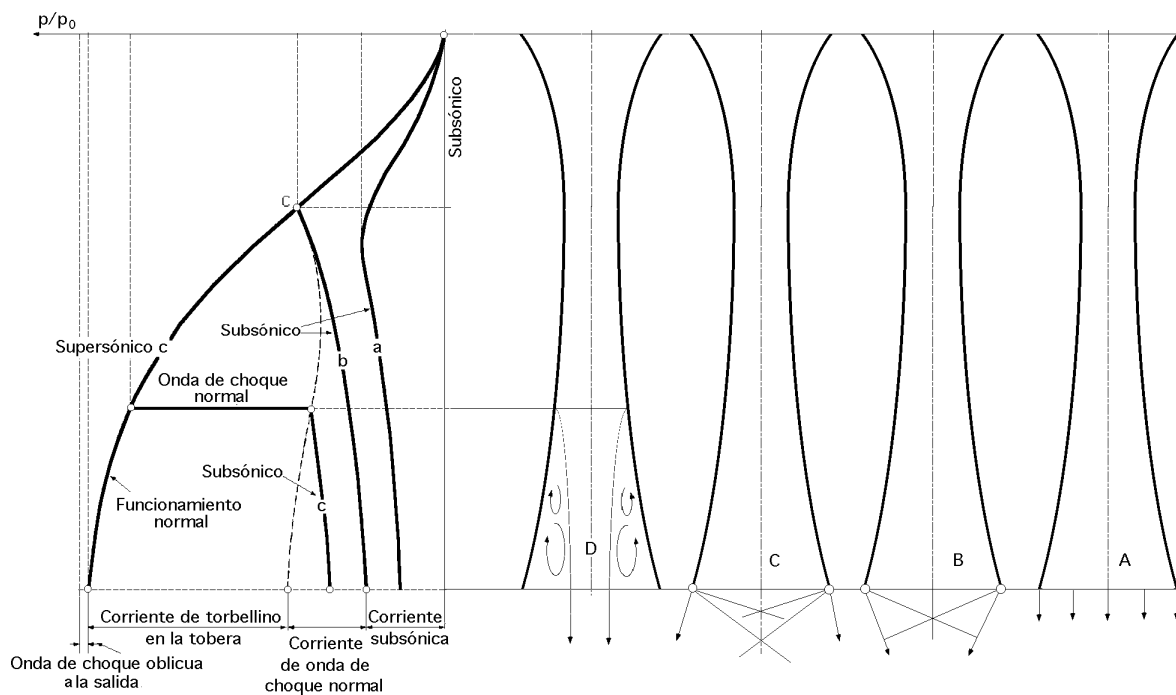
Los fenómenos que se producen en un álabe convergente-divergente son análogos a los que se originan en una tobera de canal de paso rectilíneo; si el flujo en la parte divergente de la tobera es supersónico, las perturbaciones aguas abajo no pueden remontarse aguas arriba.

Si  $p_1$  es la presión dentro de la tobera a la salida y  $p_2$  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,  $p_2/p_1$ , 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. 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.



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 IX.9.- Funcionamiento de una tobera convergente-divergente

**RELACIÓN DE EXPANSIÓN LIBRE.**- Esta relación permite conocer la forma de evitar los fenómenos sónicos. La elevación 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:

$$\frac{\frac{p}{c_1^2}}{2} = 0$$

Para velocidades elevadas esta relación varía según la ley de Prandtl-Glauert:

$$\frac{\frac{p}{c_1^2}}{2} = \frac{\left(\frac{p}{c_1^2}\right)_0}{\sqrt{1-M^2}} = \frac{\frac{p_1 - p_c}{c_1^2}}{2} = \frac{1 - \frac{p_c}{p_1}}{2 \frac{p_1}{c_1^2}} = \frac{1 - \frac{p_c}{p_1}}{\frac{M_1^2}{2}}$$

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.

Recordando que:

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

$$\frac{p_0}{p_1} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1^2\right)^{-1} \quad ; \quad \frac{p_c}{p_1} = \frac{\frac{p_c}{p_0}}{\frac{p_1}{p_0}} = \frac{\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1^2\right)^{-1}}{\left(\frac{\gamma + 1}{2}\right)^{-1}}$$

se obtiene:

$$\frac{\frac{p}{c_1^2}}{2} = \frac{\left(\frac{p}{c_1^2}\right)_0}{\sqrt{1-M^2}} = \frac{1 - \frac{\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1^2\right)^{-1}}{\left(\frac{\gamma + 1}{2}\right)^{-1}}}{\frac{M_1^2}{2}}$$

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

**INFLUENCIA DEL ÁNGULO DE ATAQUE.**- La Fig IX.10 muestra el reparto de las presiones sobre el intradós y el extradós de un álabe de acción para un ángulo de ataque normal  $\alpha_1$ ; 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.

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

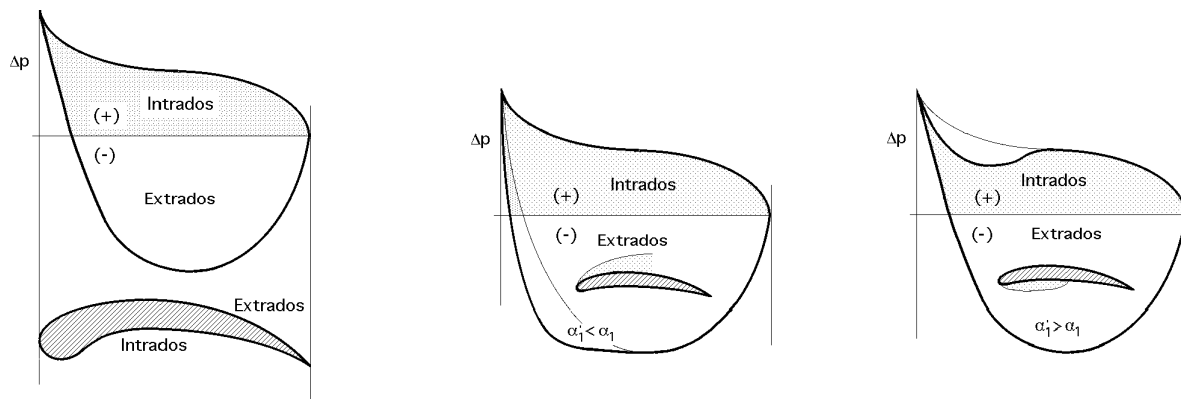


Fig IX.10.- Reparto de presiones sobre el intradós y el extradós; influencia del ángulo de ataque

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,  $\alpha_1 < \alpha_2$ , aumenta la presión, 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.

## **X.- TURBINAS DE GAS. APLICACIONES**

### **X.1.- SOBREALIMENTACIÓN DE MOTORES Y CALDERAS**

En las instalaciones que utilizan fluidos compresibles, las cantidades de energía utilizadas y, por tanto, las dimensiones de las máquinas, son proporcionales al flujo másico; para reducir las dimensiones conservando la potencia o para aumentar la potencia manteniendo las dimensiones, se puede:

a) *Aumentar las velocidades de circulación*, que para secciones de paso iguales, implica un aumento del flujo másico, lo que supone un aumento de las pérdidas de carga, y una reducción del rendimiento.

b) *Aumentar la presión de funcionamiento* y, por tanto, el peso específico de los gases y el flujo másico, sin cambiar las velocidades de circulación, posibilidad que constituye una de las principales ventajas de la turbina de gas en circuito cerrado.

En las máquinas que funcionan con aire en condiciones atmosféricas, el aumento de la presión de funcionamiento o sobrealimentación se consigue colocando un compresor a la entrada de la instalación. Para accionarlo se necesita energía que se obtiene de la energía térmica residual de los gases antes de ser lanzados a la atmósfera.

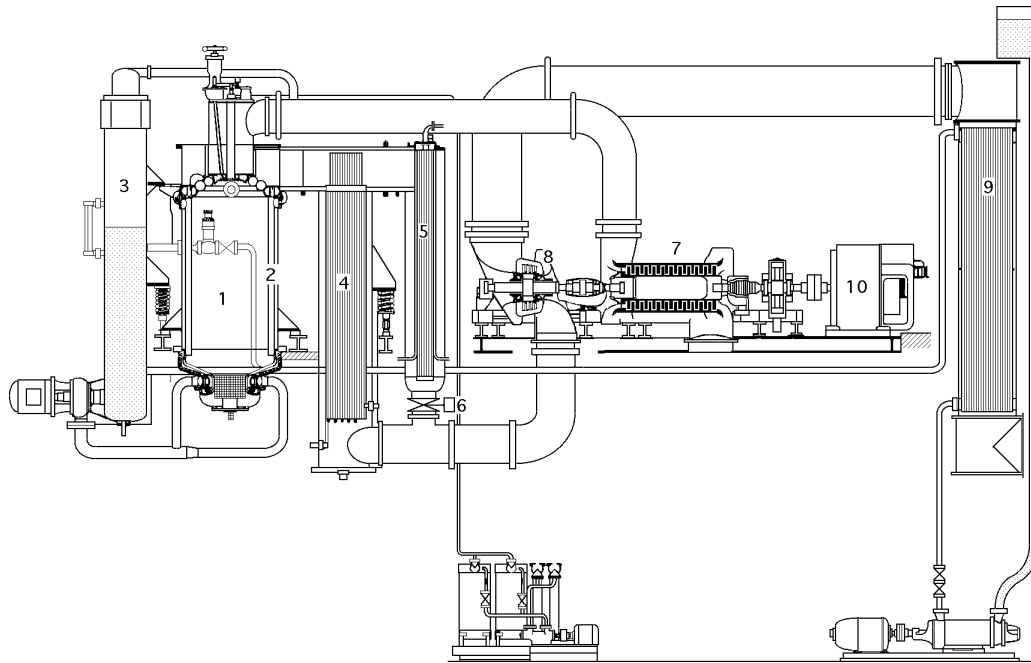
La primera aplicación de la sobrealimentación fue la de los motores de aviación (1916) mediante un compresor accionado por una turbina alimentada por los gases de escape del motor, apareciendo en 1930 las primeras calderas sobrealimentadas por grupos turbocompresores.

**Turbocompresor de sobrealimentación.-** Estas máquinas constan de una turbina de gas de un escalonamiento, generalmente de inyección total y de un compresor centrífugo para relaciones de compresión entre 1,5 y 2,5.

El sistema de sobrealimentación que se aplicó a los motores Diesel de cuatro tiempos hacia 1920, también se emplea en los motores Diesel de dos tiempos desde 1950.

**Sobrealimentación de calderas.-** Una *caldera Velox* es un generador de vapor con circulación forzada de agua y circulación forzada de gas, obtenida esta última mediante un grupo turbocompresor, Fig X.2.

La combustión se realiza bajo presión, 1 a 2 atm, las velocidades de circulación de los gases son muy elevadas, del orden de 200 m/seg en lugar de 15 m/seg en los generadores ordinarios, con lo que resultan flujos de calor muy elevados, del orden de 300.000 Kcal/h.m<sup>2</sup> en lugar de los 32.000 Kcal/h.m<sup>2</sup> en las calderas clásicas.



- 1.- Cámara de combustión; 2.- Tubos vaporizadores verticales; 3.- Separador de agua con bomba de desagüe; 4.- Sobrecalentador;  
5.- Evaporador de regulación; 6.- Válvula mariposa de regulación; 7.- Compresor de aire; 8.- Turbina de gases de escape;  
9.- Recalentador del agua de alimentación; 10.- Motor de punta del compresor

Fig X.1.- Generador de vapor tipo Velox, con regulación automática de la temperatura del vapor

El peso del generador es más reducido, pero las calderas Velox presentan inconvenientes que han limitado su empleo en instalaciones de potencias moderadas, como *la obligación de quemar un combustible gaseoso o líquido debido al peligro de abrasión que constituye un combustible sólido accionado a gran velocidad, o el que la recuperación del calor de escape se haga mediante un economizador, perdiéndose así la posibilidad de un recalentamiento por trasiego del vapor, por lo que se reduce el rendimiento del ciclo.*

Para cargas pequeñas no es suficiente la potencia de la turbina y se necesita un motor de arranque y de punta para mover el compresor.

Para cargas fuertes la potencia de la turbina se hace superior al consumo y se puede devolver energía a la red; si se aumenta la potencia de la turbina de gas, es posible combinarla con una turbina de vapor en una misma instalación de generación de energía, aunque hay que encontrar un punto de funcionamiento que haga ventajosa esta combinación.

## X.2.- CICLO COMBINADO TURBINA DE VAPOR Y TURBINA DE GAS

### *TURBINA DE GAS CON INSTALACIÓN DE TURBINA DE VAPOR AGUAS ABAJO*

Se puede suponer que el vapor de agua se produce únicamente por el calor de escape de la turbina de gas, Fig X.2.

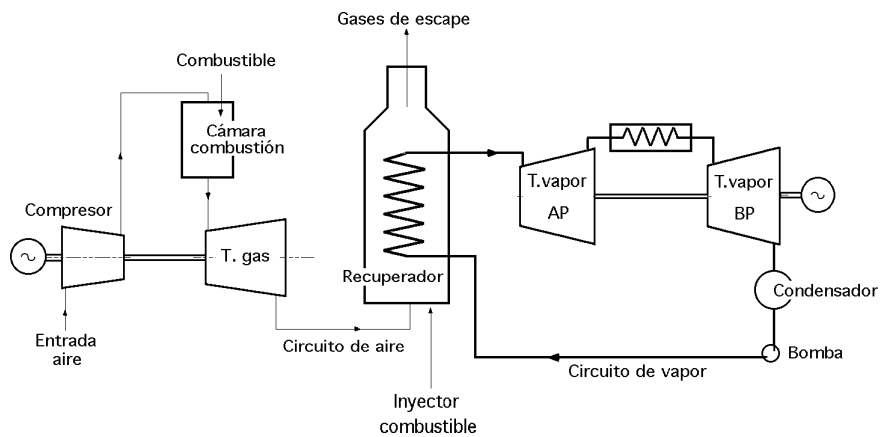


Fig X.2.- Turbina de gas con instalación de vapor aguas abajo

*Un balance de la entalpía del aire entre la entrada del compresor y la salida del recuperador, es de la forma:*

$$i_{\text{Compresor}} + c \cdot i_{\text{Combustión}} = i_{\text{Turbina gas}} + i_{\text{Recuperador}} + i_{\text{pérdidas escape}}$$

La *energía generada en toda la instalación* es:

$$N_1 = (i_{\text{Turbina}} + i_{\text{Compresor}}) \cdot g + i_{\text{Recalentador}} \cdot R - N_{\text{Elementos auxiliares}}$$

siendo:

$h_g$  el rendimiento del generador eléctrico

$h_R$  el rendimiento global del ciclo de vapor con funcionamiento en recuperación

$h_c$  el rendimiento de la combustión

En estas circunstancias, el *rendimiento de la instalación* \* es:

$$* = \frac{N_1}{i_{\text{Combustión}}}$$

Si se aporta una cierta cantidad de calor en la cámara del recuperador, de la forma,  $c \cdot i_1^*$ , la potencia del vapor aumenta en:

$$N = c \cdot \text{ciclo vapor} \cdot i_{\text{comb.}}^*$$

por lo que la *potencia total* N suministrada será:

$$N = N_1 + N = i_{\text{comb.}}^* + c_{\text{ciclo vapor}} i_{\text{comb.}}^*$$

y el **rendimiento**:

$$= \frac{i_{\text{comb.}}^* + c_{\text{ciclo vapor}} i_{\text{comb.}}^*}{i_{\text{comb.}} + i_{\text{comb.}}^*}$$

La poscombustión en el recuperador provoca un aumento del rendimiento en la forma:

$$\eta^* = (c_{\text{ciclo vapor}} - \eta^*) \frac{i_{\text{comb.}}^*}{i_{\text{comb.}} + i_{\text{comb.}}^*}$$

por lo que habrá que aportar la poscombustión siempre que

$$c_{\text{ciclo vapor}} > \eta^*$$

siendo normal elegir  $i_{\text{comb.}}^*$  tan grande como sea posible, o lo que es lo mismo, que la combustión se realice con un mínimo de exceso de aire en la cámara.

**INSTALACIÓN COMBINADA CON CALDERA EN HORNO A PRESIÓN.**- Vamos a comparar una instalación mixta, con otra instalación de vapor (\*), tomando como términos comunes los siguientes:

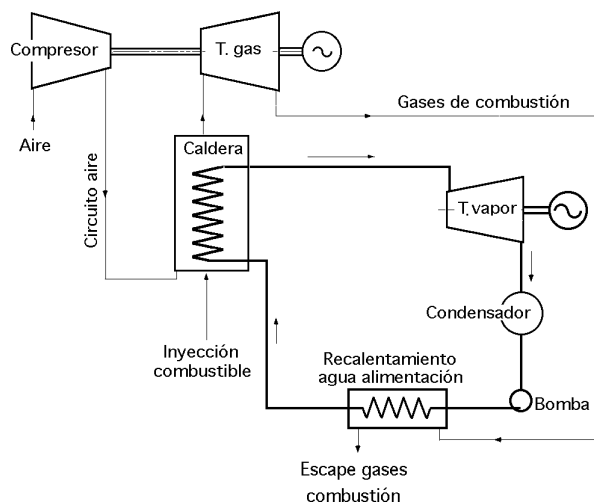


Fig X.3.- Instalación combinada con caldera en horno a presión

- Calor aportado por el combustible,  $i_{\text{comb}} = i_{\text{comb}}^*$
- Potencia de los elementos auxiliares,  $N_{\text{elem. aux.}} = N_{\text{elem. aux.}}^*$
- Calor evacuado y perdido por los humos,  $i_{\text{evac. humos}} = i_{\text{evac. humos}}^*$
- Balance energético de la instalación mixta,

$$i_{\text{comp}} + c \cdot i_{\text{comb}} =$$

$$= i_{\text{transm. al ciclo de vapor}} + i_{\text{turbina gas}} + i_{\text{comp}} + i_{\text{rec.agua}} + i_{\text{pérd.escape}}$$

e) Potencia de la instalación mixta:

$$N = (i_{\text{turbina gas}} - i_{\text{comp}}) \cdot g + i_{\text{trans.ciclo vapor}} \cdot \text{ciclo vapor} + i_{\text{rec.agua}} \cdot R - N_{\text{elem.aux.}}$$

f) Instalación de vapor:

$$i_{\text{comb}}^* = i_{\text{trans. ciclo vapor}} + i_{\text{pérd.humos}}^*$$

$$N^* = i_{\text{trans.ciclo vapor}} \cdot \text{ciclo vapor} - N_{\text{elem.aux.}}^*$$

y como:

$$i_{\text{comb}} = i_{\text{comb}}^* ; N_{\text{elem.auxil.}} = N_{\text{elem.auxil.}}^* ; i_{\text{evac.humos}} = i_{\text{evac.humos}}^*$$

$$N - N^* = (i_{\text{turb.gas}} - i_{\text{comp}}) \cdot g - \text{ciclo vapor} - i_{\text{rec.agua}} \cdot (\text{ciclo vapor} - R) =$$

$$= \left| = \frac{(i_{\text{turb.gas}} - i_{\text{comp}}) \cdot g + i_{\text{rec.agua}} \cdot R}{i_{\text{turb.gas}}} \right| =$$

$$= i_{\text{turb.gas}} \cdot (- \text{ciclo vapor}) - \text{ciclo vapor} \cdot (i_{\text{rec.agua}} - i_{\text{comb}})$$

La diferencia  $(i_{\text{rec.agua}} - i_{\text{comb}})$  es, en general, positiva y conviene sea lo menor posible, ya que la diferencia de temperaturas en el recalentador puede ser más importante que el aumento de temperatura producido por la compresión.

Admitiendo en el límite que:

$$i_{\text{rec.agua}} = i_{\text{comb}}$$

la superioridad del rendimiento de la instalación mixta viene dada por:

$$\eta^* = \frac{N - N^*}{i_{\text{comb}}} = \frac{i_{\text{turb.gas}} \cdot (- \text{ciclo vapor})}{i_{\text{comb}}}$$

Cuando,  $<$  ciclo de vapor, sólo instalación de vapor  
 $>$  ciclo de vapor, instalación combinada de gas-vapor

Para la elección del tipo de instalación es necesario tener en cuenta el rendimiento, pero no es suficiente, por cuanto también se han de considerar los gastos de instalación; una solución interesante es la combinación de una caldera a presión y una turbina de gas aguas abajo.

La combinación de una turbina de gas con una turbina de vapor, permite pasar de un rendimiento térmico del orden del 27,5% que es el rendimiento de las turbinas de gas a plena carga, al 32,6%.



### X.3.- OTRAS APLICACIONES INDUSTRIALES DE LA TURBINA DE GAS

La combustión de los gases de alto horno se puede aplicar a la obtención de energía eléctrica, y/o a la obtención de grandes cantidades de aire a presión necesario para diversas aplicaciones en las fábricas siderometalúrgicas. A principios de siglo se utilizaban soplantes que eran combinación de un motor de combustión interna que funcionaba con dichos gases y de un compresor alternativo, máquinas lentas y de grandes dimensiones; posteriormente, para el accionamiento de las turbosoplantes se utilizó una turbina de vapor alimentada por una caldera que quemaba el gas del horno alto. Hoy en día estos gases se queman en una turbina de gas acoplada a una turbosoplante, y/o a un alternador, en la que las condiciones de servicio, y el orden de magnitud de las potencias necesarias para el accionamiento de la turbosoplante y/o el alternador a gran velocidad, las hace idóneas para su utilización.

**Turbina de gas para generación de energía.-** Cuando la turbina de gas se utilice para generar energía eléctrica, la instalación se complementa con un compresor de gas de pequeñas dimensiones, que puede girar a mayor velocidad accionado mediante un multiplicador de engranajes. Los gases de escape calientan el aire y el gas combustible; la regulación del gasto de combustible se efectúa mediante un *by-pass* en la aspiración; se puede realizar un ahorro de energía dotando al compresor de combustible de una turbina de recuperación.

**Turbina de gas para la producción de viento.-** La turbina de gas acciona en acoplamiento directo a la turbosoplante de viento, que alcanza una presión del orden de 1,2 atm, y mediante un multiplicador de engranajes acciona al compresor.

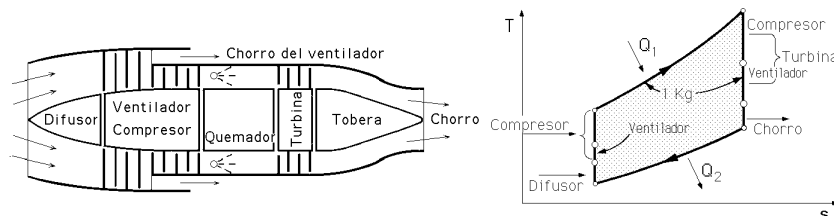


Fig X.4.- Esquema de una turbosoplante

Como no hay alternador, la potencia generada en la turbina acciona a la turbosoplante, que no está sujeta a una velocidad de rotación determinada, por lo que se puede adaptar a las necesidades de viento de la instalación, tanto desde el punto de vista del gasto másico, como de la presión. Como el gasto másico de viento está entre un 33% a un 45% del gasto másico total del compresor, las fluctuaciones que se pueden producir en el servicio no influyen sensiblemente en el funcionamiento de la turbina.

**Turbina de gas para la producción simultánea de energía y aire comprimido.-** En esta instalación, Fig X.5, el grupo gira a velocidad constante y la regulación del gasto másico de viento se efectúa en la turbosoplante, por el escape, mediante una turbina de recuperación combinada con una toma en el compresor de aire. La combinación de la generación de energía y viento ofrece la posibilidad de hacer funcionar el alternador como motor, accionando la soplante en caso de una parada imprevista de la turbina de gas.

Los combustibles gaseosos, gases de horno alto o gas natural, no presentan en general los inconvenientes de los combustibles líquidos en lo que concierne a la corrosión. Los gases de horno alto se deben depurar y las temperaturas vienen limitadas por la resistencia metalúrgica de los metales que con frecuencia llegan a 750°C.

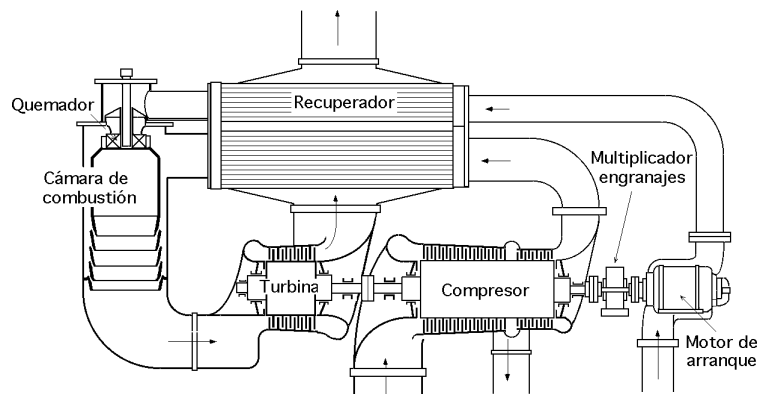


Fig X.5.- Turbina de gas para la producción simultánea de energía y aire comprimido

#### X.4.- GENERADOR DE GAS DE PISTONES

El generador de pistones de gases calientes que alimenta una turbina de gas situada sobre el conducto de escape, es un motor Diesel sobrealimentado, conjunto constituido por una máquina de pistones cuyo único papel es alimentar una turbina de gas que suministre por sí misma toda la potencia motriz.

En la Fig X.6 se esquematiza un generador de este tipo que lleva dos pistones escalonados de movimientos opuestos y simétricos; en la parte central un cilindro funciona según un ciclo Diesel de dos tiempos. Los pistones de barrido están dispuestos a ambas partes.

El aire es aspirado a través de unas válvulas al espacio anular que rodea el cilindro Diesel que está alimentado por las aberturas, verificándose el escape por una canalización que alimenta la turbina.

El barrido se asegura por una disposición conveniente de las aberturas 6 y 7 que, en un momento dado, están simultáneamente abiertas. Durante su desplazamiento hacia el exterior, los pistones 3 comprimen el aire que, durante la carrera de vuelta, asegura por su expansión el barrido y la compresión en el cilindro Diesel así como la compresión del aire de barrido. Los movimientos de los pistones se sincronizan mediante un sistema de bielas exterior que, teóricamente, no recibe ningún esfuerzo y que se utiliza del mismo modo para el mando de los inyectores.

En la Fig X.7 se representa el diagrama termodinámico; suponiendo que el punto A representa el estado del aire ambiente, se observa que:

*La fase de aspiración del aire viene representada por la transformación (AB)*

*La compresión del aire en el cilindro compresor por (BC)*

*La inyección del aire entre el compresor y el cárter por (CD)*

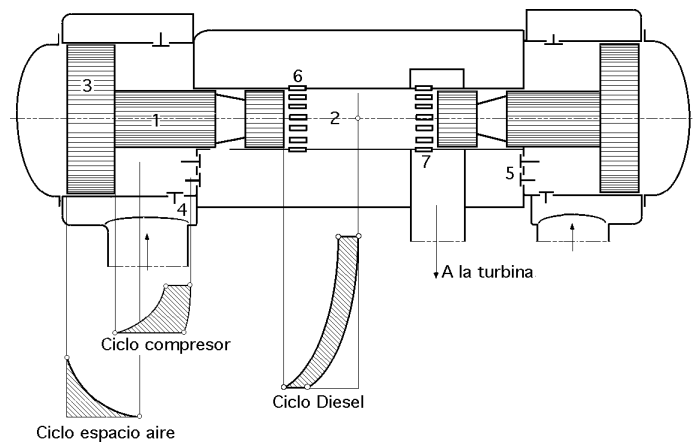


Fig X.6.- Sistema de funcionamiento del generador de pistones libres

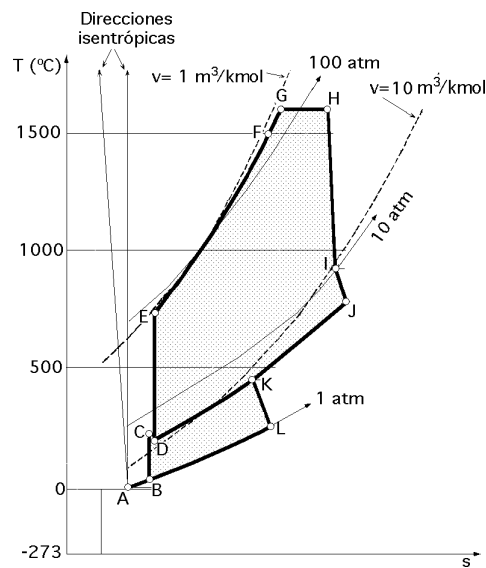
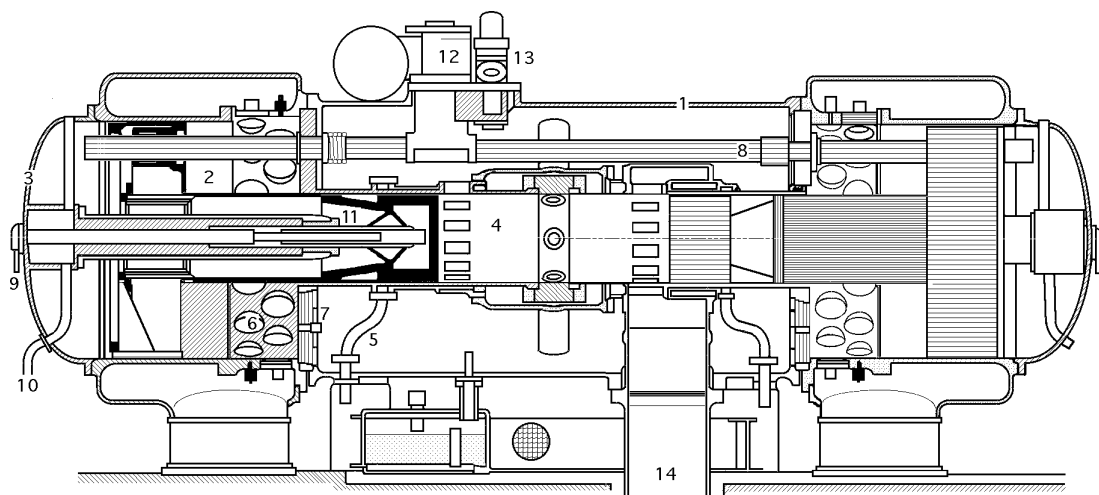


Fig X.7.- Ciclo de un grupo turbina de gas-generator de pistones libres



- 1.- Cáster; 2.- Cilindro compresor; 3.- Culata; 4.- Cilindro motor; 5.- Depósito de aire de barrido; 6.- Compuerta de aspiración; 7.- Compuertas de inyección; 8.- Tubo-guía; 9.- Llegada de aceite de refrigeración; 10.- Salida de aceite de refrigeración; 11.- Prensaestopas; 12.- Motor de arranque; 13.- Estabilizador; 14.- Conducto de gases de escape

Fig X.8.- Generador de pistones libres

En el punto D la masa de aire que evoluciona se subdivide en otras dos, cuya relación varía con la carga, una sigue el ciclo Diesel (DEGH13'), y la otra sirve para el barrido del cilindro motor y se añade a los gases de escape del ciclo Diesel, punto J, para conformar la mezcla gaseosa, punto K, que se va a expandir en la turbina siguiente (KL).

El conjunto generador-turbina de gas presenta un rendimiento elevado, del orden del 35%, próximo al del motor Diesel, comparable al obtenido por las turbinas de gas de ciclos complejos que llevan recuperación prolongada y compresión y expansión escalonadas.

El montaje de varios generadores para alimentar una misma turbina permite realizar instalaciones cuya potencia puede llegar a 10.000 CV. En algunas centrales se encuentran aplicaciones como elemento en horas punta o en emergencias.

## X.5.- MOTORES DE PROPULSIÓN POR TURBINA DE GAS

**Propulsión de barcos.-** Las aplicaciones de la turbina de gas en la propulsión de navíos son poco numerosas, debido fundamentalmente a dos situaciones.

La primera es que la turbina marina debe estar provista de un elemento de marcha atrás que, cuando está inutilizado en funcionamiento normal, produce pérdidas por ventilación; en la turbina de vapor estas pérdidas son pequeñas, pues los elementos de marcha atrás giran en un espacio donde reina la presión del condensador, es decir, prácticamente el vacío; sin embargo no ocurre lo mismo en los grupos de gas donde estas pérdidas son sensibles, ya que las aletas están, cuando menos, a la presión atmosférica. No obstante, en algunos casos se puede evitar este inconveniente utilizando rotores de palas orientables.

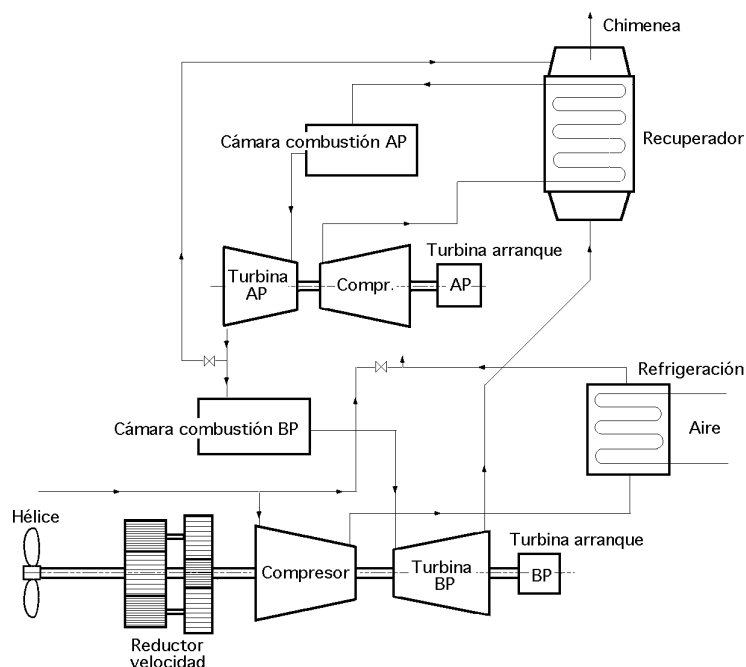


Fig X.9.- Grupo marino de turbina de gas

La segunda característica consiste en que la inercia térmica de una turbina de gas de disposición clásica es grande, sobre todo cuando la instalación tiene dos líneas de ejes. En estas condiciones, se facilita la adaptación del generador de pistones libres, pues este aparato posee una

inercia calorífica y mecánica pequeña, análoga a la del motor Diesel, y la inercia del grupo turboreductor de gas que mueve es idéntica a la de una turbina de vapor. De esta manera se han equipado un cierto número de barcos de pequeño tonelaje.

El aparato propulsor con grupo clásico lleva el generador de gas AP y el turboreductor BP; la Fig X.9 representa un esquema de esta disposición.

**Propulsión de automóviles.-** La técnica actual permite adaptar la turbina de gas para potencias pequeñas con rendimientos muy aceptables en máquinas pequeñas con velocidad de rotación elevada. Pero los tipos que no llevan recuperador tienen un consumo exagerado que hace imposible todo desarrollo en la industria del automóvil.

**El problema de la aplicación de la turbina de gas al automóvil radica en el recuperador,** que debe ser ligero, de dimensiones reducidas y de precio moderado. La mayor parte de los grandes constructores han construido y experimentado prototipos, que básicamente constan de:

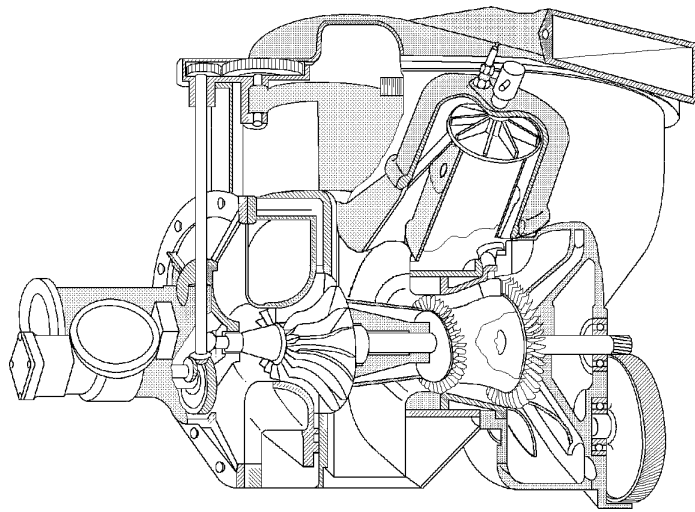


Fig X.10.- Turbina de gas para automóvil

a) Un generador de gases calientes constituido por un grupo de AP de un escalonamiento, compresor centrífugo de aletas radiales, un recuperador rotativo cuyas células, calentadas por los gases de escape de la turbina BP, recalientan el aire que sale del compresor, una cámara de combustión;

b) Una turbina de potencia útil de un escalonamiento BP con álabes distribuidores regulables

c) Elementos auxiliares, motor de arranque, bomba de combustible

La originalidad de la máquina consiste en la presencia de los álabes distribuidores regulables que permiten hacer variar el par sobre la rueda de BP, e incluso ejercer un momento de frenado, particularidad interesante cuando se sabe que la falta de freno motor es uno de los principales inconvenientes que se encuentran en la turbina de gas aplicada para la tracción automóvil.

## X.6.- PROPULSIÓN POR REACCIÓN

**TURBORREACTORES.-** Es en el terreno de la propulsión aeronáutica donde la turbina de gas ha encontrado su utilización más espectacular. Utilizada inicialmente en aparatos militares

rápidos, pero con radio de acción reducido, se extiende en la actualidad a recorridos de largo alcance dentro del campo de la aviación civil.

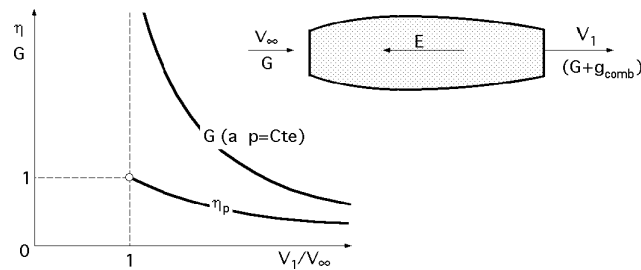


Fig X.11

En general, un propulsor de reacción es un aparato que produce un chorro de gas de gasto másico  $G$  que sale a la velocidad  $V_1$  y produce un empuje,  $E = G V_1$ .

El chorro de gas es el resultado de una combustión; en el cohete, el combustible y el comburente están en el interior del aparato, lo que le hace independiente de la atmósfera; por el contrario, el reactor toma el comburente del aire ambiente que penetra en la máquina debido a la velocidad de desplazamiento (estatoreactor) o bien por el efecto de un compresor movido por medio de una turbina que toma su energía de los gases de propulsión (turborreactor), que se presenta como una turbina de gas reducida a la parte generadora de gases calientes; tanto la turbina de potencia útil como el recuperador, no tienen sentido en esta situación; se sustituyen por una tobera de expansión donde el chorro de propulsión adquiere la velocidad  $V_1$ , Fig X.12

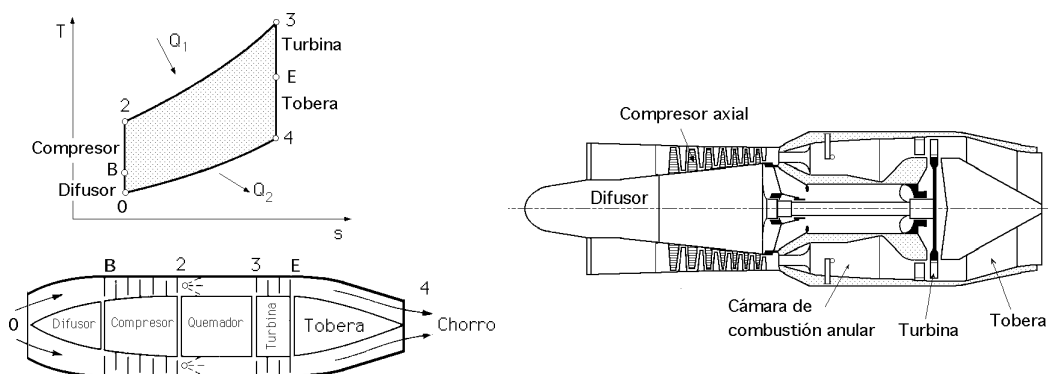


Fig X.12.- Esquema de turborreactor

El empuje  $E^*$  de un aparato de este tipo que se desplace a la velocidad  $V$  absorbiendo un gasto másico de aire  $G$  y lanzando hacia atrás un gasto másico,  $G_{aire} + g_{combustible}$ , con una velocidad  $V_1$ , es de la forma:

$$E^* = \frac{G (V_1 - V) + g_{comb} V_1}{g}$$

Despreciando en primera aproximación el gasto másico  $g_{comb}$ , la energía transmitida al fluido por el reactor es:

$$N = G \frac{V_1^2 - V^2}{2g}$$

La potencia de propulsión es,  $N_p = E^* V = \frac{G(V_1 - V)V}{g}$

$$\text{El rendimiento de la propulsión es, } \eta_p = \frac{N_p}{N} = \frac{G(V_1 - V)V}{G \frac{V_1^2 - V^2}{2}} = \frac{2V}{V_1 + V} = \frac{2}{1 + \frac{V_1}{V}}$$

que no tiene sentido más que para,  $V_1 > V$

Este rendimiento mejora cuando aumenta la velocidad del avión  $V$ , es decir, el propulsor de reacción es conveniente para grandes velocidades, observándose que:

$$V_1 = \frac{E^*}{G} + V$$

por lo que, con empuje constante, el gasto másico  $G$  aumenta con la velocidad del aparato.

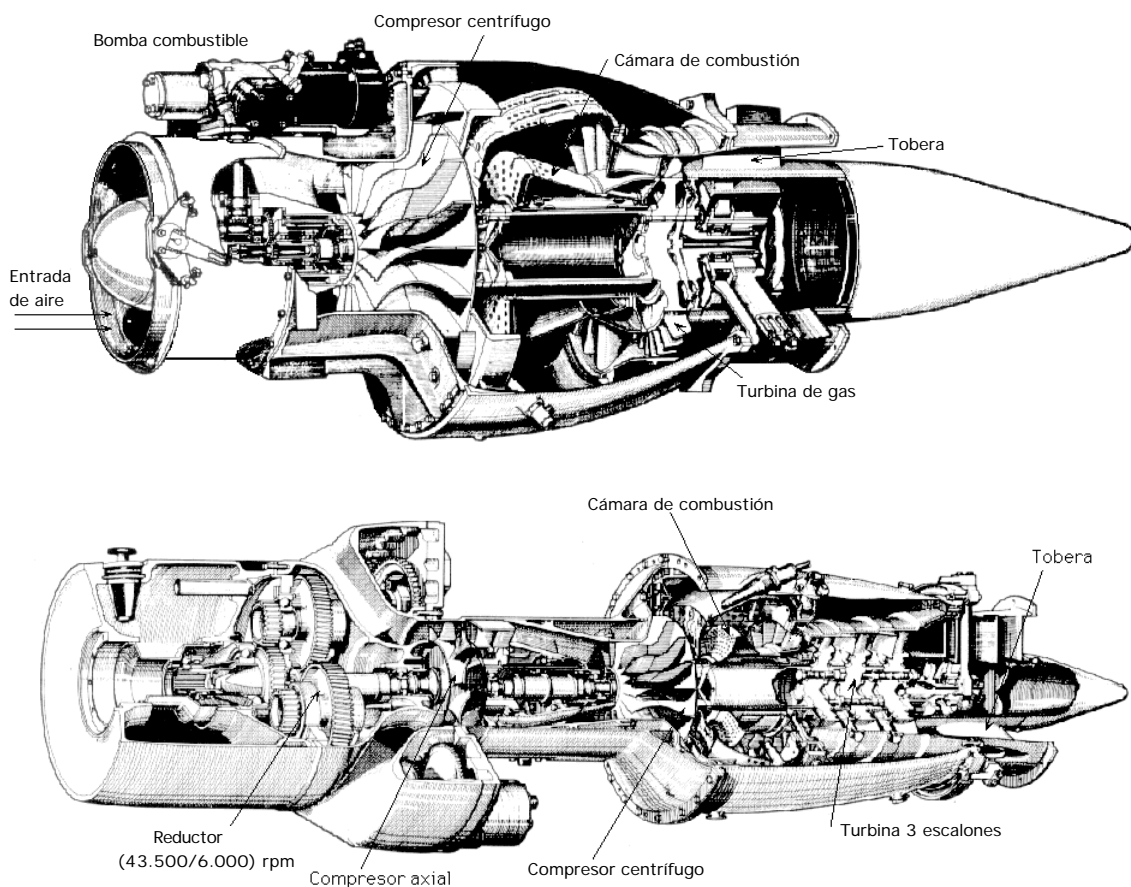


Fig X.13.- Turborreactores

**TURBORREACTOR DE UN FLUJO.-** El diagrama entrópico de un turborreactor de un flujo viene esquematizado en la Fig X.14.

*En el difusor de entrada la energía cinética del aire se transforma en presión.* Si la transformación fuese perfecta, se tendría la evolución isentrópica (OB'), de forma que:

$$c_{p1} (T_{1B} - T_0) = \frac{V^2}{2g}$$

y la presión obtenida sería  $p_1$ .

Debido a las pérdidas de carga en el difusor la presión disminuye, por ejemplo a  $p_1$ , siendo la evolución real (0B).

El rendimiento isentrópico del difusor es,  $\eta_{dif} = \frac{T_{1B} - T_0}{T_B - T_0}$

La compresión viene representada por la transformación (B2).

El rendimiento isentrópico del compresor es,  $\eta_{comp} = \frac{T_{2'} - T_1}{T_2 - T_1}$

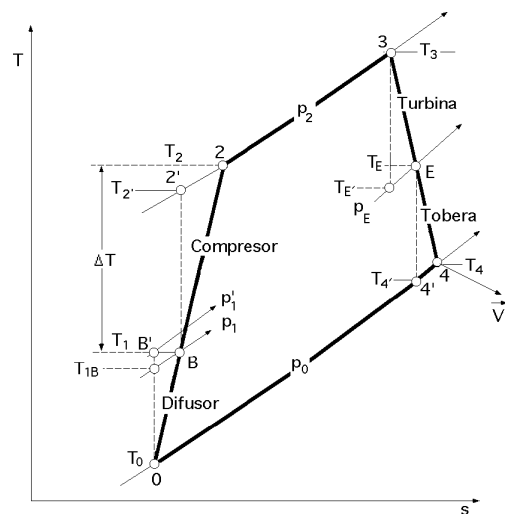


Fig X.14.- Ciclo de un turborreactor

El trabajo del ompresor es,  $T_{comp} = c_p (T_2 - T_1) = i_2 - i_1$

De 2 a 3 a lo largo de la isobara  $p_2$  se realiza la combustión en la cámara de combustión, a presión constante.

$$Q_1 = c_p (T_3 - T_2)$$

La expansión en la turbina viene representada por (34), siendo el *rendimiento de la turbina*:

$$\eta_{turb} = \frac{T_3 - T_E}{T_3 - T_{E'}} = \frac{i_3 - i_E}{i_3 - i_{E'}}$$

El *trabajo de expansión en la turbina* es:

$$T_{turb} = c_{p'} (T_3 - T_E) = i_3 - i_E$$

La *expansión en la tobera* se efectúa según (E4), de donde:

$$\frac{V_1^2}{2g} = c_p (T_E - T_4) = \eta_{turb} c_p (T_E - T_{4'}) = \eta_{turb} c_p T_E \left(1 - \frac{T_{4'}}{T_E}\right) = \eta_{turb} c_p T_E \left\{1 - \left(\frac{p_0}{p_E}\right)^{\frac{-1}{\gamma}}\right\}$$



La *potencia útil de propulsión*, para 1 kg de aire, (se desprecia el peso del combustible), es:

$$N_p = \frac{V (V_1 - V)}{g}$$

por lo que el rendimiento global es,  $\eta_{glob} = \frac{N_p}{Q_1} = \frac{V (V_1 - V)}{g c_p (T_3 - T_2)}$

La energía transmitida al fluido es,  $N_{fluido} = \frac{V_1^2 - V^2}{2g}$

El rendimiento térmico es,  $\eta_t = \frac{N_{fluido}}{Q} = \frac{V_1^2 - V^2}{2g c_p (T_3 - T_2)}$

El rendimiento de la propulsión es,  $\eta_{prop} = \frac{2}{1 + \frac{V_1}{V}}$

de forma que:

$$\eta_{total} = \eta_{propulsión} \eta_{térmico}$$

El rendimiento térmico varía con las relaciones:

$$= \left( \frac{p_2}{p_0} \right)^{-\frac{1}{\gamma}} ; \quad = \frac{T_3}{T_1}$$

igual que en un ciclo de turbina de gas ordinario.

Los rendimientos de la compresión y expansión de los dispositivos estáticos difusor y tobera son superiores a los de las máquinas rotativas comp y turbina, por lo que para aumentar la velocidad del avión interesa hacer más importante la parte de los dispositivos estáticos.

El foco frío está a un nivel térmico bajo; así, por ejemplo, a 12.000 metros de altitud se tiene una presión atmosférica,  $p_0 = 0,197$ , atm y una temperatura,  $T_0 = 216^\circ\text{K}$ ; como se admiten temperaturas de admisión elevadas,  $T_3 = 850^\circ\text{C} \div 900^\circ\text{C}$ , el valor de,  $\frac{p_2}{p_0} = 4,5 \div 5,5$ .

Todos estos factores favorecen la obtención de un rendimiento elevado, sensiblemente superior al de las turbinas de gas terrestres de ciclo simple.

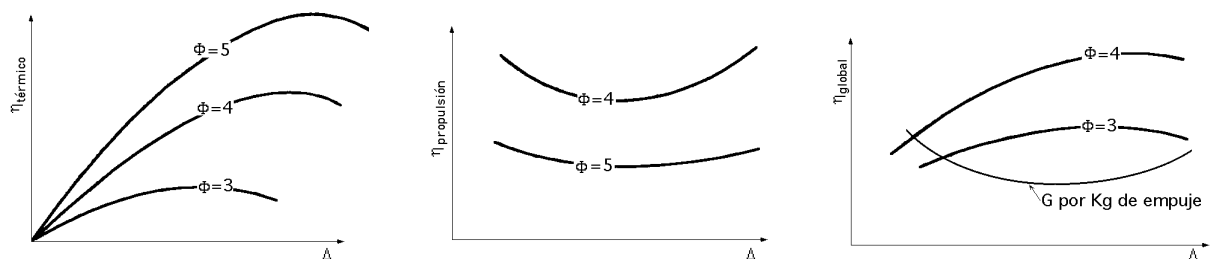


Fig X.15.- Rendimientos en función del grado de compresión

El rendimiento de propulsión se expresa en función de la relación de velocidades  $\frac{V_1}{V}$  y el ren-

dimiento térmico en función de la diferencia,  $V_1^2 - V^2$ , por lo que estos dos rendimientos están relacionados y varían en sentido inverso cuando varían  $\phi$  ó  $\beta$ , Fig X.15.

El **rendimiento global**, producto de los dos anteriores, se puede expresar en función de  $\beta$  tomando  $\phi$  como parámetro, existiendo para cada valor de  $\beta$  un valor óptimo de  $p_2$ . El empuje máximo se obtiene para un grado de compresión inferior al de rendimiento máximo.

Los rendimientos térmico y de propulsión varían en sentido inverso; un aumento de  $\beta$  para un valor dado de  $p_2/p_1$  no implica necesariamente una mejora del  $\eta_{global}$ ; sin embargo, un aumento del área del ciclo disminuye el gasto másico de aire necesario y, por tanto, disminuyen también las dimensiones de la máquina.

**Influencia de la velocidad del avión.-** Para determinar la influencia de la velocidad del avión consideraremos un ciclo determinado por la relación de compresión  $\beta$  y por la relación de temperaturas  $\phi$ , Fig X.16; si se supone un aumento de la velocidad  $V$  del avión, el punto B pasa a la posición  $B_1$ , y el punto 2 a la  $2'$ ; la diferencia de temperaturas en el compresor se reduce en los incrementos,  $T_B + T_2$ . La caída de temperatura en la turbina se reduce en el mismo valor si los calores específicos  $c_p$  y  $c_{p'}$  son iguales, es decir en el decremento,  $T_E = T_B + T_2$ , pasando el punto E a la posición  $E_1$  y el 4 a la  $4'$ , con lo que la caída de temperatura en la tobera aumenta en,  $T_E + T_4$ .

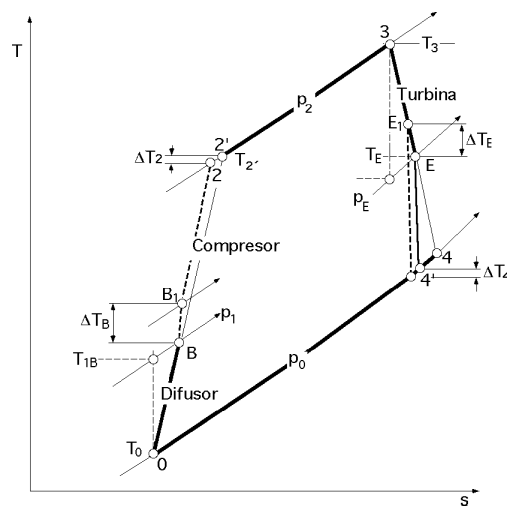


Fig X.16.-  
Influencia del aumento de la velocidad del avión V

La energía comunicada al fluido aumenta en:

$$\frac{(V_1 + V_1)^2 - (V + V)^2 - (V_1^2 + V^2)}{2g} = c_p (T_4 + T_E - T_B) = c_p (T_4 + T_2)$$

y la cantidad de calor a suministrar para aumentar la velocidad del avión, en:

$$Q = c_p T_2$$

por lo que el **rendimiento térmico** queda en la forma:

$$\eta_{\text{térm}} = \frac{\frac{V_1^2 - V^2}{2g} + c_p (T_4 - T_2)}{c_p (T_3 - T_2) + c_p T_2}$$

modificación que es debida únicamente al hecho de que los elementos estáticos, difusor y tobera, poseen un rendimiento propio superior al de las máquinas rotativas.

**ESTATOREACTOR.-** Si se supone un aumento de la velocidad del avión  $V$  suficiente para hacer inútil la presencia del grupo turbocompresor, se tiene un **estatoreactor**, de forma que:

$$\frac{V_1^2}{V^2} = \frac{\eta_{\text{tobera}}}{\eta_{\text{difusor}}}$$

Si se mantiene constante  $\eta_{\text{tobera}}$  y crece  $V$ , la relación  $\frac{V_1}{V}$  podría alcanzar la unidad, por lo que

$$\frac{V_1}{V} = \frac{\eta_{\text{tobera}}}{\eta_{\text{difusor}}}$$

y un aumento del número Mach del avión produce un aumento del rendimiento de propulsión que tiende hacia la unidad, al mismo tiempo que el rendimiento global tiende al rendimiento térmico.

**Características de funcionamiento de un turborreactor.-** En el funcionamiento de un turborreactor se pueden considerar las siguientes variables independientes:

$p_0$  y  $T_0$  ó la altitud  $Z$  que permite definirlas (atmósfera normal)

$V_\infty$ , velocidad de desplazamiento del avión

$n$ , velocidad de rotación de la turbina.

**Ensayos de Laboratorio.-** Los ensayos en el suelo o ensayos en laboratorio permiten obtener:

- La temperatura a la entrada de la turbina  $T_a$  o de la tobera  $T_e$
- El empuje
- El consumo en kg/hora, por kg de empuje
- El gasto másico de aire

en función de la velocidad  $n$  de rotación Fig X.17, siendo  $n_n$  la velocidad de funcionamiento normal (régimen de crucero),  $n_0$  la velocidad de arranque  $0,3 n_n$ ,  $n_r$  la velocidad de ralentí, y  $n_{\text{máx}}$  la velocidad máxima.

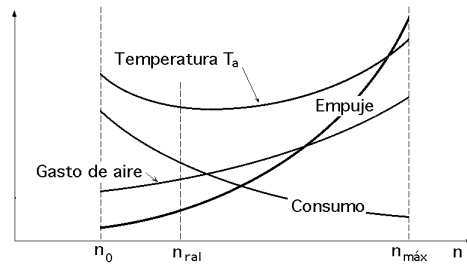


Fig X.17.- Curvas características a nivel del suelo

En estas condiciones el número de Mach es,  $M = \frac{V}{c_s} = 0$ , y,  $T_0 = T_1$ ;  $p_0 = p_1$ ;  $E = G V_1$ , siendo  $c_s$  la velocidad del sonido (celeridad) de la onda de presión en condiciones ambientales.

**Influencia de la velocidad de desplazamiento.-** Suponiendo rendimientos iguales a la unidad, (transformaciones isentrópicas), y que el punto 1, Fig X.18, representa la entrada al compresor del turborreactor, definido por su presión  $p_1$  y temperatura  $T_1$ , siendo  $n$  la velocidad de rotación y que la velocidad de expulsión de los gases de la turbina, punto E, es igual a la velocidad de entrada en la tobera,  $V_{10}$ , siendo  $V_1$  la velocidad de salida de los gases en la misma, la expansión en la tobera es de la forma:

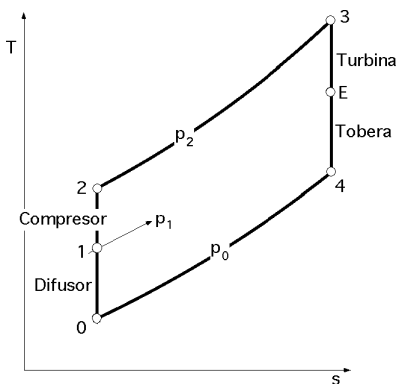


Fig X.18.-

Influencia de la velocidad de desplazamiento

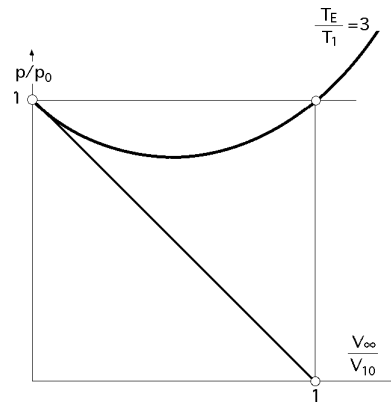


Fig X.19.-

Variación del empuje con la velocidad del avión

$$\frac{V_1^2 - V_{10}^2}{2g} = c_p (T_E - T_4) = \left| \begin{array}{l} \frac{T_1}{T_0} = \frac{T_E}{T_4} \\ T_4 = T_E \frac{T_0}{T_1} \end{array} \right| = c_p T_E \frac{T_1 - T_0}{T_1} = \left| \frac{V^2}{2g} = c_p (T_1 - T_0) \right| = \frac{T_E}{T_1} \frac{V^2}{2g}$$

$$V_1 = \sqrt{V_{10}^2 + \frac{T_E}{T_1} V^2}$$

El empuje proporcionado por  $V_{10}$  es,  $E_0 = \frac{G V_{10}}{g}$

El empuje total es,  $E = \frac{G (V_1 - V)}{g} = \frac{G}{g} \left( \sqrt{V_{10}^2 + \frac{T_E}{T_1} V^2} - V \right)$

$$\frac{E}{E_0} = \sqrt{1 + \frac{T_E}{T_1} \frac{V^2}{V_{10}^2}} - \frac{V}{V_{10}}$$

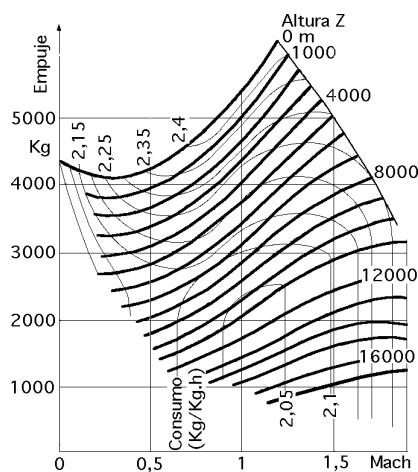
La curva de la Fig X.19, para,  $T_E/T_1 = 3$ , que es un valor bastante normal, muestra que el empuje varía poco con la velocidad del avión, disminuyendo ligeramente al principio, y creciendo para valores del número Mach,  $M > 1$ .

**Influencia de la altitud.-** A velocidad de rotación constante, el gasto másico que atraviesa el compresor es independiente de la presión y de la temperatura a la entrada del mismo ( $p_1, T_1$ ), por lo que el empuje es proporcional a la masa de aire a la entrada del compresor, deduciéndose las condiciones ( $p_1, T_1$ ) a partir de las ( $p_0, T_0$ ), que son las condiciones a la altura considerada.

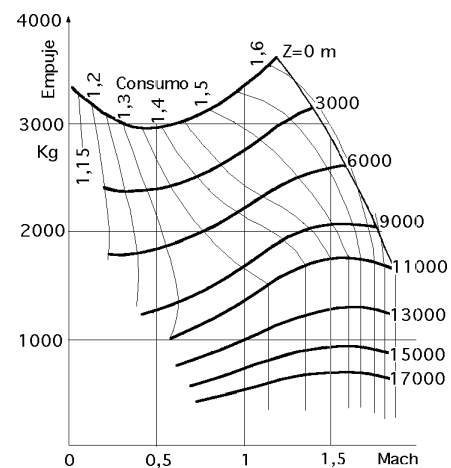
Los resultados de un turborreactor se pueden representar en un diagrama  $(\frac{p}{p_0}, \frac{V}{V_{10}})$  que proporcionan el empuje en función del número Mach de vuelo para distintas altitudes, a un régimen de funcionamiento determinado, definido por la velocidad de rotación de la máquina.

La hélice, Fig X.21, se hace inutilizable en las proximidades de,  $M = 1$ ; sin embargo, el turborreactor evita los fenómenos relativos al sonido, ralentizando  $V$  en el difusor de entrada, y eligiendo una velocidad adecuada para el compresor, obteniéndose el grado de compresión multiplicando el número de escalonamientos que suelen estar comprendidos entre 7 y 17.

El gasto másico del compresor viene fijado por la propia máquina y, por lo tanto, es independiente de la velocidad del avión.



Régimen máximo con poscombustión (8.400 r.p.m.)



Régimen máximo sin poscombustión (8.400 r.p.m.)

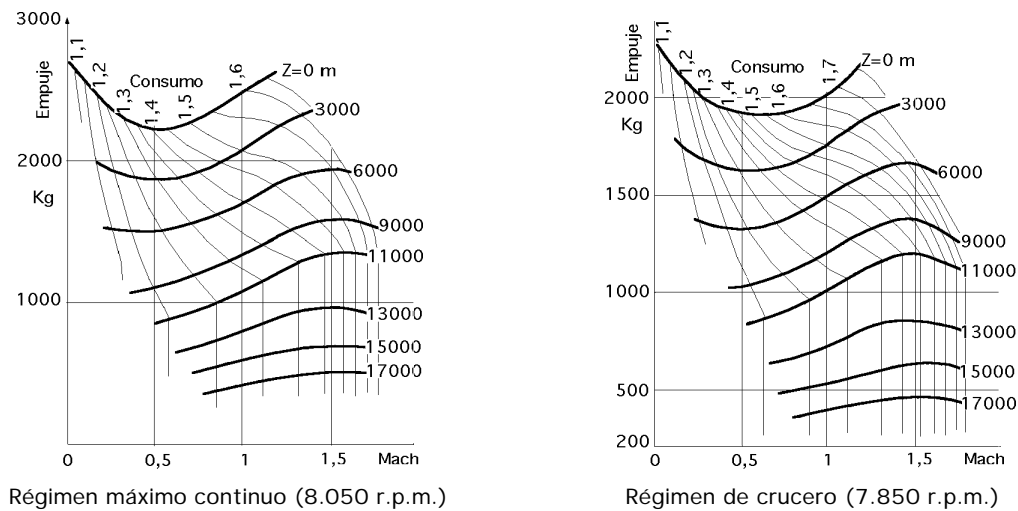


Fig X.20.- Curvas para diversos regímenes de funcionamiento de un turborreactor

La potencia máxima del turborreactor viene limitada por los efectos mecánicos de la fuerza centrífuga sobre las aletas de los rotores y la temperatura de admisión de los gases.

Los resultados se pueden mejorar mediante un aumento del empuje y mediante un aumento del rendimiento.

**Aumento del empuje.-** Para aumentar temporalmente el empuje se pueden utilizar los siguientes métodos:

a) *Inyectar agua a la entrada del compresor, resultando una relación de compresión más elevada, y por lo tanto, un aumento del gasto másico y del empuje, siendo necesario aumentar la cantidad de combustible inyectado. Es interesante sobre todo para el despegue del avión en tiempo cálido, pudiéndose alcanzar un empuje suplementario de hasta un 20%.*

b) *Inyectar agua a la entrada de la turbina, por lo que se superpone al ciclo del gas un ciclo de vapor de agua, sin condensación. Si la sección de los distribuidores de la turbina permanece constante, un aumento del gasto másico de la turbina exige una elevación de la presión a la salida del compresor y el punto de funcionamiento se acerca al límite de bombeo.*

*Ambos dispositivos se han sustituido por la **poscombustión**, que consiste en quemar una cierta cantidad de combustible a la salida de la turbina y antes de la tobera. El ciclo se desarrolla como se indica en la Fig X.22; la temperatura de los gases aumenta sensiblemente, siendo  $T_a$  del orden de  $1400^{\circ}\text{C}$ , temperatura perfectamente admisible ya que la soportan paredes fijas y no los álabes móviles; a su vez, la inyección de combustible en la tobera se puede regular de forma que proporcione un reparto heterogéneo de las temperaturas más elevadas en la parte central. La velocidad de salida aumenta considerablemente, así como el empuje, pero el rendimiento de propulsión y el rendimiento térmico disminuyen, siendo mucho mayor el consumo de combustible.*

Este dispositivo lleva consigo algunas complicaciones constructivas, por lo que es necesario moderar suficientemente la velocidad de los gases a la salida de la turbina para permitir la poscombustión y crear una turbulencia suficiente, fuente de pérdidas cuando la sobrecarga no está en servicio.

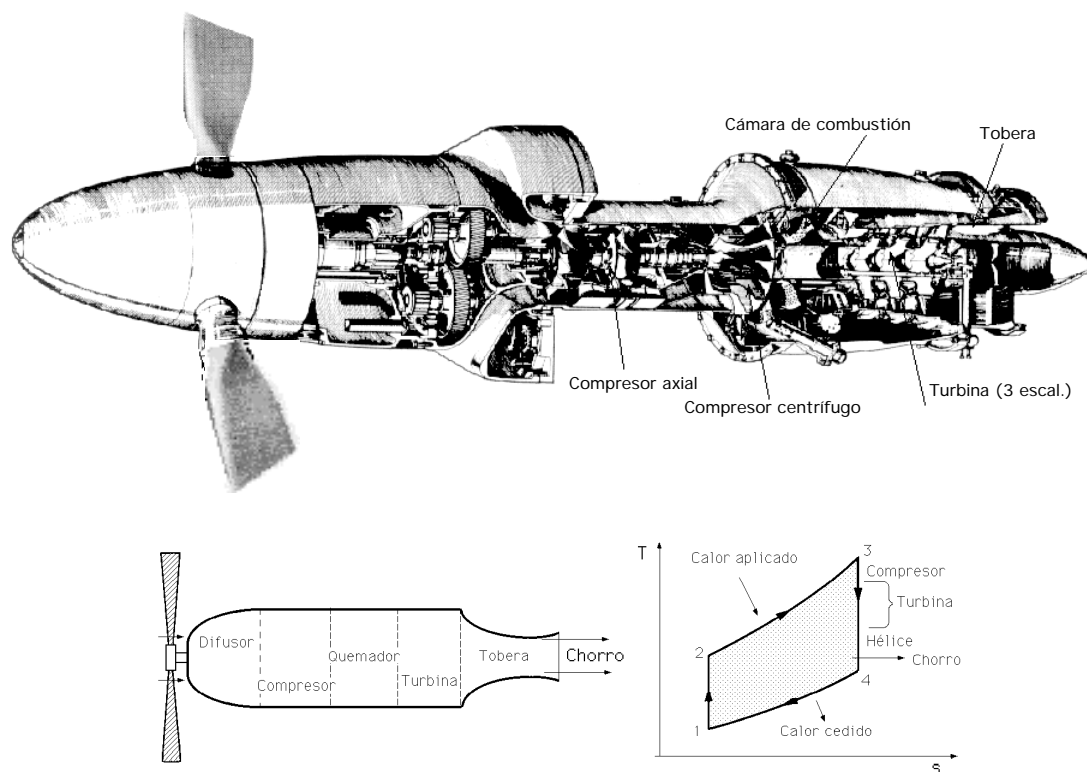


Fig X.21.- Turbohélice

La elevación de la temperatura hasta  $T_0'$  tiende a producir un aumento del gasto másico en la tobera, de donde resulta un aumento de la contrapresión a la salida de la turbina y una estrangulación de ésta, por lo que es necesario disponer una tobera de sección variable y un dispositivo de regulación especial que mantenga una relación entre la abertura de la tobera y el suplemento de combustible inyectado.

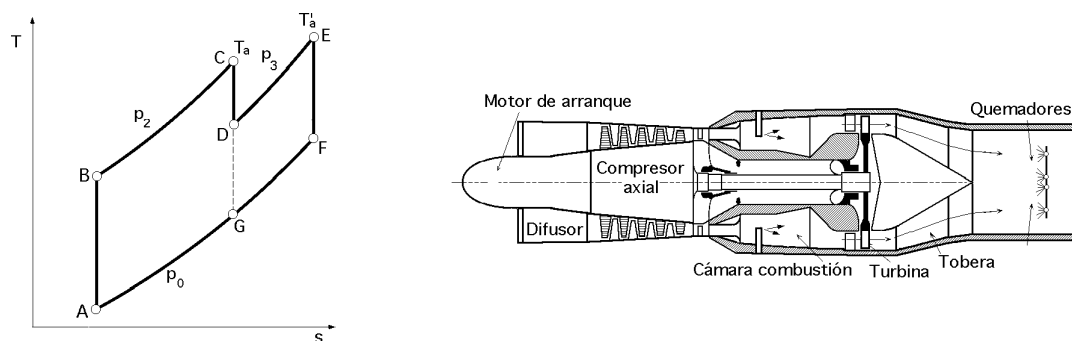


Fig X.22.- Ciclo de un turborreactor de poscombustión

La poscombustión permite alcanzar un suplemento de empuje del 40% en el punto fijo, y del 100% en,  $M=1$ , con un aumento del consumo específico del 50% y un aumento del peso del aparato del orden del 15%.

**Aumento del rendimiento.-** El rendimiento global es bajo porque un buen rendimiento térmico es incompatible con un buen rendimiento de propulsión. Si se pudiese imaginar un aparato en el que se pudiesen diferenciar el gasto másico de la tobera  $G$  y el de la cámara de combustión  $G'$ , (que en un turborreactor de un solo flujo son iguales), el rendimiento térmico de dicho aparato

sería:

$$\eta_{\text{térm}} = \frac{G (V_1^2 - V^2)}{2 g c_p G' (T_3 - T_2)}$$

y el rendimiento de la propulsión sigue siendo,  $\eta_{\text{prop}} = \frac{1}{1 + \frac{V_1}{V}}$

**TURBORREACTORES DE DOBLE FLUJO.-** Un aumento del rendimiento del propulsor implica una disminución de  $V_1$ ; ésto se puede conseguir sin reducir el  $\eta_{\text{térmico}}$ , aumentando la relación,  $G/G'$ , lo que implica un *turborreactor de dos flujos*, Fig X.23.

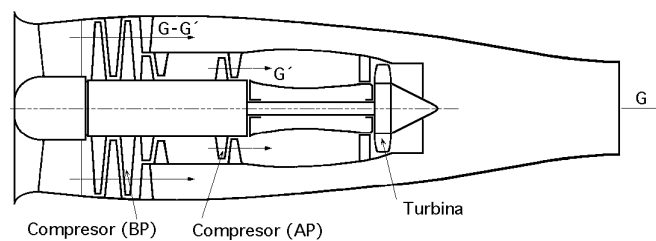


Fig X.23.- Turborreactor de doble flujo

La parte de baja presión BP del compresor impulsa el gasto másico  $G'$  hacia la parte de alta presión AP, mientras que la cámara de combustión impulsa el gasto másico,  $G - G'$ , directamente hacia la turbina.

Para el turborreactor de un flujo, el consumo específico es del orden de  $0,9 \div 1$ , kg/kg.hora, mientras que para el de dos flujos se reduce a  $0,5 \div 0,8$  kg/kg.hora; el turborreactor de dos flujos, ideado en 1945 y después abandonado durante algunos años, se vuelve a considerar actualmente por la mayor parte de los constructores.

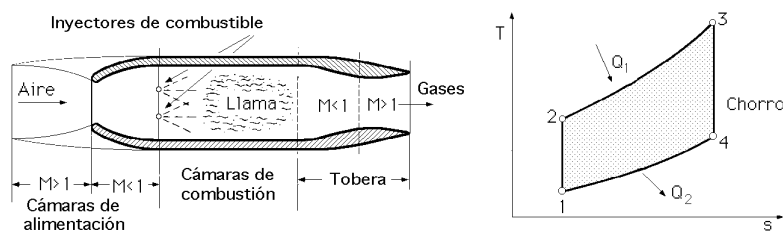


Fig X.24.- Esquema de una máquina de chorro



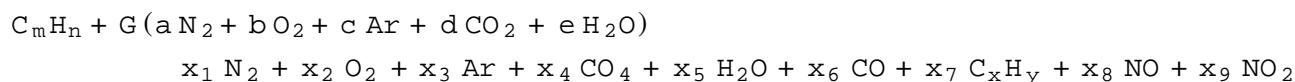
## XI.- TURBINAS DE AVIACIÓN

### CONTAMINACIÓN

Los turborreactores lanzan a la atmósfera, principalmente, tres tipos de compuestos químicos:

- a) Compuestos del aire ambiente:  $N_2$ ,  $O_2$  y Ar
- b) Productos de combustión completa:  $CO_2$  y  $H_2O$
- c) Contaminantes, que son inquemados: CO, CH y humos, así como  $NO_x$

La reacción química global se puede expresar en la forma general siguiente:



Las concentraciones de cada contaminante emitido dependen tanto de las condiciones de funcionamiento de la cámara de combustión, como de la tecnología utilizada.

$$HC \mapsto 19,6 \text{ g/kN}$$

$$\text{Contaminación nivel (OACI), } CO \mapsto 118 \text{ g/kN}$$

$$NO_x \mapsto 108 \text{ g/kN}$$

#### XI.1.- FORMACIÓN DE CONTAMINANTES

**CO e hidrocarburos no quemados HC.-** Son productos intermedios de la combustión del carburante, cuya oxidación completa da lugar al  $CO_2$ . Las reacciones de oxidación dependen de la presión, temperaturas locales, riquezas locales de la mezcla y tiempo de permanencia.

La influencia de las condiciones termodinámicas sobre los niveles de CO e hidrocarburos no quemados se puede evaluar, por ejemplo, a partir del *parámetro de carga aerodinámica* W, Fig XI.1 y XI.2, que permite traducir la influencia de la presión de entrada  $p_e$ , temperatura de entrada  $T_e$ ,

gasto másico de aire  $G_{\text{aire}}$  y volumen de la cámara de combustión  $V$ .

Las curvas permiten prever, durante la fase de dimensionamiento de la cámara, los niveles de contaminación debidos a los inquemados emitidos por el motor en todos los regímenes de funcionamiento. Se observa que dichos contaminantes se producen sobre todo en el funcionamiento al ralenti.

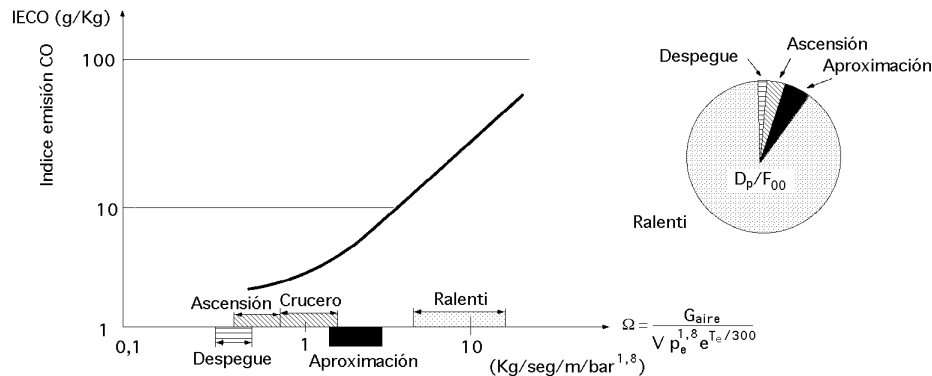


Fig XI. 1.- Influencia de las condiciones de funcionamiento de la cámara de combustión sobre el índice de emisión del CO (IECO)

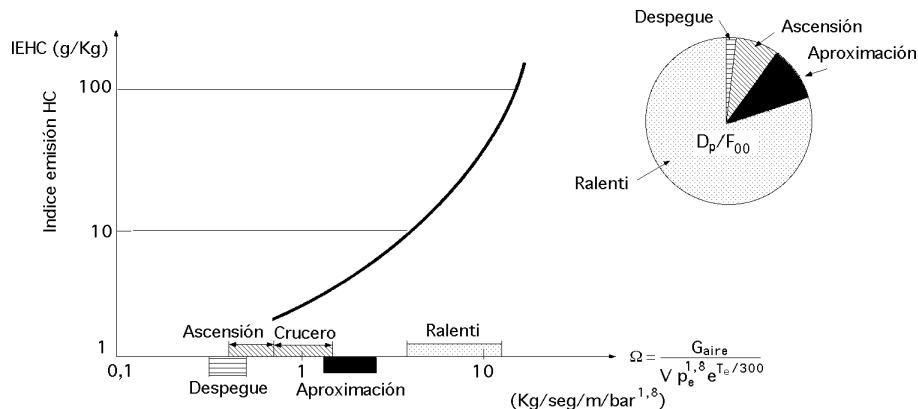


Fig XI. 2.- Influencia de las condiciones de funcionamiento de la cámara de combustión sobre el índice de emisión de hidrocarburos no quemados (IECH)

Las características de la carburación, el reparto de aire en la camisa interior y fenómenos tales como el enfriamiento por el aire de refrigeración de las paredes o por el aire de dilución (terciario), no se tienen en cuenta en el parámetro de carga aerodinámica, aunque también influyen en la producción de inquemados.

El *parámetro de contaminación*,  $D_p/F_{00}$ , se define en la forma:

$$\frac{D_p}{F_{00}} = \frac{\text{Masa de contaminante emitida durante el ciclo "aterizaje-despegue"}}{\text{Empuje de despegue}} \frac{\text{g}}{\text{kN}}$$

**Óxidos de nitrógeno.**- Se forman esencialmente en las zonas de alta temperatura. En las condiciones de funcionamiento de un turborreactor, dichas reacciones de oxidación son más lentas que las de combustión del carburante por lo que las concentraciones resultantes están lejos del equilibrio químico, siendo prácticamente proporcionales al tiempo de permanencia.

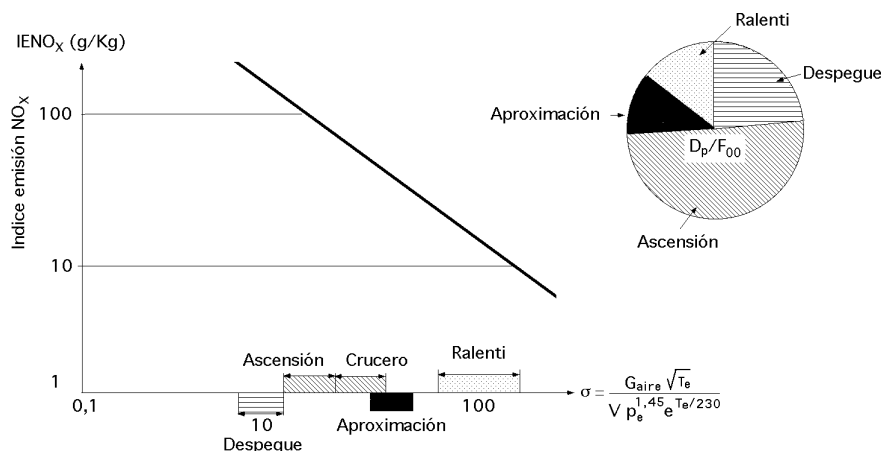


Fig XI.3.- Influencia de las condiciones de funcionamiento de la cámara de combustión sobre el índice de emisión del  $\text{NO}_x$  ( $\text{IENO}_x$ )

Para predecir la influencia de las condiciones termodinámicas sobre los niveles de dichos óxidos, se utiliza un parámetro  $\sigma$ , Fig XI.3, deducido de la correlación de resultados experimentales. El parámetro  $\sigma$  permite deducir la influencia de la presión  $p_e$  y temperatura de entrada  $T_e$  y gasto másico de aire  $G_{\text{aire}}$  (o tiempo de permanencia).

Se observa que los  $\text{NO}_x$  se producen sobre todo en condiciones de gran carga. En las fases de *vuelo ascendente y despegue* del ciclo de *aterrizaje-despegue* se emite aproximadamente 3/4 partes de la masa total de  $\text{NO}_x$ .

La riqueza de funcionamiento de la cámara de combustión es también un parámetro del que dependen las emisiones contaminantes. Teniendo en cuenta las heterogeneidades internas del tubo de combustión, las riquezas y temperaturas locales son las que controlan los procesos químicos, dependiendo la influencia de la riqueza de la calidad de la mezcla que se realiza en la zona primaria; si se mejora la mezcla o se hace una premezcla, se puede reducir el nivel de los  $\text{NO}_x$  emitidos.

**Humos.** Los humos son inquemados producidos bajo condiciones de alta presión, en zonas de la cámara en las que la riqueza local es elevada, es decir, principalmente en la zona primaria. Por el

contrario, en la zona de dilución (terciaria), debido a la oxigenación de los gases y a que las temperaturas son todavía elevadas, se observa en general una combustión de las partículas de carbono y, por lo tanto, una disminución de los humos.

El nivel de humos emitidos por un turbo-reactor aumenta con la presión y con la riqueza de funcionamiento de la cámara de combustión, y disminuye con la temperatura en la zona de dilución, en donde existe menor

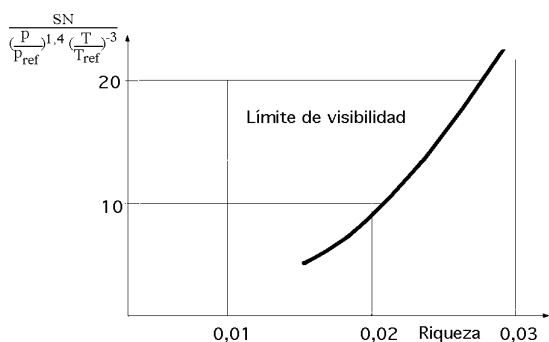


Fig XI. 4.- Influencia de las condiciones de funcionamiento de la cámara de combustión sobre la emisión de humos

temperatura y aire terciario fresco, Fig XI.4; el fenómeno de combustión de los humos en la zona de dilución supera, en general, a su producción en la zona primaria.

## XI.2.- IMPACTO DEL DIMENSIONAMIENTO DE LAS CÁMARAS DE COMBUSTIÓN SOBRE LA CONTAMINACIÓN

Los niveles de contaminación de una turbina se pueden prever si se conoce la tecnología de la cámara. Para su determinación se han establecido algunas metodologías, habiéndose observado una buena similitud entre los valores calculados y las medidas realizadas a la salida de la cámara de combustión, permitiendo establecer la influencia de algunos parámetros como el reparto de aire y carburante en la cámara, así como las características del sistema de inyección (tamaño y dispersión de las gotitas).

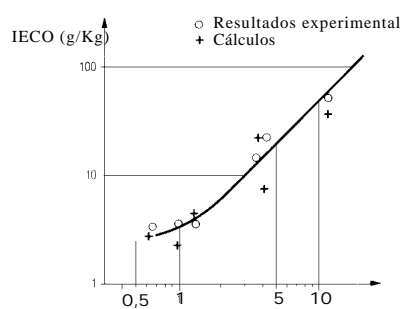


Fig XI. 5.- Comparación de los índices de CO calculados y medidos

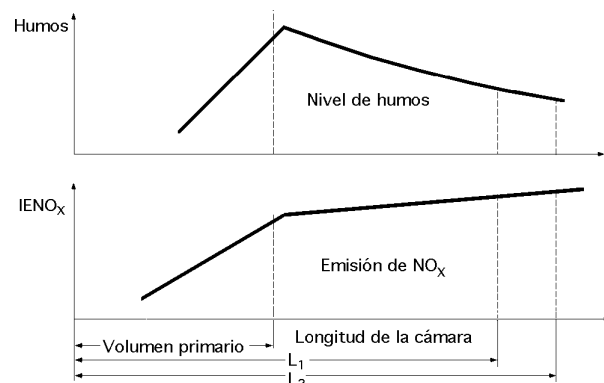


Fig XI.6.- Influencia de la longitud de la cámara

Como no se pueden tener presentes al mismo tiempo todos los parámetros termodinámicos, hay que establecer entre ellos algún tipo de compromiso, ya que se ha observado que las condiciones de funcionamiento del motor pueden conducir a situaciones contradictorias; por ejemplo, si se aumenta el volumen de la cámara de combustión en forma homotética, el aumento del tiempo de permanencia resultante produce una disminución de los niveles de inquemados durante el funcionamiento al ralentí y también un aumento de los  $\text{NO}_x$  durante los regímenes revolucionados. Por otra parte, para una mismas condiciones iniciales, si se acorta la cámara de combustión se reduce la emisión de  $\text{NO}_x$  pero puede dar lugar a niveles de humos más elevados, Fig XI.6.

Las consideraciones tenidas en cuenta para eliminar la contaminación a nivel del dimensionamiento de la cámara de combustión de un motor, entran en competencia con otras prestaciones como, pérdidas de carga, temperatura de las paredes, encendido, reencendido en vuelo, estabilidad, distribución de las temperaturas de salida, etc, por lo que las opciones tecnológicas se deben seleccionar teniendo en cuenta el conjunto de las prestaciones y las condiciones de funcionamiento del motor.

## XI.3.- REDUCCIÓN DE LA CONTAMINACIÓN

Las turbinas de aviación están sujetas a las normas internacionales (OACI) en las que se definen los límites recomendados para los diferentes contaminantes; algunos países han adoptado estas normas, (en su totalidad o en parte), como reglamentación.

Los  $\text{NO}_x$  son los gases de combustión que crean hoy el mayor problema ya que, aunque los niveles de inquemados, CO e hidrocarburos HC, han disminuido de forma importante en las últi-

mas generaciones de turbinas, no ocurre lo mismo con los  $\text{NO}_x$ .

Los avances realizados en el campo de la combustión y, sobre todo, el acortamiento de las cámaras, han permitido evitar que el aumento de las relaciones de compresión en las turbinas, incremente la producción de  $\text{NO}_x$ .

Si para una misma tecnología de la cámara, las relaciones de compresión de las turbinas siguen aumentando en el futuro, los  $\text{NO}_x$  van a aumentar también, por lo que será más difícil cumplir las normas actuales, Fig XI.7.

El acortamiento de las cámaras y los avances en la combustión han evitado que el aumento de la relación de compresión suponga un mayor aumento de  $\text{NO}_x$ .

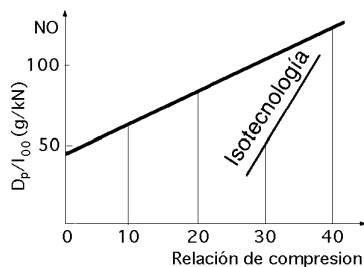


Fig XI.7.- Influencia de la relación de compresión sobre la emisión de  $\text{NO}_x$

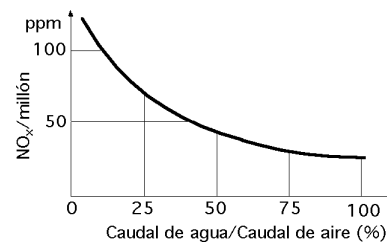


Fig XI.8.- Influencia de la inyección de agua en una cámara de combustión THM

Un problema adicional, en el caso de los aviones supersónicos civiles del futuro, es el de la contaminación en altura.

Todavía no se conoce bien el impacto de los  $\text{NO}_x$  sobre fenómenos atmosféricos tales como la destrucción de la capa de ozono; es necesario realizar estudios para determinar el nivel de emisiones de motores que se considera aceptable a nivel ecológico.

Sin embargo, en lo que se refiere a los futuros proyectos de aviones supersónicos que vuelan dentro de la estratosfera, debe hacerse todo lo posible para reducir el nivel de emisión de  $\text{NO}_x$ .

Estos contaminantes son hoy, los que exigen el mayor esfuerzo de los proyectistas de motores.

#### XI.4.- DIFERENTES TECNOLOGÍAS UTILIZADAS PARA REDUCIR LA CONTAMINACIÓN

**Inyección de agua o de vapor.-** El nivel de los  $\text{NO}_x$  se puede reducir disminuyendo las temperaturas locales de la llama, por ejemplo, inyectando agua o vapor de agua en la cámara de combustión.

La experiencia de las turbinas industriales THM ha demostrado que, con una inyección de agua equivalente al gasto másico de carburante, se pueden disminuir cuatro veces los niveles de  $\text{NO}_x$ , Fig XI.8.

Sin embargo, esta solución es difícil de aplicar en las turbinas de aviones.

$$\frac{\text{Caudal de agua}}{\text{Caudal de carburante}} = \frac{1 \text{ litro}}{100 \times \frac{1000}{1,293} \text{ litros}} = \frac{1}{77300} \frac{\text{lit}}{\text{lit}}$$

**Inyección de amoníaco.-** Otra solución consiste en intentar eliminar los  $\text{NO}_x$  mediante inyección de un agente reductor, por ejemplo, amoníaco, que pueda reducirlos.

Esto exigiría:

- a) Un dispositivo de detección del contenido de  $\text{NO}_x$  en los gases de escape
- b) Un sistema de regulación que dosifique el gasto másico del agente reductor  $\text{NH}_3$  que debe ser inyectado
- c) Una cámara de reacción de volumen suficiente como para permitir se produzcan las reacciones químicas del  $\text{NO}_x$  con el  $\text{NH}_3$ .

Esta solución resulta también poco adaptable a las turbinas de aviación.

**Cambio de carburante.-** Las turbinas industriales se proyectan para ser utilizadas con diferentes carburantes (gasóleo, gas natural, gas pobre, alcohol, etc).

La experiencia demuestra que, debido a que la temperatura de la llama es más baja, los carburantes con un poder calorífico débil dan lugar, para un mismo diseño de la cámara de combustión, a niveles de  $\text{NO}_x$  más bajos.

Por el contrario, los niveles de CO e hidrocarburos no quemados pueden ser más altos.

La utilización de carburantes de bajo poder calorífico da lugar a consumos específicos mayores, necesitando, una mayor cantidad de carburante para un mismo cometido.

Estas soluciones, aplicables a las turbinas industriales de gas, lo son difícilmente a las turbinas de aviación, ya que dan lugar a un mayor consumo.

**Mejora del sistema de inyección.-** La mejora de los sistemas de inyección disminuye los CH. Los niveles de contaminación emitidos dependen mucho del rendimiento del sistema de inyección.

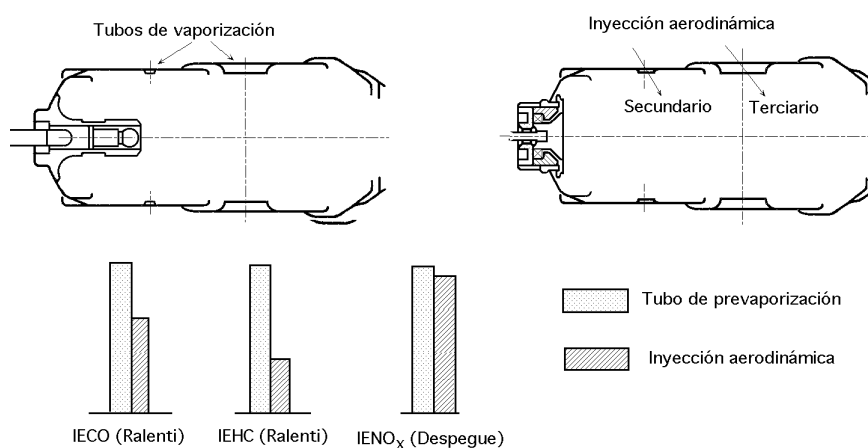


Fig XI.9.- Mejora del sistema de inyección

La calidad de la mezcla (aire-carburante) y su distribución en la zona primaria de la cámara de combustión, condicionan las riquezas y temperaturas locales. La mejora del sistema de inyección es, por lo tanto, una importante vía para reducir la contaminación.

Por ejemplo, la sustitución de los tubos de vaporización por una inyección aerodinámica, Fig XI.9 y 10, ha dado lugar a importantes mejoras en la emisión de contaminantes, especialmente en lo que se refiere a los inquemados.

**Optimización del reparto de aire.-** Los niveles de contaminación emitidos dependen también del reparto de aire en el tubo de llamas; la fracción del gasto másico de aire que alimenta la zona primaria, la difusión e incluso el gasto másico de refrigeración, se deben regular para obtener el mejor compromiso entre las diferentes prestaciones.

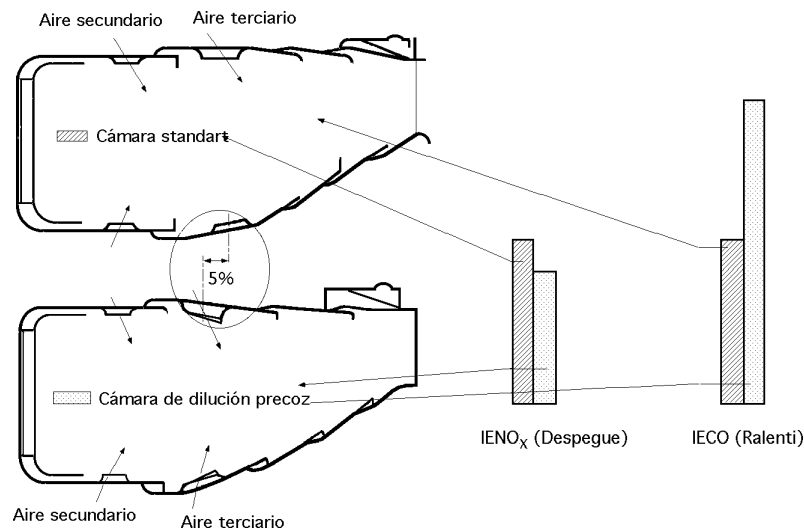


Fig XI.10.- Cámara de dilución precoz

Sin embargo, la optimización del reparto de aire en el tubo de llamas, no permite establecer un compromiso entre las diferentes prestaciones y las diferentes sustancias contaminantes; el ejemplo de la Fig XI.10 muestra que si se modifica la posición de los orificios de dilución (aire terciario) en una cámara, disminuye la contaminación de los  $\text{NO}_x$  pero esto da lugar a una reducción del volumen de la cámara, en donde la temperatura es elevada, produciendo un aumento de los niveles de inquemados CH.

**Optimización del reparto de carburante.-** No reduce los  $\text{NO}_x$ . En condiciones de baja carga, se puede optimizar también la estequiometría de la zona primaria, regulando el reparto de carburante entre los inyectores. Este tipo de solución exige un sistema de alimentación de carburante más complejo, no siendo válida para regímenes elevados.

Por lo tanto, no da lugar a reducciones directas de los niveles de  $\text{NO}_x$  aunque permite favorecer una débil producción, facilitando el compromiso entre el funcionamiento al ralentí y el funcionamiento a plena carga.

**Acortamiento de la cámara de combustión.-** El acortamiento de la cámara permite reducir el tiempo de permanencia al tiempo que limita la formación de los  $\text{NO}_x$ .

La relación longitud/diámetro ha disminuido en un 30% en 30 años, lo cual ha sido posible por un mejor control de la aerodinámica interna del tubo de llamas que ha permitido acortar las cámaras, sin por ello aumentar la heterogeneidad de las temperaturas de salida, y sin aumentar los inquemados, permitiendo obtener en las turbinas modernas niveles de  $\text{NO}_x$  equivalentes a los de los antiguos motores, a pesar del aumento de las relaciones de compresión.

**Acción sobre el ciclo del motor.-** El parámetro de contaminación definido en las normas internacionales es la masa de contaminante  $D_p$  emitida durante el ciclo de *aterrizaje-despegue* con relación al empuje de despegue:

$$\frac{D_p}{F_{00}} = \frac{\text{Masa de contaminante emitida durante el ciclo "aterrizaje-despegue"}}{\text{Empuje de despegue}} \quad \frac{\text{g}}{\text{kN}}$$

El parámetro  $\frac{D_p}{F_{00}}$  se puede expresar en forma aproximada por,

$$\frac{D_p}{F_{00}} = k C_s (IE)$$

en la que (IE) es un índice de emisión que representa el nivel tecnológico de la cámara de combustión, y  $C_s$  es el consumo específico ligado al ciclo del motor.

Esto indica que, para disminuir el parámetro,  $D_p/F_{00}$ , el constructor tiene dos posibilidades:

- Mejorar la cámara de combustión.
- Seleccionar un ciclo que dé lugar a un menor consumo específico

La consecuencia directa de la mejora del consumo específico en todas las turbinas modernas con alta relación de dilución y en las turbinas tipo *propfan* es, por lo tanto, la disminución de los niveles de contaminación.

## XI.5.- TECNOLOGÍA ACTUAL

Las diferentes técnicas de reducción expuestas se han aplicado a las turbinas modernas actualmente en servicio, permitiendo reducir considerablemente los niveles de emisión de inquemados desde hace una década. Se han optimizado el sistema de inyección, el reparto de aire y carburante, etc, pero estos avances tienen como contrapartida el caso de los  $\text{NO}_x$ , con un efecto desfavorable, debido al aumento de las relaciones de compresión de las turbinas.

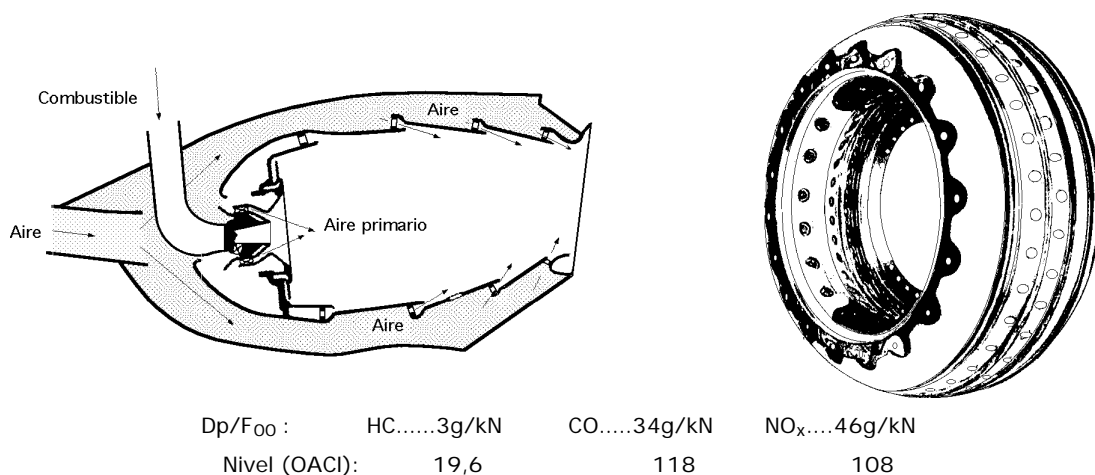


Fig XI.11.- Cámara de combustión ultracorta

La cámara de combustión representada en la Fig XI.11 es ultracorta,  $L/A = 1,75$ , y ha sido



adaptada a un ciclo de motor *propfan* dando lugar a un bajo consumo específico, con niveles de contaminación bastante por debajo de los límites vigentes, obteniéndose los siguientes resultados:

$$\text{CO: } \frac{D_p}{F_{00}} = 34 \frac{\text{g}}{\text{kN}} ; \text{ Límite (OACI), } 118$$

$$\text{Hidrocarburos no quemados: } \frac{D_p}{F_{00}} = 3 \frac{\text{g}}{\text{kN}} ; \text{ Límite (OACI), } 19,8$$

$$\text{NO}_x: \frac{D_p}{F_{00}} = 46 \frac{\text{g}}{\text{kN}} ; \text{ Límite (OACI), } 108$$

Puede observarse que, a pesar de una alta relación de compresión cercana a 35, se han obtenido bajos niveles de  $\text{NO}_x$ .

Teniendo en cuenta el conjunto de las investigaciones realizadas, se puede pensar que estas tecnologías actuales se encuentran próximas a un compromiso óptimo, siendo escasas las mejoras que podrán obtenerse en el futuro.

## XI.6.- NUEVAS TECNOLOGÍAS

Para conseguir mejoras significativas en la reducción de los niveles de contaminación, es necesario imaginar soluciones tecnológicas completamente nuevas; a continuación se describen algunas.

**Inyección escalonada.-** La separación de las funciones de *ralentí* y *despegue* es una de las posibilidades para reducir el nivel de contaminación de una cámara, superando el compromiso entre la riqueza y el tiempo de permanencia en la zona primaria.

En la Fig XI.12 se presenta un ejemplo de cámara de combustión con dos cabezas. La cabeza de *ralentí* posee un gran volumen (tiempo de permanencia elevado) y está alimentada por una cantidad de aire que permite optimizar la estequiometría de la zona primaria en condiciones de ralentí, produciendo, por lo tanto pocos inquemados.

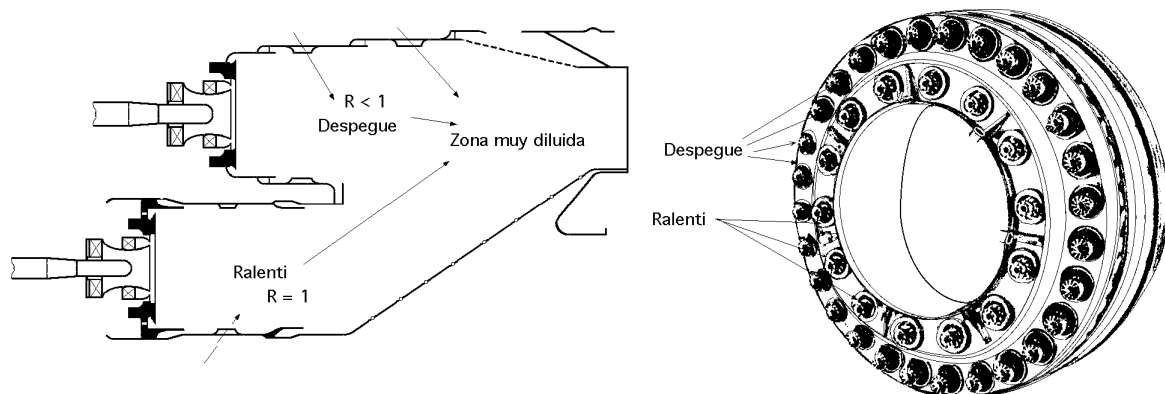


Fig XI.12.- Cámara de combustión con dos cabezas

Por el contrario, la cabeza de *despegue* es de pequeño volumen (corto tiempo de permanencia), estando alimentada por una gran parte del aire suministrado por el compresor, de forma que se obtiene una zona primaria netamente subestequiométrica. Por otra parte, el flujo, desde la salida

de la zona primaria, queda muy diluido debido a una serie de orificios de dilución y al aire procedente de la cabeza de ralentí, consiguiéndose una fijación rápida de las reacciones de formación de  $\text{NO}_x$  a regímenes elevados.

Las pruebas efectuadas con esta cámara han demostrado que los niveles de contaminación obtenidos eran netamente inferiores a los que se obtenían con las tecnologías clásicas, reduciendo los  $\text{NO}_x$  en aproximadamente el 30%.

En general, la mejora de la contaminación se obtiene a costa de una mayor complejidad de la tecnología de la cámara y, especialmente, de un aumento del número de inyectores.

Las temperaturas de la pared son más elevadas, debido a la mayor superficie de pared del tubo de llamas, lo que es un problema; también existe una cierta dificultad en alcanzar buenos niveles de rendimiento en determinados regímenes intermedios, en los que ambas cabezas están necesariamente lejos de su funcionamiento óptimo.

**Geometría variable.-** Permite regular el gasto másico en la zona primaria para cada régimen de funcionamiento. Si se desea optimizar el funcionamiento de la cámara en todos los regímenes, puede ser necesario introducir en el dimensionamiento un grado de libertad adicional que se puede

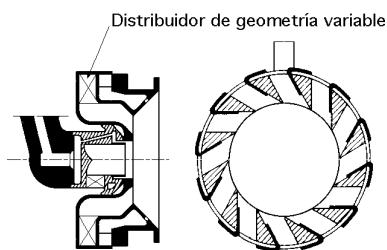


Fig XI.13.- Sistema de inyección de geometría variable

alcanzar con la ayuda de una geometría variable que permita regular el gasto másico en la zona primaria para cada una de las condiciones de funcionamiento.

Además de reducir la contaminación, la geometría variable tiene otras ventajas que pueden compensar los inconvenientes debidos a su tecnología más compleja, como un menor volumen de la cámara de combustión que permite reducir el espacio ocupado y el peso del motor, aumentando el intervalo de riquezas y

ampliando el campo de reencendido durante el vuelo.

La geometría variable se puede combinar con técnicas de combustión escalonada.

**Inyección con premezcla pobre.-** La formación de  $\text{NO}_x$  depende mucho de las temperaturas y riquezas locales presentando un pico importante para las mezclas estequiométricas. La realización de una premezcla antes de la combustión permite, reduciendo las heterogeneidades locales, minimizar las zonas en las que las riquezas estén próximas a la estequiometría. En la Fig XI.14 se presenta el esquema de esta cámara.

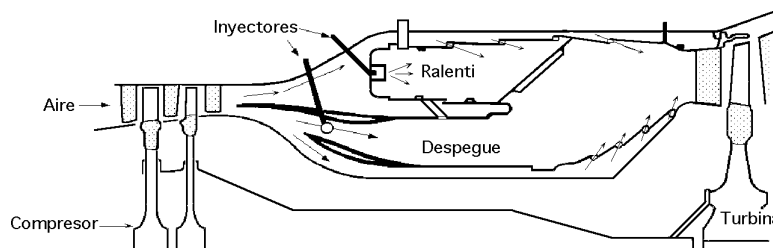


Fig XI.14.- Cámara de combustión con premezcla pobre

La *cabeza de despegue* incluye un dispositivo de premezcla y estabilizadores de llama del tipo de recalentamiento. La ventaja aportada por la premezcla se suma, por lo tanto, al efecto producido

por el corto tiempo de permanencia, permitiendo limitar la formación de  $\text{NO}_x$ .

El inconveniente de esta tecnología es el peligro de autoinflamación antes de los estabilizadores de la llama. El control de los fenómenos de autoinflamación es una cuestión clave para la utilización de este tipo de técnica, especialmente en las turbinas de elevadas relaciones de compresión.

**Combustión rica, dilución rápida pobre.-** Teóricamente es posible reducir las emisiones de  $\text{NO}_x$  efectuando las combustiones netamente estequiométricas en la zona primaria y diluyendo rápidamente los gases para limitar el tiempo de permanencia en las zonas estequiométricas.

La puesta a punto de este tipo de cámara, Fig XI.15, exige resolver ciertos problemas como:

- a) La producción de carbono en la zona primaria muy rica y la combustión en la zona de dilución
- b) La refrigeración de la zona primaria sometida a una radiación intensa debida a las partículas de carbono, prohibiendo toda inyección de aire parietal a fin de evitar las zonas de mezcla estequiométricas
- c) La dilución rápida a estequiometría controlada.

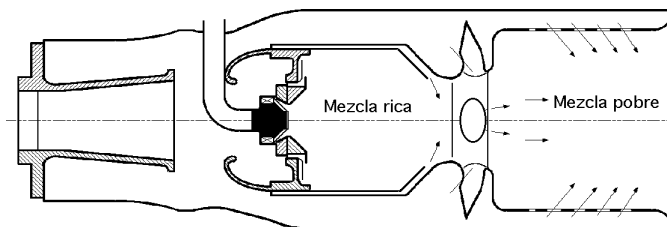


Fig XI.15.- Cámara de combustión rica, dilución rápida, pobre

**Combustión catalítica.-** La combustión catalítica es otra forma de efectuar combustiones a baja temperatura. El principio consiste en estabilizar la llama a baja temperatura gracias a un catalizador, Fig XI.16. Sin embargo, deben resolverse antes los problemas de ensuciamiento y de comportamiento térmico del catalizador si se quieren obtener vidas útiles compatibles con la utilización de catalizadores en aviones comerciales.

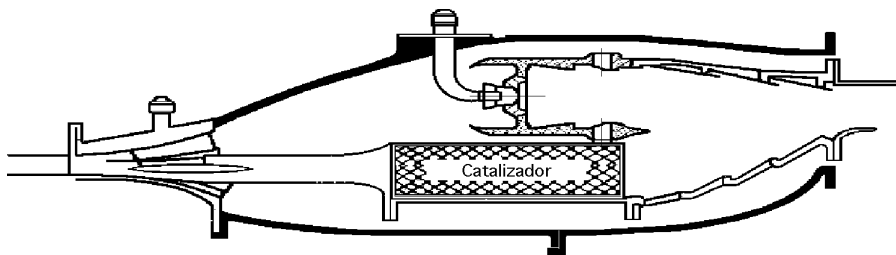


Fig XI.16.- Cámara de combustión catalítica

La mayor parte de las tecnologías requieren la realización de trabajos de investigación antes de que se puedan utilizar en las cámaras de los turborreactores. Sólo las tecnologías de tipo de cámara de dos cabezas parecen haber madurado lo suficiente para permitir su aplicación a corto plazo. Es preciso encontrar un equilibrio entre la reducción de aproximadamente el 30% en  $\text{NO}_x$  que puede aportar este tipo de tecnología y el aumento del peso y precio del motor. También se debe considerar la cuestión de la fiabilidad ligada a una mayor complejidad.

Las cámaras de combustión desarrolladas hasta ahora presentan niveles de contaminación

que cumplen con creces las normas (OACI). Hace muchos años que las tecnologías anticontaminación son objeto de estudio y, sin embargo, las nuevas tecnologías (bastante más complejas que las que se aplican actualmente) presentan inconvenientes en lo que se refiere al coste, peso y fiabilidad, que habrá que tener en cuenta al realizar el dimensionamiento. Los trabajos de investigación deberán continuar antes de poder introducir estas tecnologías en las turbinas utilizadas en la aviación comercial.

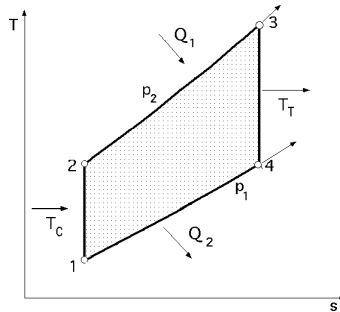
Todavía no se conocen bien los mecanismos químicos atmosféricos en los que participan las sustancias emitidas a gran altura por las turbinas de aviación. Sin embargo, los proyectistas de motores deben, de forma especial, reducir, cuanto sea posible, las emisiones de  $\text{NO}_x$  que sigue siendo un problema clave en el caso de los aviones supersónicos de la segunda generación.

1) En una TG, que funciona según el ciclo abierto sencillo de Brayton entra aire a la presión de  $p_1 = 1$  atm y temperatura absoluta  $T_1 = 300^\circ\text{K}$ . La relación de compresión es  $= p_2/p_1 = 8$ , y la temperatura máxima del ciclo  $T_3 = 900^\circ\text{K}$ ;  $\gamma = 1,4$ ;  $R = 29,27 \text{ Kgm}/(\text{kg}^\circ\text{K})$

Determinar:

- Los parámetros del aire en los puntos característicos del ciclo
- El rendimiento del ciclo

## RESOLUCIÓN



a) Parámetros del aire en los puntos característicos del ciclo

$$p_1 = 1 \text{ atm} ; T_1 = 300^\circ\text{K}$$

Punto (1): 
$$v_1 = \frac{R_{\text{aire}} T_1}{p_1} = \frac{29,27 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}^\circ\text{K}} \times 300^\circ\text{K}}{10^4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}} = 0,878 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$p_2 = p_1 = 8 \text{ atm} ; T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{-1}{\gamma}} = 300 \times 8^{\frac{0,4}{1,4}} = 543,4^\circ\text{K}$$

Punto (2): 
$$\frac{T_2}{T_1} = 1,81 ; v_2 = \frac{v_1}{\frac{T_2}{T_1}} = \frac{0,878 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{1,81} = 0,1988 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$p_3 = p_2 = 8 \text{ atm} ; T_3 = 900^\circ\text{K}$$

Punto (3): 
$$v_3 = \frac{R T_3}{p_3} = \frac{29,27 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}^\circ\text{K}} \times 900^\circ\text{K}}{8 \cdot 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}} = 0,329 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$T_4 = \frac{T_3}{\left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{1}{\gamma}}} = \frac{900^\circ\text{K}}{8^{\frac{1}{1,4}}} = 496,8^\circ\text{K}$$

Punto (4): 
$$v_4 = \frac{R T_4}{p_4} = \frac{29,27 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}^\circ\text{K}} \times 496,8^\circ\text{K}}{1 \cdot 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}} = 1,454 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

b) Rendimiento del ciclo

$$\eta_{\text{ciclo}} = 1 - \frac{1}{\left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = 1 - \frac{1}{1,8113} = 0,4479 = 44,79\%$$

\*\*\*\*\*

2) Determinar el rendimiento de una turbina de gas de una sola etapa, en las siguientes situaciones:

a) Sin regeneración

b) Con regeneración al 100%

Datos:

El aire a la entrada del compresor tiene una temperatura  $T_1 = 25^\circ\text{C}$  y una presión  $p_1 = 1,033 \text{ kg/cm}^2$ . La relación de presiones es:  $p_2/p_1 = 3,5$

El gas a la entrada de la turbina tiene una temperatura  $T_3 = 923^\circ\text{K}$ , mientras que la presión a la salida de la turbina es  $p_4 = 1,033 \text{ kg/cm}^2$ .

Nota: Se considerará un coeficiente adiabático  $\gamma = 1,40$ .

---

### RESOLUCIÓN

$$\text{Valor de: } \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = 3,5^{(1,4-1)/1,4} = 1,4303$$

$$\text{Valor de: } \frac{T_3}{T_1} = \frac{923}{298} = 3,09$$

a) Rendimiento de la turbina de gas de una sola etapa sin regeneración:

$$\eta_{\text{ciclo}} = 1 - \frac{1}{1,4303} = 0,3008 = 30,08\%$$

b) Rendimiento de la turbina de gas de una sola etapa con regeneración al 100%:

$$\eta_{\text{ciclo}} = 1 - \frac{1}{3,09} = 1 - \frac{1,4303}{3,09} = 0,5382 = 53,82\%$$

\*\*\*\*\*

3) Sea una turbina de gas que tiene  $\epsilon = 3$ , una relación de compresión  $\pi = 1,64$  y unos rendimientos  $\eta_c = \eta_T = 0,85$

a) Se produce una caída de presión de un 1% en la cámara de combustión, y se desea saber cómo implica esta variación en el rendimiento de la instalación y cuál es el valor de la variación del rendimiento de la turbina

b) Si en la misma instalación de TG se produce una variación relativa de un 1% en el rendimiento de la turbina y en el rendimiento del compresor, hallar la variación del rendimiento global de la instalación

c) Si en esta TG la temperatura del aire a la entrada del compresor es  $T_1 = 25^\circ\text{C}$ , y se produce una caída en la misma que pasa a ser de  $5^\circ\text{C}$ , se desea conocer la variación de la temperatura a la entrada de la turbina en  $^\circ\text{C}$ , si se mantiene el rendimiento

### RESOLUCIÓN

$$\eta = \frac{T_C}{T_T} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{3} - 1} = \frac{1}{-2/3} = -1,5$$

a) Variación en el rendimiento de la instalación

$$\frac{\eta}{\eta} = \frac{1}{1 - \frac{1}{\epsilon} - 1} \frac{-1}{\pi} = \frac{1}{1 - 0,756} \frac{1,64}{1,64 - 1} \frac{1,4 - 1}{1,4} \frac{p_2}{p_2} = 3 \frac{p_2}{p_2}$$

Variación del rendimiento de la turbina

$$\frac{\eta}{\eta} = \frac{1}{-1} \frac{-1}{\pi} \frac{p_2}{p_2} = \frac{1,64}{1,64 - 1} \frac{1,4 - 1}{1,4} \frac{p_2}{p_2} = 0,732 \frac{p_2}{p_2}$$

b) Si en la instalación de TG se produce una variación relativa de un 1% en el rendimiento de la turbina y en el rendimiento del compresor, la variación del rendimiento global de la instalación es:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{-1}{(\epsilon - 1)} \frac{T_C}{C - (C - 1)} = \frac{1,64 - 1}{1,64} \frac{3 \times 0,85 \times 0,85 - 1,64}{(3 - 1) \times 0,85 - (1,64 - 1)} = 0,1942$$

$$\begin{aligned} \frac{\eta}{\eta} &= \frac{1}{1 - \frac{1}{\epsilon} - 1} \frac{T}{T} + (1 - \eta) \frac{1}{1 - \frac{1}{\epsilon} - 1} \frac{C}{C} = \frac{1}{1 - 0,756} \frac{T}{T} + (1 - 0,1942) \frac{0,756}{1 - 0,756} \frac{C}{C} = \\ &= 4,098 \frac{T}{T} + 2,4966 \frac{C}{C} = 6,6 \frac{T}{T} \end{aligned}$$

c) Temperatura a la entrada de la turbina en funcionamiento normal:

$$T_3 = T_1 \times 3 = 298 \times 3 = 894 \text{ }^\circ\text{K}$$

Variación de la temperatura a la entrada de la turbina

$$T_3 = T_1 \frac{T_3}{T_1 - T_1} = (25 - 5) \frac{894}{298 - 20} = 64,3^\circ\text{C}$$

\*\*\*\*\*

4) En una turbina de gas simple se produce una caída de entalpía = 27,8 Kcal/kg; se sabe que la velocidad inicial es inapreciable, que la velocidad periférica  $u = 198$  m/seg;  $\alpha_1 = 20^\circ$ ,  $\alpha_2 = 30^\circ$ ,  $\phi = 0,95$ ,  $\psi = 0,95$ .

Determinar:

a) El trabajo y la potencia para 1 kg/seg

b) El rendimiento de la turbina

### RESOLUCIÓN

$$c_{1t} = 91,48 \sqrt{i} = 91,48 \sqrt{27,8} = 482,33 \text{ m/seg}$$

$$c_1 = c_{1t} = 0,95 \times 482,33 = 458,2 \text{ m/seg}$$

$$c_{1n} = c_1 \cos \alpha_1 = 458,2 \times \cos 20^\circ = 430,6 \text{ m/seg}$$

$$c_{1m} = c_1 \sin \alpha_1 = 458,2 \times \sin 20^\circ = 156,7 \text{ m/seg}$$

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 c_1 u \cos \alpha_1} = \sqrt{458,2^2 + 198^2 - (2 \times 458,2 \times 198 \times \cos 20^\circ)} = 280,83 \text{ m/seg}$$

$$\sin \beta_1 = \frac{c_{1m}}{w_1} = \frac{156,7}{280,33} = 0,558$$

$$\beta_1 = 33,92^\circ$$

a) Trabajo efectuado por 1 kg de gas

El que se indique el valor de  $\beta_1$  implica que la turbina simple tiene que ser forzosamente de acción:

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

$$= \left| \begin{array}{l} c_1 = 458,2 \text{ m/seg} \\ w_1 = 280,83 \text{ m/seg} \\ w_2 = w_1 \times 0,95 = 266,8 \text{ m/seg} \\ c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 u w_2 \cos \alpha_2} = \sqrt{266,8^2 + 198^2 - (2 \times 266,8 \times 198 \cos 30^\circ)} = 137,43 \text{ m/seg} \end{array} \right| =$$

$$= \frac{458,2^2 - 137,43^2 - 280,83^2 + 266,8^2}{2g} = 9356 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}}$$

o también:

$$T = \frac{u}{g} \left( 1 + \frac{\cos \alpha_2}{\cos \beta_1} \right) (c_1 \cos \alpha_1 - u) = \frac{198}{9,8} \left( 1 + 0,95 \frac{\cos 30^\circ}{\cos 33,92^\circ} \right) (458,2 \cos 20^\circ - 198) = 9357 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}}$$

Potencia para 1 kg/seg

$$N = 9357 \frac{\text{Kgm}}{\text{Kg}} \times 1 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}} = 9357 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}} = 91,7 \text{ kW}$$

$$\eta_{\text{Turbina}} = \frac{T_u}{i_{\text{ad teór}}} = \frac{9357 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}}}{27,8 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} \times 427 \frac{\text{Kgm}}{\text{Kcal}}} = 0,7882 \quad 78,82\%$$

\*\*\*\*\*



5) En una instalación de turbina de gas funcionando con un sistema de compresión escalonada, y regeneración, el aire a la entrada del primer escalonamiento viene caracterizado por:  $p_1 = 1 \text{ atm}$  y  $T_1 = 290^\circ\text{K}$ , mientras que la temperatura a la entrada de la turbina es:  $T_3 = 973^\circ\text{K}$

La relación de compresión es 5; el coeficiente de regeneración es 0,7; el calor específico del aire es  $c_p = 0,24 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{K}$ , el coeficiente adiabático  $\gamma = 1,4$ .

Determinar:

a) El rendimiento suponiendo  $\eta_c = \eta_T = 1$

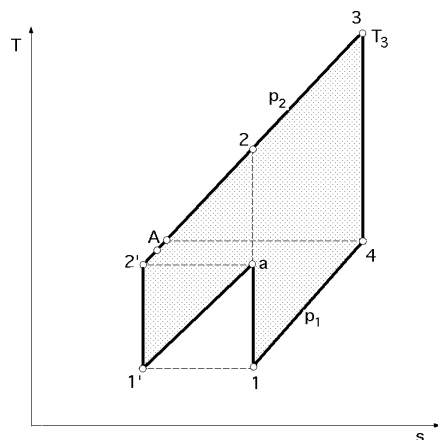
b) El rendimiento suponiendo  $\eta_c = \eta_T = 0,85$

### RESOLUCIÓN

Presión intermedia de la compresión:  $p_x = \sqrt{p_1 p_2} = \sqrt{1 \times 5} = 2,236 \text{ atm}$

Valor de:  $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = \left(\frac{5}{1}\right)^{(1,4-1)/1,4} = 1,5838$

Valor de:  $\left(\frac{p_x}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = \left(\frac{2,236}{1}\right)^{(1,4-1)/1,4} = 1,2584$



Temperatura de salida del aire en la primera compresión

$$T_a = T_1 \left(\frac{p_x}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = 290 \times \left(\frac{2,236}{1}\right)^{(1,4-1)/1,4} = 365^\circ\text{K} = T_2$$

Trabajo de compresión para los dos estados:

$$T_C = 2 c_p T_1 (\eta_c - 1) = 2 \times 0,24 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \times 290^\circ\text{K} \times (1,2584 - 1) = 35,96 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

Trabajo de expansión en la turbina:

$$T_T = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{1,5838}\right) = 0,24 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \times 973^\circ\text{K} \times \left(1 - \frac{1}{1,5838}\right) = 86,07 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

Temperatura del aire a la salida de la turbina:

$$T_4 = T_3 \left(\frac{1}{5}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = 973 \times \left(\frac{1}{5}\right)^{(1,4-1)/1,4} = 614,33^\circ\text{K}$$

Temperatura del aire a la entrada del regenerador:

$$T_A = T_2 + \eta_r (T_4 - T_2) = 365 + 0,7 \times (614,33 - 365) = 539,5^\circ\text{K}$$

Calor aplicado:

$$Q_1 = c_p (T_3 - T_A) = 0,24 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \times (973 - 539,5)^\circ\text{K} = 104,04 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

a) Rendimiento con  $\eta_c = \eta_T = 1$ :

$$\text{ciclo} = \frac{T_u}{Q_1} = \frac{T_T - T_C}{Q_1} = \frac{86,07 - 35,96}{104,04} = 0,482 = 48,2\%$$

o también:

$$\begin{aligned} \text{ciclo} &= \frac{\frac{-1}{-1} - \frac{2(\sqrt{c} - 1)}{c}}{\frac{-1}{-1} - (1 - \frac{1}{c})(1 - \frac{1}{c} + \frac{\sqrt{c} - 1}{c})} = \left| \begin{array}{l} = (\frac{p_2}{p_1})^{(\gamma - 1)/\gamma} \\ = \frac{T_3}{T_1} = \frac{973}{290} = 3,355 \\ T = c = 1 \end{array} \right| = \\ &= \frac{3,355 \times \frac{1,5838 - 1}{1,5838} - 2(\sqrt{1,5838} - 1)}{0,7 \times 3,355 \times \frac{1,5838 - 1}{1,5838} - (1 - 0,7)(1 - 3,355 + \sqrt{1,5838} - 1)} = 0,482 = 48,2\% \end{aligned}$$

b) Rendimiento con  $c = T = 0,85$ :

$$\text{Trabajo de compresión para los dos estados: } T_C = \frac{35,96}{0,85} \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 42,3 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 18065 \frac{\text{Kgm}}{\text{Kg}}$$

$$\text{Trabajo de expansión en la turbina: } T_T = 86,07 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \times 0,85 = 73,16 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 31240 \frac{\text{Kgm}}{\text{Kg}}$$

$$\begin{aligned} \text{ciclo} &= \frac{\frac{-1}{-1} - \frac{2(\sqrt{c} - 1)}{c}}{\frac{-1}{-1} - (1 - \frac{1}{c})(1 - \frac{1}{c} + \frac{\sqrt{c} - 1}{c})} = \left| \begin{array}{l} = (\frac{p_2}{p_1})^{(\gamma - 1)/\gamma} \\ = \frac{T_3}{T_1} = \frac{973}{290} = 3,355 \\ T = c = 0,85 \end{array} \right| = \\ &= \frac{(3,355 \times \frac{1,5838 - 1}{1,5838} \times 0,85) - \frac{2(\sqrt{1,5838} - 1)}{0,85}}{(0,7 \times 3,355 \times \frac{1,5838 - 1}{1,5838} \times 0,85) - (1 - 0,7)(1 - 3,355 + \frac{\sqrt{1,5838} - 1}{0,85})} = 0,3258 = 32,58\% \end{aligned}$$

\*\*\*\*\*

6) Una turbina de gas de media presión, funciona entre 1 y 9 Atm, con dos etapas de compresión y otras dos etapas de expansión, y temperaturas extremas de 350°K y 1050°K. El coeficiente de regeneración es 0,7. El valor del calor específico del aire es:  $c_{p(\text{aire})} = 0,24 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{K}$ ;  $\gamma = 1,31$ ;  $R = 29,27 \text{ Kgm/kg}^\circ\text{K}$

**Determinar:**

a) El rendimiento de la turbina

b) La potencia en CV para un consumo de 10 Tm/hora de aire

c) El n° de revoluciones por minuto, si el volumen total de las cámaras de combustión es de 50 litros.

d) La potencia al freno del compresor, para un rendimiento mecánico del 0,85

### RESOLUCIÓN

a) Rendimiento térmico de esta turbina

$$Q_1 = c_p T_1 \left\{ \left( 1 - \sqrt[1/\gamma]{\frac{P_2}{P_1}} \right) - \left( \frac{1}{\sqrt[1/\gamma]{\frac{P_2}{P_1}}} - \sqrt[1/\gamma]{\frac{P_2}{P_1}} \right) + \left( 1 - \sqrt[1/\gamma]{\frac{P_3}{P_2}} \right) \right\} = \left| \begin{array}{l} = 9^{(1,31-1)/1,31} = 1,6819 ; \quad * = \sqrt{1,6819} = 1,3 \\ = \frac{T_3}{T_1} = 1050 = 3 \end{array} \right| =$$

$$= 0,24 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \times 350^\circ\text{K} \times \left\{ 3 - \sqrt{1,6819} - 0,7 \times \left( \frac{3}{\sqrt{1,6819}} - \sqrt{1,6819} \right) + \left( 3 - \frac{3}{\sqrt{1,6819}} \right) \right\} = 141,7 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$T_T = 2 c_p T_1 \left\{ 1 - \frac{1}{\sqrt[1/\gamma]{\frac{P_2}{P_1}}} \right\} = 2 \times 0,24 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \times 3 \times 350^\circ\text{K} \times \left( 1 - \frac{1}{1,297} \right) = 115,38 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$T_C = 2 c_p T_1 \left\{ \sqrt[1/\gamma]{\frac{P_2}{P_1}} - 1 \right\} = 2 \times 0,24 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \times 350^\circ\text{K} \times (\sqrt{1,6819} - 1) = 49,89 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$T_u = 115,38 - 49,89 = 65,49 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$\text{ciclo} = \frac{u}{Q_1} = \frac{65,49}{141,7} = 0,4621 = 46,21\%$$

b) Potencia en CV para un consumo de 10 Tm/hora de aire

$$N = T_u G = 65,49 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \times 427 \frac{\text{Kgm}}{\text{Kcal}} \times \frac{10000 \text{ Kg}}{3600 \text{ seg}} = 77.678 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}} = 761 \text{ kW} = 1035,7 \text{ CV}$$

c) N° de ciclos por minuto, si el volumen total de las cámaras de combustión es de 50 litros.

En cada revolución se puede suponer que en la cámara de combustión se renueva la carga de aire-combustible, por lo que se pueden calcular inicialmente el n° de kg de aire necesarios para cada revolución, en la forma:

$$v_1 = \frac{R T_1}{P_1} = \frac{29,27 \frac{\text{Kgm}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \times 350^\circ\text{K}}{10^4 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}} = 1,02445 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

$$\text{luego: } \left| \begin{array}{cc} 1,02445 \text{ m}^3 & 1 \text{ Kg} \\ 0,05 \frac{\text{m}^3}{\text{revol.}} & x \left( \frac{\text{Kg}}{\text{revol.}} \right) \end{array} \right| \quad x = \frac{0,05 \frac{\text{m}^3}{\text{revol.}} \times 1 \text{ Kg}}{1,02445 \text{ m}^3} = 0,0488 \frac{\text{Kg}}{\text{revol}}$$

$$\text{Trabajo por cada revolución: } 65,49 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \times 427 \frac{\text{Kgm}}{\text{Kcal}} \times 0,0488 \frac{\text{Kg}}{\text{revol.}} = 1364,65 \frac{\text{Kgm}}{\text{revol.}}$$

$$\text{Número de revoluciones por minuto: } n = \frac{77.678 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}}}{1.364,65 \frac{\text{Kgm}}{\text{revol.}}} = 56,92 \frac{\text{revol.}}{\text{seg}} = 3.415 \frac{\text{revol.}}{\text{minuto}}$$

***d) Potencia al freno del compresor, para un rendimiento mecánico del 0,85***

$$T_C = 49,89 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} \times 427 \frac{\text{Kgm}}{\text{Kcal}} = 21300 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}}$$

$$N_C = 21300 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}} \times \frac{10000}{3600} \frac{\text{kg}}{\text{seg}} = 59175 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}} = 790 \text{ CV}$$

$$\text{Potencia al freno del compresor: } \frac{789 \text{ CV}}{0,85} = 928,1 \text{ CV}$$

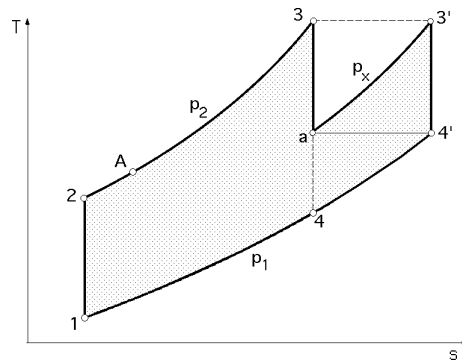
\*\*\*\*\*

7) Determinar el rendimiento de una turbina de gas que funciona con un gas perfecto con regeneración y expansión fraccionada.

El aire a la entrada del compresor está caracterizado por:  $p_0=1 \text{ atm}$ ,  $T_0=290^\circ\text{K}$ ,  $T_3=T_5=973^\circ\text{K}$ . La relación de compresión  $p_2/p_0=5$  y  $T_2=463^\circ\text{K}$ .

El coeficiente de regeneración es 0,7, el  $c_{p \text{ aire}}=0,24 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{K}$ , y  $\gamma=1,4$ .

## RESOLUCIÓN



Presión del punto (a) :  $p_a = p_x = \sqrt{p_2 p_1} = \sqrt{5 \times 1} = 2,236 \text{ Atm}$

Temperatura del punto (a) :  $T_a = T_{4'} = \frac{T_3}{\left(\frac{p_2}{p_x}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}} = \frac{973}{\left(\frac{5}{2,236}\right)^{1,4-1}} = 773^\circ\text{K}$

Temperatura  $T_A$  de entrada del aire en la cámara de combustión:

$T_A = T_2 + \epsilon (T_{4'} - T_2) = 463 + 0,7 \times (773 - 463) = 680^\circ\text{K}$

Calor aplicado:

$Q_1 = c_p (T_3 - T_A) + c_p (T_{3'} - T_a) = 0,24 (973 - 680) + 0,24 (973 - 773) = 118,32 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$

Trabajo en la turbina:

$T_T = 2 c_p T_3 \left\{ 1 - \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \right\} = \left| \begin{array}{l} = \frac{T_3}{T_4} = \frac{463}{290} = 1,596 \\ = \frac{973}{290} = 3,36 \end{array} \right| = 2 \times 0,24 \times 973 \times \left\{ 1 - \frac{1}{\sqrt{1,596}} \right\} = 97,41 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$

$\text{ciclo} = \frac{2 (\sqrt{\gamma} - 1) - \sqrt{\gamma} (\gamma - 1)}{\sqrt{\gamma} (2 - \gamma) - (\gamma - \sqrt{\gamma})} = \frac{2 \times 3,36 (\sqrt{1,596} - 1) - \sqrt{1,596} (1,596 - 1)}{\sqrt{1,596} (2 \times 3,36 - 1,596) - 0,7 (3,36 - 1,596 \sqrt{1,596}) - 3,36} \times 100 = 47\%$

\*\*\*\*\*

8) Una turbina de gas funciona según el ciclo abierto simple de Brayton con las siguientes características:  $T_3 = 700^\circ\text{C}$  ;  $T_1 = 15^\circ\text{C}$  ;  $\gamma = 1,4$  ;  $\eta_T = 0,88$  ;  $\eta_C = 0,86$ . Se desprecian las pérdidas en los conductos.  $c_p = 1,062 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$  ;  $c_v = 0,775 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$  ;  $\gamma = c_p/c_v = 1,37$

Estudiar la variación del trabajo útil del ciclo:

a) Cuando disminuye un 1% el rendimiento de la turbina, sin variar el rendimiento del compresor.

b) Cuando disminuye un 1% el rendimiento del compresor, sin variar el rendimiento de la turbina

### RESOLUCIÓN

$$T_u = T_T - T_C =$$

$$= \left[ \begin{aligned} T_T &= c_p T_1 \frac{T_3}{T_1} \frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{T_3}{T_1} = \frac{700 + 273}{15 + 273} = 3,378 \\ &= \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} = 9^{\frac{1,37 - 1}{1,37}} = 1,81 \\ T_C &= c_p T_1 \frac{\gamma - 1}{\gamma} = 1,062 \times 288 \frac{1,81 - 1}{1,81} = 288,07 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \right] =$$

$$= 406,9 - 288,07 = 118,82 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

a) Variación del trabajo útil del ciclo cuando disminuye un 1% el rendimiento de la turbina, sin variar el rendimiento del compresor

$$T_T^* = 0,99 \times 0,88 = 0,8712$$

$$T_T = \frac{T_T}{T_{\text{teór}}} \quad \frac{T_T^*}{T_T} = \frac{T_T^*}{T_T} \quad ; \quad T_T^* = T_T \frac{T_T^*}{T_T} = T_T \frac{0,99}{T_T} = 0,99 T_T = 0,99 \times 406,9 = 402,83 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_u^* = T_T^* - T_C = 402,83 - 288,07 = 114,76 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

El trabajo útil del ciclo ha disminuido en este caso en:

$$\frac{T_u - T_u^*}{T_u} = \frac{118,82 - 114,76}{118,82} \times 100 = 3,4\%$$

En la misma medida aumenta el calor y disminuye el rendimiento global de la turbina de gas.

b) Variación del trabajo útil del ciclo cuando disminuye un 1% el rendimiento del compresor, sin variar el rendimiento de la turbina

$$T_C^* = \frac{T_C}{0,99} = \frac{288,7}{0,99} = 290,98 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

y el trabajo útil se reduce a:

$$T_u' = T_T - T_C^* = 406,9 - 290,98 = 115,92 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

lo que supone una disminución de:

$$\frac{T_u - T_u'}{T_u} = \frac{118,82 - 115,92}{118,82} \times 100 = 2,44\%$$

\*\*\*\*\*

9) Una Turbina de gas funciona en ciclo abierto regenerativo. Entran 10 kg/seg de aire en el compresor axial, cuya relación de compresión es 8, a la presión de 1 bar y 0°C; de allí pasa el aire a la cámara de combustión, donde se eleva su temperatura hasta 750°C, habiendo atravesado previamente el regenerador, y experimentando desde la salida del compresor a la entrada en la turbina una pérdida de presión de 1/4 bar. En el flujo de gases de escape de la turbina hay también una pérdida de presión de 1/10 bar hasta su salida a la atmósfera a través del regenerador.

El rendimiento interno del compresor es 85% y el mecánico 98%.

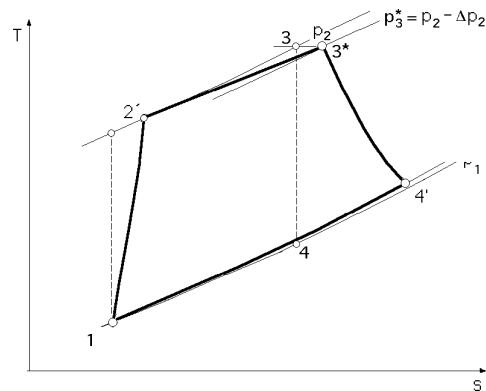
El rendimiento interno de la turbina es 88% y el mecánico 98%.

$c_p = 1,065 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$  ;  $c_v = 0,779 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$  ;  $\gamma = c_p/c_v = 1,367$

Calcular:

- El trabajo de compresión y la potencia de accionamiento del mismo
- La temperatura real del aire a la salida del compresor
- El trabajo de la turbina y su potencia

## RESOLUCIÓN



a) Trabajo de compresión:

$$T_C = c_p T_1 \frac{\gamma - 1}{\gamma} = \left| = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} = 8^{\frac{1,367 - 1}{1,367}} = 1,748 \right| = 1,065 \times 273 \frac{1,748 - 1}{0,85} = 255,85 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Potencia de accionamiento del compresor

$$N_{\text{Compresor}} = \frac{G_e \times T_C}{\eta_{\text{mec}}} = \frac{10 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}} \times 255,85 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}}}{0,98} = 2.610,7 \text{ kW}$$

b) Temperatura real del aire a la salida del compresor:

$$T_{2'} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_c} = \left| \begin{aligned} &= \frac{T_2}{T_1} = 1,748 \\ &T_2 = 1,748 \times 273 = 477,2^\circ\text{K} \end{aligned} \right| = 273 + \frac{477,2 - 273}{0,85} = 513,24^\circ\text{K} = 240,24^\circ\text{C}$$

c) Relación de expansión de los gases en la turbina:

$$\begin{aligned} p_{3'} &= p_2 - \Delta p_2 = 8 - 0,25 = 7,75 \text{ bars} & \frac{p_{3'}}{p_{4'}} &= 7,045 \\ p_{4'} &= p_1 + \Delta p_1 = 1 + 0,1 = 1,1 \text{ bars} \end{aligned}$$

Trabajo y potencia de la turbina:

$$T_T = c_p T_1 \frac{\gamma' - 1}{\gamma'} = \left| \gamma' = \left( \frac{p_{3'}}{p_{4'}} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} = 7,045^{\frac{1,367 - 1}{1,367}} = 1,689 \right| = 1,065 (750 + 273) \frac{1,689 - 1}{1,689} 0,88 = 391,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$N_{\text{Turbina}} = G_e \times T_T \times \eta_{\text{mec}} = 10 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}} \times 391,1 \times 0,98 = 3832,8 \text{ kW}$$

10) De una turbina de gas de ciclo simple se conocen los datos siguientes:

Rendimiento del compresor  $\eta_c = 0,87$ ; Rendimiento de la turbina  $\eta_T = 0,92$

Rendimiento de la cámara de combustión  $\eta_{cc} = 0,98$

Rendimiento mecánico del eje "compresor-turbina"  $\eta_m = 0,96$

Pérdida de presión en la cámara de combustión 2%

Temperatura de entrada a la turbina  $900^\circ\text{C}$ ; Temperatura ambiente  $15^\circ\text{C}$

Presión ambiente 1 atm;  $\gamma = 1,4$ ;  $c_{p(\text{aire})} = 1 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$

Potencia calorífica del combustible  $P_i = 42.000 \text{ kJ/kg}$

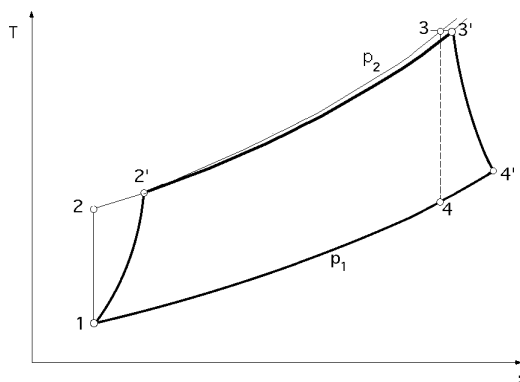
Determinar:

a) Practicabilidad del ciclo y rendimiento

b) Gasto másico si la potencia al freno es  $N = 10 \text{ MW}$  y dosado correspondiente

c) ¿Puede ser regenerativo este ciclo?

## RESOLUCIÓN



Constantes termodinámicas en los diversos puntos del diagrama:

$$p_1 = 1 \text{ bar}$$

Punto (1):  $T_1 = 273 + 15 = 288^\circ\text{K}$

Si se supone el origen de entalpías  $0^\circ\text{C}$ ,  $i_0 = 0$   $i_1 = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \times 15^\circ\text{C} = 15 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

La relación de compresión no se conoce, por lo que consideraremos la de máxima potencia.

$$= \sqrt{\frac{1}{\eta_c}} = \left| \frac{900 + 273}{15 + 273} = 4,07 \right| = \sqrt{4,07 \times 0,92 \times 0,87} = 1,805 = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(\gamma - 1)/\gamma}$$

$$p_2 = 1,805^{\frac{1,4}{1,4 - 1}} \times 1 = 7,9 \text{ bars}$$

Punto (2):  $T_2 = T_1 = 1,805 \times 288^\circ\text{K} = 520^\circ\text{K} = 247^\circ\text{C}$

$$i_2 = c_p T_2 = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \times 247^\circ\text{C} = 247 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Punto (2'):

$$c = \frac{i_2 - i_1}{i_{2'} - i_1} \quad i_{2'} = \frac{i_2 - i_1}{c} + i_1 = \frac{247 - 15}{0,87} + 15 = 281,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad ; \quad \boxed{T_{2'} = 281,6^\circ\text{C}}$$

Existe una pérdida de presión en la cámara de combustión, de forma que:

$$p_{3'} = 0,98 p_2 = 0,98 \times 7,9 \text{ bars} = 7,74 \text{ bars}$$

Punto (3'):  $i_{3'} = c_p T_{3'} = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \times 900^\circ\text{C} = 900 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$



$$T_4 = \frac{T_3}{\frac{-1}{7,74 \frac{1,4-1}{1,4}}} = \frac{900 + 273}{7,74 \frac{1,4-1}{1,4}} = 653,4^\circ\text{K} = 380,4^\circ\text{C}$$

Punto (4):  $p_4 = 1 \text{ bars}$

$$i_4 = c_p T_4 = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \times 380,4^\circ\text{C} = 380,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Punto (4'):  $i_{4'} = i_{3'} + (i_{3'} - i_4) T = 900 - (900 - 380,4) 0,92 = 422 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad T_{4'} = 422^\circ\text{C}$

$$T_u = T_T - T_C = \left| \begin{array}{l} T_T = i_{3'} - i_{4'} = 900 - 422 = 478 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} \\ T_C = i_{2'} - i_1 = 281,6 - 15 = 266,6 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} \end{array} \right| = 478 - 266,6 = 211,4 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

**a) Practicabilidad del ciclo**

$$= \frac{T_C}{T_T} = \frac{266,6}{478} = 0,5577 \quad (\text{SÍ es factible})$$

**b) Rendimiento del ciclo de la turbina de gas**

$$Q_1 = i_{3'} - i_{2'} = 900 - 281,6 = 618,4 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$\text{ciclo} = \frac{T_u}{Q_1} = \frac{211,4}{618,4} = 0,3418 = 34,18\%$$

Rendimiento indicado de la turbina de gas real:

$$\text{ind} = \text{ciclo} \quad \text{c.c.} = 0,3418 \times 0,98 = 33,5\%$$

**c) Gasto másico si  $N = 10 \text{ MW}$**

$$T = T_u \quad \text{mec} = 211,4 \times 0,96 = 202,94 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

El gasto  $G = G_{\text{comb}} + G_{\text{aire}}$ , para  $N = 10 \text{ MW}$  es:

$$G = \frac{N}{T} = \frac{10000 \text{ kW}}{202,94 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 49,27 \frac{\text{kg (aire + combustible)}}{\text{seg}}$$

Gasto de combustible, si  $P_{i_{\text{comb}}}$  es la potencia calorífica inferior del combustible

$$Q_1 = (i_{3'} - i_{2'}) G = G_{\text{comb}} P_{i_{\text{comb}}} \quad \text{c.comb} \quad G_{\text{comb}} = \frac{(i_{3'} - i_{2'}) G}{P_{i_{\text{comb}}} \quad \text{c.comb}} = \frac{618,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 49,27 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}}{42000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0,98} = 0,74 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}$$

$$G_{\text{aire}} = 49,27 - 0,74 = 48,53 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}$$

**d) Dosado**

$$\text{Dosado: } F = \frac{G_{\text{comb}}}{G_{\text{aire}}} = \frac{0,74}{48,53} = 0,01525$$

**e) ¿Puede ser regenerativo este ciclo?**

$$(T_4 = 422^\circ\text{C}) > (T_2 = 281,6^\circ\text{C}) \quad \text{El ciclo puede ser regenerativo}$$

\*\*\*\*\*

$c_p = 0,85$  ;  $c_p = 1 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$  ;  $\gamma = 1,4$  ;  
***Pérdida de presión al atravesar el fluido el regenerador: 2,5%***  
***Pérdida de presión en la cámara de combustión: 3%***  
***Pérdida de presión en el escape: 2,5%***  
***Rendimiento turbina: 0,88; coeficiente regenerador = 0,96***  
***Rendimiento cámara combustión: 0,96***  
***Rendimiento mecánico: 0,98***  
***Potencia calorífica inferior del combustible: 42000 kJ/kg***  
***Determinar el ciclo, estimando los parámetros no conocidos, y***

$$p_1 = 1 \text{ bar}$$

Si se supone el origen de entalpías 0°C,  $i_0 = 0$        $i_1 = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \times 15^\circ\text{C} = 15 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{-1}{1,4}} = 288 \left( \frac{8,3}{1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 527,2^\circ\text{K} = 254,2^\circ\text{C}$$

$$i_2 = c_p T_2 = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \times 254,2^\circ\text{C} = 254,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$p_{3'} = p_2 - (0,025 + 0,03) \quad p_2 = 8,3 - (0,025 + 0,03) \times 8,3 = 7,84 \text{ bars}$$

14

$$p_{4'} = 1 + 0,025 = 1,025 \text{ bar}$$

$$\text{Punto (4')}: i_{4'} = c_p T_{4'} = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \times 413,6^\circ\text{C} = 413,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} ; T_{4'} = \frac{T_{3'}}{\frac{-1}{\left(\frac{7,84}{1,025}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}}} = 686,6^\circ\text{K} = 413,6^\circ\text{C}$$

Punto (4\*)

$$T = \frac{i_{3'} - i_{4*}}{i_{3'} - i_{4'}} \quad i_{4*} = i_{3'} + (i_{3'} - i_{4'}) T = 955 - (955 - 413,6) \times 0,88 = 478,5 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} ; \boxed{T_{4*} = 478,5^\circ\text{C}}$$

$$T_A = T_{2'} + (T_{4*} - T_{2'}) = 296,4 + 0,96 (478,5 - 296,4)^\circ\text{C} = 471,28^\circ\text{C}$$

$$\text{Punto (A)}: i_A = c_p T_A = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \times 471,28^\circ\text{C} = 471,28 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Si llamamos F al dosado, por cada kg de aire que pasa por el compresor, por la turbina pasan (1 + F), por lo que:

$$T_u = T_T - T_C = (1 + F) (i_{3'} - i_{4*}) - (i_{2'} - i_1)$$

El dosado F se puede determinar a partir del rendimiento de la cámara de combustión, en la forma:

$$Q_1 = (1 + F) i_{3'} - i_A = P_{i_{\text{comb}}} F \quad c_{\text{comb.}}$$

$$c_{\text{comb.}} = \frac{(1 + F) i_{3'} - i_A}{F P_{i_{\text{comb}}}} ; 0,96 = \frac{(1 + F) \times 955 - 471,2}{F \times 42.000} \quad \boxed{F = 0,0123}$$

$$T_u = (1 + F) (i_{3'} - i_{4*}) - (i_{2'} - i_1) = (1,0123) (955 - 478,5) - (296,4 - 15) = 206 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg aire}}$$

$$N = G_{\text{gases}} T_u \quad \text{mec} \quad G_{\text{gases}} = \frac{N}{T_u \quad \text{mec}} = \frac{5150 \text{ kW}}{206 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{gas}}} 0,98} = 25,5 \frac{\text{kg}_{\text{gas}}}{\text{seg}}$$

Como la potencia es de 5150 kW, el gasto de aire será:

$$25,5 \frac{\text{Kg gas}}{\text{seg}} = (1 + F) G_{\text{aire}} ; G_{\text{aire}} = \frac{25,5 \frac{\text{Kg gas}}{\text{seg}}}{1 + 0,0127 \frac{\text{Kg gas}}{\text{Kg aire}}} = 25,19 \frac{\text{Kg aire}}{\text{seg}}$$

El gasto de combustible es:

$$G_{\text{comb}} = F \times G_{\text{aire}} = 0,0123 \times 25,19 = 0,3098 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

$$\text{ó } G_{\text{comb}} = 25,5 - 25,19 = 0,31 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

El rendimiento de la instalación es:

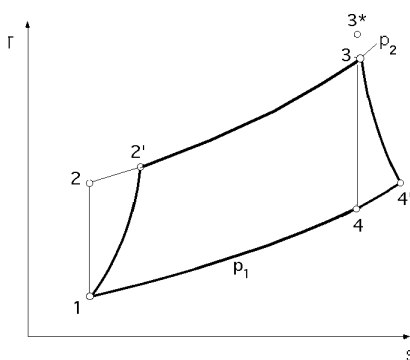
$$= \frac{N}{Q_1} = \frac{N}{G_{\text{comb}} P_{i_{\text{comb}}}} = \frac{5150 \text{ kW}}{0,31 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} \times 42000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0,39 \quad 39\%$$

\*\*\*\*\*

12) Una turbina de gas trabaja con una temperatura de entrada de 288°K, y una relación de compresión 6; los rendimientos del compresor y de la turbina son, respectivamente 0,87 y 0,9. Si se cortocircuita un 5% del caudal del compresor para refrigerar los primeros álabes de la turbina, la temperatura de entrada a la misma pasa de 1000°K a 1250°K.

Determinar los incrementos de rendimiento y trabajo específico para  $\gamma = 1,4$ ;  $c_p = 1 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$

### RESOLUCIÓN



Para un ciclo abierto de turbina de gas, sin refrigeración de los álabes, se tiene:

$$\frac{T_3}{T_1} = \frac{1000}{288} = 3,47$$

$$= 6^{(\gamma-1)/\gamma} = 6^{0,4/1,4} = 1,67$$

$$T_T = i_3 - i_4' = c_p (T_3 - T_4') = c_p T_1 \frac{\gamma-1}{\gamma}$$

$$T_C = i_2' - i_1 = c_p (T_2' - T_1) = c_p T_1 \frac{\gamma-1}{\gamma}$$

$$T_2' = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_c} = |T_2 = 1,67 \times 288 = 481^\circ\text{K}| = 288 + \frac{481 - 288}{0,87} = 509,8^\circ\text{K}$$

El trabajo útil de la turbina de gas de una sola etapa sin regeneración es:

$$T_u = c_p T_1 \frac{\gamma-1}{\gamma} \left[ \frac{T_3}{T_1} - \frac{T_4'}{T_1} \right] = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{K}} \times 288^\circ\text{K} \times \frac{1,67 - 1}{1,67} [(3,47 \times 0,9) - \frac{1,67}{0,87}] = 139 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{\frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{T_3}{T_1} - \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{T_4'}{T_1}}{\left( \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{T_2'}{T_1} - \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{T_1}{T_1} \right)} = \frac{1,67 - 1}{1,67} \frac{(0,9 \times 3,47) - \frac{1,67}{0,87}}{(1,67 - 1) \times 0,87 - (1,67 - 1)} = 0,284 = 28,4\%$$

Al refrigerar los álabes, la temperatura de entrada de los gases en la turbina es mayor, pasando de  $T_3$  a  $T_{3^*}$ , como indica el enunciado, mientras que el gasto de gases en la turbina es  $G_{\text{gases}}^* = 0,95 G_{\text{gases}}$

Si se supone que el gasto del compresor  $G_{\text{aire}} = 1$ , podemos llamar al gasto en la turbina  $G_{\text{gases}}^* = 0,95$ , por lo que el trabajo útil  $T_u$  y el rendimiento del ciclo se transforman en:

$$T_T^* = G_{\text{gases}}^* c_p T_1 \frac{\gamma-1}{\gamma}$$

$$T_C = 1 \cdot c_p T_1 \frac{\gamma-1}{\gamma} \quad (\text{no varía})$$

$$T_u^* = T_T^* - T_C = c_p T_1 \frac{\gamma-1}{\gamma} (G_{\text{gases}}^* \frac{T_3^*}{T_1} - \frac{T_2'}{T_1}) = \left| \frac{T_3^*}{T_1} = \frac{1250}{288} = 4,34 \right| = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{K}} 288^\circ\text{K} \frac{1,67 - 1}{1,67} \{ (0,95 \times 4,34 \times 0,9) - \frac{1,67}{0,87} \} = 207 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_1^* = i_3^* - i_2' = G_{\text{gases}}^* c_p T_3^* - 1 c_p T_2' = c_p (G_{\text{gases}}^* T_3^* - T_2') = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{K}} (1250 \times 0,95 - 509,8) = 677,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\eta_{\text{ciclo}}^* = \frac{207}{677,7} = 0,3054 = 30,54\%$$

$$\% \text{ aumento de trabajo útil: } T_u = \frac{207 - 139}{139} \times 100 = 48,9\%$$

$$\% \text{ aumento del rendimiento: } \eta_{\text{ciclo}} = \frac{0,3054 - 0,284}{0,284} \times 100 = 7,55\%$$

\*\*\*\*\*

13) Una turbina de gas trabaja con un ciclo abierto regenerativo. En el compresor axial entran 20 kg/seg de aire y la relación de compresión es de 8/1. El aire pasa a través del regenerador y de la cámara de combustión alcanzando finalmente una temperatura de 760°C, con una pérdida de presión en el recalentador de 0,20 bar y en la cámara de combustión de 0,15 bar. En el escape de la turbina existe asimismo una pérdida de presión de 0,18 bar, hasta la salida a la atmósfera, debido al regenerador.

Sabiendo que el rendimiento interno del compresor es 0,83, el de la turbina 0,88, el mecánico del conjunto 0,94, el del cambiador de calor 0,96 y el rendimiento de la cámara de combustión 0,96, calcular:

a. La potencia que desarrolla la instalación.

b. El rendimiento de la instalación.

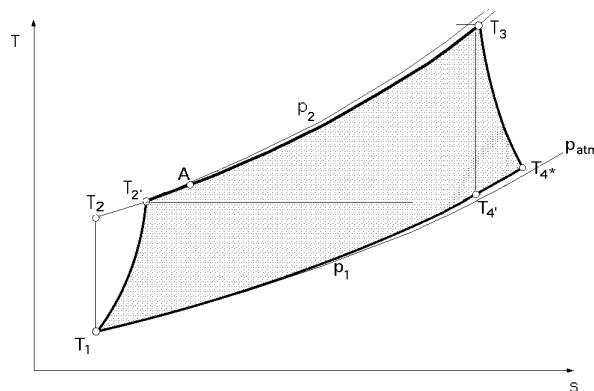
Otros datos: Las condiciones ambientales son 15°C y 1 bar

Potencia calorífica del combustible,  $P_i = 40.000 \text{ kJ/kg}$

No se despreciará la masa del combustible frente a la del aire.

Se supondrá gas perfecto con:  $c_p = 1 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$ ;  $\gamma = 1,39$

## RESOLUCIÓN



Constantes termodinámicas en los diversos puntos del diagrama:

$$p_1 = 1 \text{ bar}$$

Punto (1):  $T_1 = 273 + 15 = 288^\circ\text{K}$

Si se supone el origen de entalpías 0°C,  $i_0 = 0$   $i_1 = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \times 15^\circ\text{C} = 15 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 288 \left( \frac{8,3}{1} \right)^{\frac{1,39-1}{1,39}} = 516,15^\circ\text{K} = 243,15^\circ\text{C}$$

Punto (2):

$$i_2 = c_p T_2 = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \times 243,15^\circ\text{C} = 243,15 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Punto (2'):

$$i_{2'} = i_1 + \frac{i_2 - i_1}{\eta_c} = 15 + \frac{243,15 - 15}{0,83} = 290 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad T_{2'} = 290^\circ\text{C}$$

$$p_{2'} = 8 \text{ atm}$$

Existe una pérdida de presión en el regenerador de 0,2 bars:

Punto (A):  $p_A = p_2 - 0,2 = 8 - 0,2 = 7,8 \text{ bars}$

$$T_A = T_{2'} + (T_{4^*} - T_{2'})$$

Punto (3):  $T_3 = 760^\circ\text{C}$   $i_3 = 760 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$$p_3 = p_2 - p_{\text{reg}} - p_{\text{cám.comb}} = 8 - 0,2 - 0,15 = 7,65 \text{ bars}$$

La presión en el punto (4') se calcula teniendo en cuenta que es igual a la presión atmosférica incrementada en la pérdida de carga en el escape (0,18 atm)

$$p_{4'} = 1 + 0,18 = 1,18 \text{ bar}$$

$$T_{4'} = \frac{T_{3'}}{\frac{-1}{\left(\frac{7,65}{1,18}\right)^{\frac{1,39-1}{1,39}}}} = \frac{760 + 273}{\left(\frac{7,65}{1,18}\right)^{\frac{1,39-1}{1,39}}} = 611,4^\circ\text{K} = 338,4^\circ\text{C}$$

Punto (4'):

$$i_{4'} = c_p T_{4'} = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \times 338,4^\circ\text{C} = 338,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Punto (4')}: i_{4*} = i_{3'} + (i_{3'} - i_{4'}) \quad T = 760 - (760 - 338,4) 0,88 = 389 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad T_{4*} = 389^\circ\text{C}$$

$$\text{Punto (A)}: T_A = T_{2'} + (T_{4*} - T_{2'}) \quad T = 290 - (389 - 290) 0,96 = 385^\circ\text{C} \quad i_A = 385 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Si llamamos F al dosado, por cada kg de aire que pasa por el compresor, por la turbina pasan (1+ F), por lo que:

$$c_{\text{comb}} = \frac{(1 + F) i_3 - 1 \times i_A}{F \cdot P i_{\text{comb}}} \quad ; \quad 0,96 = \frac{(1 + F) \times 760 - 385}{F \times 40.000} \quad \boxed{F = 0,00996}$$

**a) Potencia que desarrolla la instalación.**

$$N = (G_{\text{gases}} T_T - G_{\text{aire}} T_C) \quad \text{mec} = G_{\text{aire}} \{(1 + F) T_T - T_C\} \quad \text{mec} = G \{(1 + F) (i_3 - i_{4'}) - (i_{2'} - i_1)\} \quad \text{mec} =$$

$$= 20 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}} [(1 + 0,00996) (760 - 389) - (290 - 15)] \times 0,94 = 1873,57 \text{ kW}$$

$$T = \frac{N}{G} = \frac{1873,57 \text{ kW}}{20 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}} = 93,67 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

**b. El rendimiento de la instalación.**

$$i_{\text{inst}} = \frac{T}{Q_1} = \frac{T}{(1 + F) i_3 - i_A} = \frac{93,67 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{\{(1 + 0,00996) \times 760 - 385\} \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \times 100 = 24,5\%$$

\*\*\*\*\*

14) Una turbina de gas de un solo eje, de ciclo simple, se utiliza como fuente de aire a presión (máquina soplante), de tal forma que sólo una parte del gasto  $G_C$  que suministra el compresor circula por la turbina.

En el punto de diseño se sabe que:

$$\frac{G_C \sqrt{T_1}}{p_1} = 22,8 \quad ; \quad \frac{p_2}{p_1} = 4 \quad ; \quad \frac{T_3}{T_1} = 3,3 \quad ; \quad c = 0,8 \quad ; \quad T = 0,85$$

siendo las condiciones ambientales 1 bar y 288°K ;  $\gamma = 1,4$ .

Se pretende regular la turbina de tal forma que  $\eta = \text{cte}$  y modificar el gasto de aire a presión:

$$G_{\text{presión}} = G_C - G_T$$

que suministra la instalación

El gasto adimensional de la turbina debe seguir una ley de variación de la forma:

$$\frac{G_T \sqrt{T_3}}{p_3} = \frac{k}{(1/\gamma)} \quad ; \quad \eta = \frac{p_2}{p_1}$$

En estas condiciones y suponiendo que  $c$  y  $T$  son independientes de la relación de compresión y del régimen de giro, determinar el nuevo punto de funcionamiento de la instalación cuando  $G_C - G_T$  se reduce a las 3/4 del valor nominal.

### RESOLUCIÓN

El compresor suministra un gasto  $G_C$ , parte del cual circula por la turbina,  $G_T$ , y otra parte ( $G_C - G_T$ ) se utiliza como aire comprimido. En una instalación de este tipo, la potencia generada en la turbina es igual a la consumida en el compresor.

Funcionamiento normal

Teniendo en cuenta el enunciado:

$$\frac{G_C \sqrt{T_1}}{p_1} = 22,8 \quad ; \quad G_C = 22,8 \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} = 22,8 \frac{1}{\sqrt{288}} = 1,34 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

Igualando potencias:

$$G_T T_T = G_C T_C$$

$$G_T c_p T_1 T^{-1} = G_C c_p T_1 \frac{-1}{C}$$

$$G_T = G_C \frac{T_1 T^{-1}}{T_C} = \left| \begin{array}{l} = 4^{(1,4 - 1)/1,4} = 1,48 \\ = \frac{T_3}{T_1} = 3,3 \end{array} \right| = 1,34 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}} \frac{1,48}{3,3 \times 0,85 \times 0,80} = 0,89 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

El aire que no se envía a la cámara de combustión,  $G_{\text{presión}}$ , es:

$$G_C - G_T = 1,34 - 0,89 = 0,45 \frac{\text{kg de aire comprimido}}{\text{seg}}$$

A partir del valor del gasto para la turbina, se puede obtener el valor de  $k$  en la forma:

$$\frac{G_T \sqrt{T_3}}{p_3} = \frac{0,89 \sqrt{950}}{4} = 6,86 = \frac{k}{1} = \frac{k}{4^{1,4}} \quad k = 18,47$$

**Nuevo punto de funcionamiento.-** Para encontrar el nuevo punto de funcionamiento cuando ( $G_C - G_T$ ) se reduce a los (3/4) de su valor nominal, se tiene:

$$G_{C*} - G_{T*} = \frac{3}{4} \times 0,45 = 0,337 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}} \quad ; \quad G_{C*} = G_{T*} + 0,337$$

La igualdad de potencias y la constancia del gasto adimensional en la turbina se plantean en la forma:

$$G_{T*} = G_{C*} \frac{T_C}{T} = (G_{T*} + 0,337) \frac{T_C}{T} \quad G_{T*} = \frac{0,337}{T_C - 1}$$

en la que:  $T_C$ ,  $T$  y  $T_3$  son constantes. Las variables son:  $G_{T*}$ ,  $p_3$ , ó  $p_2/p_1 = p_3/p_1$

Otra forma de calcular  $G_{T*}$  es como indica el enunciado:

$$G_{T*} = k \frac{p_3}{\sqrt{T_3}} = k \frac{p_2}{\sqrt{T_3}} = k \frac{p_1}{\sqrt{T_3}} \frac{p_2/p_1}{1} = k \frac{p_1}{\sqrt{T_3}} \frac{p_2/p_1}{1}$$

Iguálándolas se obtiene:

$$G_{T*} = \frac{0,337}{T_C - 1} = k \frac{p_1}{\sqrt{T_3}} \frac{p_2/p_1}{1}$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{0,337 \sqrt{T_3}}{k p_1 (T_C - 1)} = \frac{0,337 \sqrt{950}}{18,47 \times 1} = 1,68 > 1,48$$

$$\text{Relación de compresión: } \frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{1/\gamma} = 1,6816^{1,4/0,4} = 6,166 > 4$$

$$G_{T*} = k \frac{p_1}{\sqrt{T_3}} = 18,47 \times 1,6816 \times \frac{1}{\sqrt{950}} = 1,007 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

$$G_{C*} = G_{T*} + 0,337 = 1,007 + 0,337 = 1,34 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} \quad (\text{Igual al inicial})$$

$$\frac{G_{C*} \sqrt{T_1}}{p_1} = \frac{1,344 \sqrt{288}}{1} = 22,8 \quad (\text{que es el mismo})$$

El sistema de regulación es tal que el gasto que suministra el compresor es constante, absorbiendo más o menos gasto la turbina. Además, lo que se modifica en los dos casos es la relación de compresión, ya que la inicial es  $= 4$ , y la final es  $= 6,166$ .

\*\*\*\*\*



15) Se tiene una instalación de ciclo combinado de turbina de gas y turbina de vapor, en la que los gases procedentes de la combustión en la turbina de gas precalientan el agua, vaporizan y sobrecalientan el vapor de agua hasta la temperatura de 300°C, siendo los datos de la instalación los siguientes:

Aire:  $c_p = 1,04 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$  ;  $\gamma = 1,4$

Agua:  $c_p = 4,18 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$  ;  $v = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$

**Turbina de gas:**

Gasto: 50 kg/seg

Entrada en el compresor: 20°C y 1 atm

Entrada en la turbina:  $T_3 = 850^\circ\text{C}$

Temperatura de salida del intercambiador de calor: 120°C

Relación de compresión: 7

Rendimientos: cámara combustión = 1 ; mec. compresor = mec. turbina gas = 0,95 ;  $\eta_c = 0,8$  ;  $\eta_{T_{\text{gas}}} = 0,85$

**Turbina de vapor:**

Rendimiento del generador de vapor: 1

Temperatura de salida del intercambiador: 300°C

Presión de entrada a la turbina de vapor (AP) : 80 atm

Temperatura de entrada a las turbinas de vapor (1) y (2) : 550°C

Presión de entrada a la turbina de vapor (BP): 20 atm

Presión en el condensador: 50 mbars

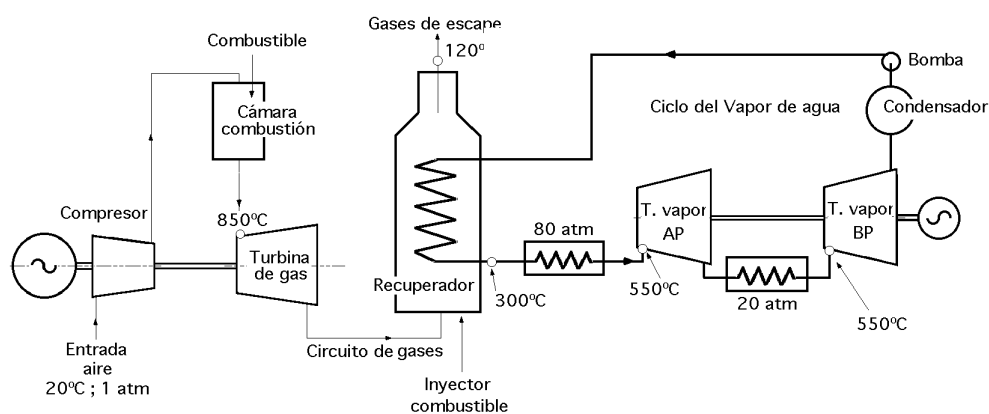
Rendimientos: mec. bombeo = 0,85 ; mec. turbina vapor = 0,98 ;  $\eta_T = 0,8$

El sobrecalentamiento del vapor de agua a la presión de 80 atm entre 300°C y 550°C, así como el recalentamiento a 20 atm hasta los 550°C, se realizan en el hogar de la instalación de vapor de agua. Determinar:

1. El trabajo útil de la turbina de gas.
2. El rendimiento global de la turbina de gas.
3. El trabajo útil de la turbina de vapor
4. El rendimiento de la instalación.

Para resolver el problema se supondrá que la pérdida de carga en tuberías, cámara de combustión y caldera es nula.

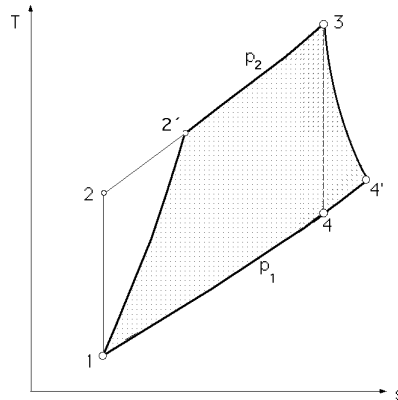
## RESOLUCIÓN



$$\text{Trabajo turbina de gas: } T_{T_{\text{gas}}} = c_p T_3 \left( 1 - \frac{1}{\gamma} \right) \quad T_{\text{gas}} =$$

$$= \left| \begin{array}{l} = 7^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 1,7436 \\ T_{4'} = T_3 - T_{\text{gas}} (T_3 - T_4) = T_3 - T_{\text{gas}} \frac{-1}{1,7436} = (850 + 273)^{\circ}\text{K} \times 0,85 \frac{1,7436 - 1}{1,7436} = 715,85^{\circ}\text{K} \end{array} \right| =$$

$$= 1,04 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{K}} \times 1123^{\circ}\text{K} \frac{1,7436 - 1}{1,7436} \times 0,85 = 423,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$



Trabajo del compresor:

$$T_c = c_p T_1 \frac{-1}{c} = 1,04 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^{\circ}\text{K}} \times 293^{\circ}\text{K} \times \frac{1,7436 - 1}{0,8} = 283,25 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

**1. Trabajo útil de la instalación de turbina de gas:**

$$T_{u \text{ gas}} = \text{mec.T} T_{T.\text{gas}} - \frac{T_c}{\text{mec.C}} = 0,95 \times 423,4 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - \frac{283,25 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}}{0,95} = 104,07 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

Calor aplicado

$$Q_1 = c_p (T_3 - T_{2'}) = \left| \begin{array}{l} T_2 = T_1 = 510,9^{\circ}\text{K} \\ T_{2'} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{c} = 293 + \frac{510,9 - 293}{0,8} \\ T_{2'} = 565,34^{\circ}\text{K} = 292,34^{\circ}\text{C} \end{array} \right| = 1,04 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^{\circ}\text{K}} (850 - 292,34)^{\circ}\text{K} = 580 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

**2.- Rendimiento global de la turbina de gas.**

$$\text{Turbina gas} = T_u = \frac{104,07}{580} = 0,179 = 17,9\%$$

**3. El trabajo útil de la turbina de vapor**

En las Tablas de vapor de agua se encuentra:

$$80 \text{ atm} ; 550^{\circ}\text{C} ; i_3 = 3250 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} ; s_3 = 6,877 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^{\circ}\text{K}}$$

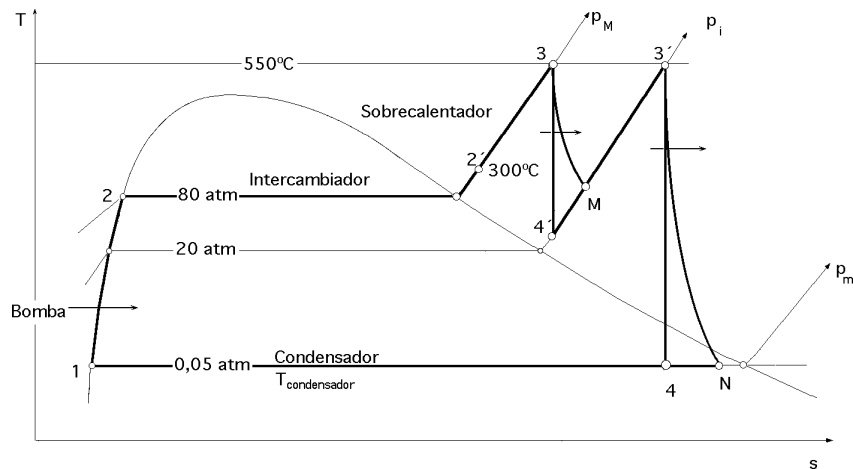
$$20 \text{ atm} ; i_{4'} = 3095 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} ; s_{4'} = 6,877 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^{\circ}\text{K}}$$

$$20 \text{ atm} ; 550^{\circ}\text{C} ; i_{3'} = 3578 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} ; s_{3'} = 7,57 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^{\circ}\text{K}}$$

$$50 \text{ mbars} ; i_4 = 2320 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} ; s_4 = 7,57 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^{\circ}\text{K}}$$

$$\text{Salida del intercambiador a } 300^{\circ}\text{C y } 80 \text{ atm: } i_{2'} = 2787 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$\text{Temperatura de entrada del agua en la bomba: } T_1 = 32,9^{\circ}\text{C}$$



Rendimiento turbina AP:  $\eta_{3M} = \frac{i_3 - i_M}{i_3 - i_{4'}}$  ;  $0,8 = \frac{3520 - i_M}{3520 - 3095}$  ;  $i_M = 3180 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$

Rendimiento turbina BP:  $\eta_{3'N} = \frac{i_{3'} - i_N}{i_{3'} - i_{4'}}$  ;  $0,8 = \frac{3578 - i_N}{3578 - 2320}$  ;  $i_N = 2572 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$

Trabajo de bombeo:

$$T_{\text{Bomba}} = T_{12} = v_p = 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}} (80 - 0,05) \times 10^4 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} = 799,5 \frac{\text{Kgm}}{\text{Kg}} = 7,83 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$i_2 = i_1 + v_p = c_p T_{1 \text{ agua}} + v_p = (4,186 \times 32,9) + 7,83 = 145,55 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

Trabajo específico de la turbina de vapor teniendo en cuenta los rendimientos mecánicos de la bomba y turbinas:

$$T_{T,\text{vap}} = (i_3 - i_M) + (i_{3'} - i_N) = (3520 - 3181) + (3578 - 2572) = 1345 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$T_{u \text{ Vapor}} = T_{T,\text{vap}} \eta_{\text{mec.T}} - \frac{T_{\text{Bomba}}}{\eta_{\text{mec.B}}} = (1345 \times 0,98) - \frac{7,83}{0,85} = 1309 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

**Balance energético en el intercambiador:**

$$G_{\text{gas}} c_{p(\text{gas})} (T_{4'} - T_{\text{salida}}) = G_{\text{agua}} (i_{2'} - i_1)$$

$$G_{\text{agua}} = \frac{G_{\text{gas}} c_{p(\text{gas})} (T_{4'} - T_{\text{salida}})}{i_{2'} - i_1} = \frac{50 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}} \times 1,04 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} (715,85 - 393)^\circ\text{K}}{2787 - (32,9 \times 4,186)} = 6,337 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

#### 4. Rendimiento de la instalación.

$$\eta_{\text{instalación}} = \frac{T_{u(\text{gas})} G_{\text{gas}} + T_{u(\text{vapor})} G_{\text{vapor}}}{Q_{\text{gas}} + Q_{\text{recal.vapor agua}}}$$

$$G_{\text{gas}} = 580 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} \times 50 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}} = 29.000 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$Q_{\text{recal.vapor agua}} = [(i_3 - i_{2'}) + (i_{3'} - i_M)] G_{\text{agua}} = [(3520 - 2787) + (3578 - 3180)] \times 6,337 = 7167,15 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$\eta_{\text{instalación}} = \frac{(104,07 \times 50) + (1309 \times 6,337)}{29000 + 7167,15} = 0,3732 = 37,32\%$$

\*\*\*\*\*

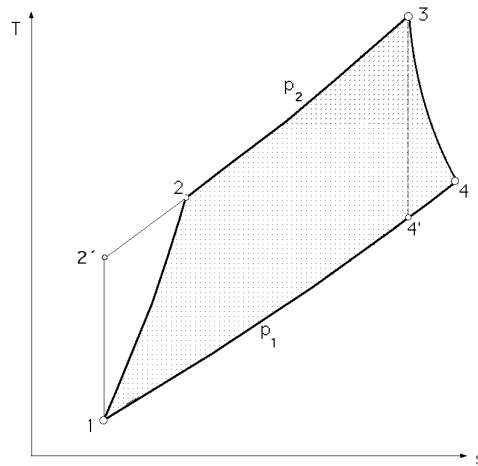
16) En un ciclo Brayton de aire standard, el rendimiento isentrópico de la turbina es 0,84, y el del compresor 0,80; la relación de presiones es 5. El aire penetra en el compresor a 21°C y 1 atm de presión, siendo la temperatura máxima alcanzada de 760°C. Con estos datos, dibujar el diagrama exergético en los siguientes casos:

a) Ciclo Brayton normal

b) Ciclo Brayton con regeneración ideal

c) Ciclo Brayton con regeneración al 80%.

### RESOLUCIÓN



a) Ciclo Brayton normal

$$= 5^{(1,4 - 1)/1,4} = 1,5838$$

$$T_{2'} = T_1 = 1,5838 \times (21 + 273)^\circ\text{K} = 465,64^\circ\text{K}$$

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2'} - T_1}{\eta_c} = 294^\circ\text{K} + \frac{465,64 - 294}{0,8}^\circ\text{K} = 508,55^\circ\text{K}$$

$$T_{4'} = T_3 = 1,5838 \times (760 + 273)^\circ\text{K} = 652,2^\circ\text{K}$$

$$T_4 = T_3 - \eta_T (T_3 - T_{4'}) = 1033 - 0,84 \times (1033 - 652,2) = 713,13^\circ\text{K}$$

$$T_c = c_p (T_2 - T_1) = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \times (508,55 - 294)^\circ\text{K} = 214,55 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$Q_1 = c_p (T_3 - T_2) = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \times (1033 - 508,55)^\circ\text{K} = 524,45 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$T_T = c_p (T_3 - T_4) = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \times (1033 - 713,13)^\circ\text{K} = 319,86 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$Q_2 = c_p (T_4 - T_1) = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \times (713,13 - 294)^\circ\text{K} = 419,14 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$T_u = T_T - T_c = 319,86 - 214,55 = 105,31 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{T_u}{Q_1} = \frac{105,31}{524,45} = 0,2008 = 20,08\%$$

### EXERGIAS

Exergía de flujo: La exergía de la corriente de aire es:

$$Ex = (i - i_0) - T_0 (s - s_0) = c_p (T - T_0) - T_0 (c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{p}{p_0})$$

$$R = c_p - c_v = 1 - \frac{1}{1,4} = 0,2857 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}}$$

1) **Punto de referencia = estado muerto = 0**

$$2) c_p (T_2 - T_0) - T_0 (c_p \ln \frac{T_2}{T_0} - R \ln \frac{p_2}{p_0}) =$$

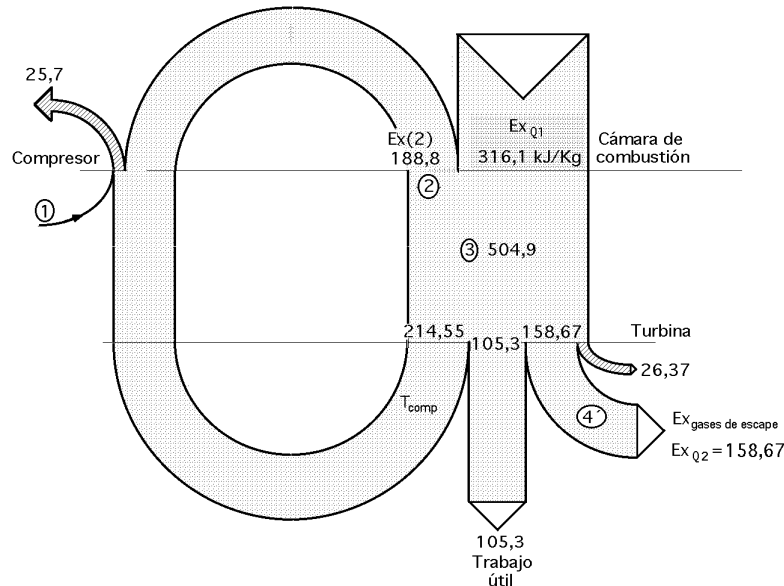
$$= 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} (508,55 - 294)^\circ\text{K} - 294^\circ\text{K} \times (1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \ln \frac{508,55}{294} - 0,2857 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \ln \frac{5}{1}) = 188,8 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$3) c_p (T_3 - T_0) - T_0 (c_p \ln \frac{T_3}{T_0} - R \ln \frac{p_3}{p_0}) =$$

$$= 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} (1033 - 294)^\circ\text{K} - 294^\circ\text{K} \times (1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \ln \frac{1033}{294} - 0,2857 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \ln \frac{5}{1}) = 504,9 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$4) c_p (T_4 - T_0) - T_0 (c_p \ln \frac{T_4}{T_0} - R \ln \frac{p_4}{p_0}) =$$

$$= 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} (713,13 - 294)^\circ\text{K} - 294^\circ\text{K} \times (1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \ln \frac{713,13}{294}) = 158,6 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$



**Exergía del calor absorbido:**

$$Ex = Q - T_0 \frac{dQ}{T} = Q - T_0 \frac{T_F c_p dT}{T} = Q - T_0 c_p \ln \frac{T_F}{T_i}$$

$$Ex_{Q1} = Q_1 - T_0 c_p \ln \frac{T_3}{T_2} = 524,45 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - (294 \times 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \times \ln \frac{1033}{508,55}) = 316,1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

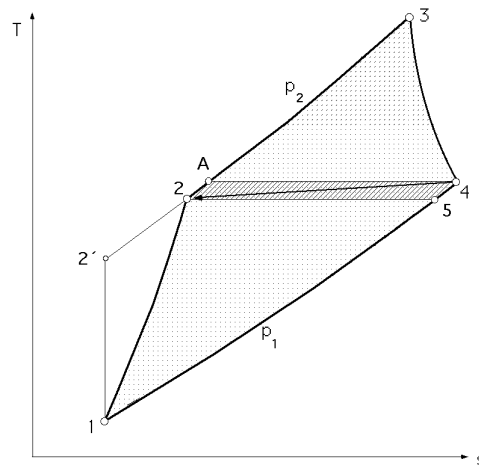
$$Ex_{Q2} = Q_2 - T_0 c_p \ln \frac{T_1}{T_4} = -419,14 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - (294 \times 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \times \ln \frac{294}{713,13}) = -158,67 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

El signo (-) indica que el incremento de energía utilizable del aire en el proceso (4-1) es negativo, es decir, Ex\_Q2 es un flujo de exergía que abandona el sistema.

$$\text{Rendimiento exergético} = \frac{T_u}{Ex_{Q1}} = \frac{105,3}{316,10} = 0,3331 = 33,31\%$$

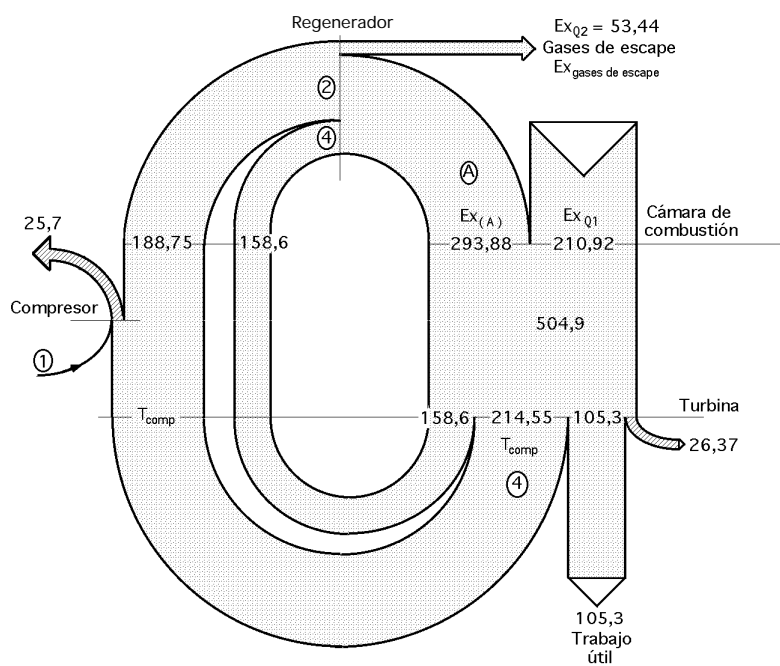
\*\*\*\*\*

**b) Ciclo Brayton con regeneración ideal ( $\epsilon = 1$ )**



$$\text{Regeneración ideal} = \begin{cases} T_A = T_4 = 713,13^\circ\text{K} \\ T_2 = T_5 = 508,55^\circ\text{K} \end{cases}$$

Los trabajos del compresor y de la turbina no se alteran



Regeneración del 100%

Calor aplicado entre: (A) y (3)

$$Q_1 = c_p (T_3 - T_A) = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} (1033 - 713,13)^\circ\text{K} = 319,87 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} = T_{\text{Turbina}}$$

Calor cedido entre (5) y (1):

$$Q_2 = c_p (T_5 - T_1) = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} (508,55 - 294)^\circ\text{K} = 214,55 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} = T_{\text{Compresión}}$$

$$Ex_{Q1} = Q_1 - T_0 c_p \ln \frac{T_3}{T_A} = 319,87 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - (294 \times 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \times \ln \frac{1033}{713,13}) = 210,92 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$Ex_{Q2} = Q_2 - T_0 c_p \ln \frac{T_5}{T_1} = 214,55 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - (294 \times 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \times \ln \frac{508,55}{294}) = 53,44 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$Ex_A = c_p (T_A - T_0) - T_0 (c_p \ln \frac{T_A}{T_0} - R \ln \frac{p_A}{p_0}) =$$

$$= 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} (713,13 - 294) - 294 \times (1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \times \ln \frac{713,13}{294} - 0,2857 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \times \ln \frac{5}{1}) = 293,8 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

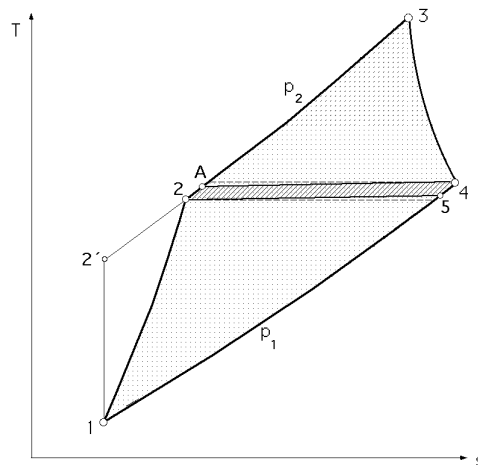
$$Ex_{(5)} = c_p (T_5 - T_0) - T_0 c_p \ln \frac{T_5}{T_0} = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} (508,55 - 294) - (294 \times 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \times \ln \frac{508,55}{294}) = 53,44 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

Rendimiento exergético:

$$ex_{er} = \frac{T_u}{Ex_{Q1}} = \frac{105,3}{210,92} = 0,4992 = 49,92\%$$

\*\*\*\*\*

**c) Ciclo Brayton con regeneración (  $\epsilon = 0,8$  )**



$$\text{Regeneración al } 80\% = \left| \begin{array}{l} T_A < T_4 \\ T_5 > T_2 \end{array} \right|$$

$$T_A = T_2 + (T_4 - T_2) = 508,55 + 0,8 \times (713,13 - 508,55) = 672,21^\circ\text{K}$$

Haciendo en el regenerador un balance de energía, se tiene:

$$i_A - i_2 = i_4 - i_5 \quad T_A - T_2 = T_4 - T_5$$

$$T_5 = T_4 - (T_A - T_2) = 713,13^\circ\text{K} - (672,21 - 508,55)^\circ\text{K} = 549,47^\circ\text{K}$$

Los trabajos del compresor y de la turbina no se alteran

Calor aplicado entre: (A) y (3)

$$Q_1 = c_p (T_3 - T_A) = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} (1033 - 672,21)^\circ\text{K} = 360,79 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

Calor cedido entre (5) y (1):

$$Q_2 = c_p (T_5 - T_1) = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} (549,47 - 294)^\circ\text{K} = 255,47 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$Ex_{Q1} = Q_1 - T_0 c_p \ln \frac{T_3}{T_A} = 360,79 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - (294 \times 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \times \ln \frac{1033}{672,21}) = 234,47 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$Ex_{Q2} = Q_2 - T_0 c_p \ln \frac{T_5}{T_1} = 255,47 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - (294 \times 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \times \ln \frac{549,47}{294}) = 71,61 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

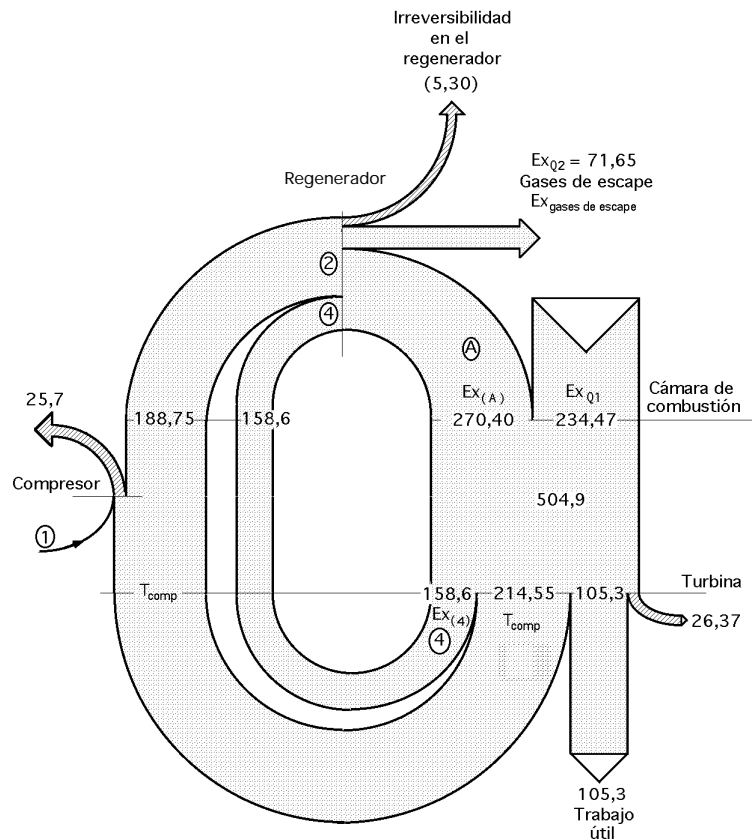
$$Ex_{(A)} = c_p (T_A - T_0) - T_0 (c_p \ln \frac{T_A}{T_0} - R \ln \frac{p_A}{p_0}) =$$

$$= 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} (672,21 - 294) - 294 \times (1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \times \ln \frac{672,21}{294} - 0,2857 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \times \ln \frac{5}{1}) = 270,4 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$Ex_{(5)} = c_p (T_5 - T_0) - T_0 c_p \ln \frac{T_5}{T_0} = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} (549,47 - 294) - (294 \times 1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \times \ln \frac{549,47}{294}) = 71,61 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$\text{Rendimiento exergético} = \frac{T_u}{Ex_{Q1}} = \frac{105,3}{234,47} = 0,449 = 44,9\%$$

$$\text{Rendimiento térmico} = \frac{T_u}{Q_1} = \frac{105,3}{360,79} = 0,2918 = 29,18\%$$



Regeneración: 80%

\*\*\*\*\*



17) Una turbina de gas funciona con octano ( $C_8H_{18}$ ), de potencia calorífica superior  $P = 44,43$  MJ/kg, que se introduce en la cámara de combustión adiabática a la temperatura de  $25^\circ\text{C}$ .

Compresor: Relación de compresión: 4,13

Temperatura del aire a la entrada:  $290^\circ\text{K}$

Temperatura del aire a la salida:  $460^\circ\text{K}$

Turbina: Temperatura de los gases de combustión a la entrada de la turbina:  $1000^\circ\text{K}$

Temperatura de salida de los gases a la atmósfera:  $750^\circ\text{K}$

Determinar

a) La eficiencia isentrópica del compresor

b) El número de moles de aire aportados a la combustión, por mol de fuel quemado, y porcentaje de exceso de aire

c) Trabajo útil por kg de fuel

d) Eficiencia de la planta si se desprecian las pérdidas mecánicas

e) Eficiencia térmica del ciclo Brayton de aire standard

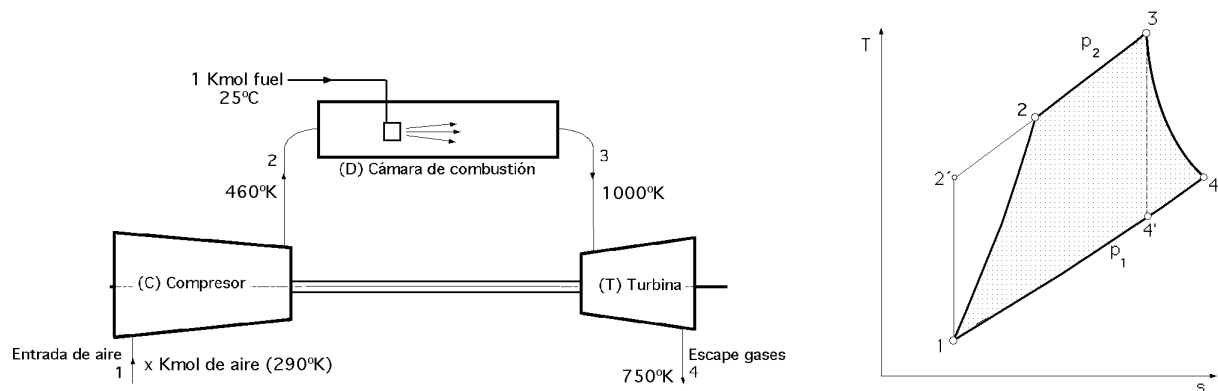
Datos del aire: Pasa por el compresor como gas perfecto ( $\gamma = 1,4$ );  $c_p = 1,01$  kJ/kg $^\circ\text{K}$

Masa molar: 29 kg/Kmol

Las entalpías de los gases que pasan por la turbina en (MJ/Kmol) son:

Temperatura ( $^\circ\text{K}$ )	Oxígeno ( $\text{O}_2$ )	Nitrógeno ( $\text{N}_2$ )	Anhid. carbónico ( $\text{CO}_2$ )	Vapor de agua ( $\text{H}_2\text{O}$ )
1000	3137	30,14	42,92	35,9
750	2283	22,17	2965	26
298	8,66	8,67	9,37	9,9

## RESOLUCIÓN



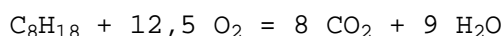
a) Eficiencia isentrópica del compresor

$$= \frac{T_{2'}}{T_1} = \left( \frac{p_{2'}}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 4,13^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 1,5 \quad T_{2'} = 290^\circ\text{K} \times 1,5 = 435^\circ\text{K}$$

$$\eta_{\text{Comp}} = \frac{T_{2'} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{435 - 290}{460 - 290} = 0,853$$

b) Número de moles de aire aportados a la combustión, por mol de fuel quemado

Suponiendo combustión perfecta, en la cámara de combustión se tiene:



$$(96 + 18) + (12,5 \times 32) = 8 \times (12 + 32) + 9 \times (2 + 16)$$

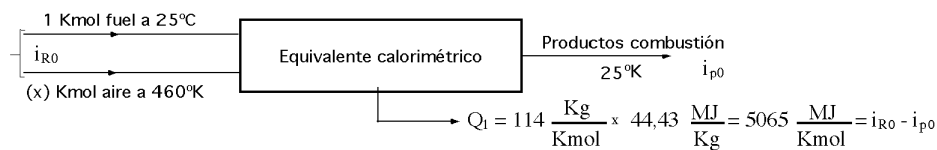
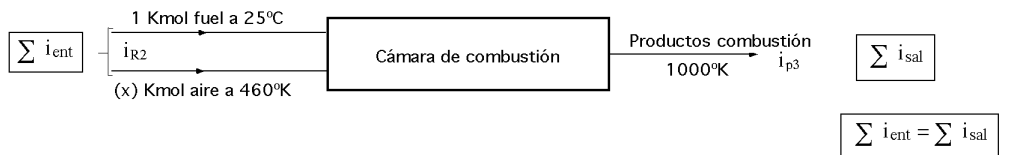
Estamos trabajando con (x) Kmól de aire por 1 Kmól de fuel, luego los Kmól de los gases de combustión son:

$$\text{Exceso de } O_2 = (0,21 x - 12,5)$$

$$N_2 \text{ atmósferas} = N_{2*} = 0,79 x$$

$$CO_2 = 8$$

$$H_2O = 9$$



$$(i_{R0} - i_{p0}) - (i_{R2} - i_{p3}) = 5065 \frac{MJ}{Kmol} = (i_{p3} - i_{p0}) - (i_{R2} - i_{R0})$$

Entalpía del aire:

$$(i_{R2} - i_{R0}) \frac{kJ}{Kg} \times (x) \frac{Kg}{Kmol} = 1,01 \frac{kJ}{Kg \cdot ^\circ K} (460 - 298) ^\circ K \times (x) = 163,6 (x) \frac{kJ}{Kg} =$$

$$= 163,6 (x) \frac{kJ}{Kg} \times 29 \frac{Kg}{Kmol} = 4745 (x) \frac{kJ}{Kmol} = 4,745 (x) \frac{MJ}{Kmol}$$

Entalpía de los productos de combustión:

$$\text{Exceso de oxígeno: } i_3 - i_0 = (31,37 - 8,66) \frac{MJ}{Kmol} \times (0,21 x - 12,5) =$$

$$= 4,77 x - 283,9 \frac{MJ}{Kmol}$$

$$\text{Nitrógeno: } i_3 - i_0 = (30,14 - 8,67) \frac{MJ}{Kmol} \times 0,79 x = 16,96 x \frac{MJ}{Kmol}$$

$$\text{Anhídrido carbónico: } i_3 - i_0 = (42,78 - 9,37) \frac{MJ}{Kmol} \times 8 = 267,3 \frac{MJ}{Kmol}$$

$$\text{Vapor de agua: } i_3 - i_0 = (35,9 - 9,9) \frac{MJ}{Kmol} \times 9 = 234 \frac{MJ}{Kmol}$$

$$\text{luego: } i_{p3} - i_{p0} = 21,73 x + 217,4 = 234 \frac{MJ}{Kmol}$$

Sustituyendo estos valores en:

$$(i_{p3} - i_{p0}) - (i_{R2} - i_{R0}) = 5065 \frac{MJ}{Kmol}$$

resulta:

$$(21,73 x + 217,4) - (4,745 x) \frac{MJ}{Kmol} = 5065 \frac{MJ}{Kmol}$$

$$x = 285,5 \text{ Moles de aire por 1 mol de combustible (fuel)}$$

**Porcentaje de exceso de aire**

$$\text{Aire estequiométrico: } \frac{12,5}{0,21} = 59,5 \text{ Kmol}$$

$$\text{Exceso de aire: } \frac{285,5 - 59,2}{59,2} \times 100 = 280\%$$

**c) Trabajo útil por kg de fuel**

#### TURBINA

Caída de entalpía en la turbina

$$\text{Exceso de oxígeno: } 47,5 \times (31,37 - 22,83) = 405,7 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol fuel}}$$

$$\text{Nitrógeno: } 225,5 \times (30,14 - 22,57) = 1797,2 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol fuel}}$$

$$\text{Anhídrido carbónico: } 8 \times (42,78 - 29,65) = 105 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol fuel}}$$

$$\text{Vapor de agua: } 9 \times (35,9 - 26) = 89,1 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol fuel}}$$

$$\text{Caída de entalpía en la turbina: } 405,7 + 1797,2 + 105 + 89,1 = 2397 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol fuel}}$$

$$\text{Por 1 Kg de fuel se tiene: } \frac{2397 \frac{\text{MJ}}{\text{Kmol fuel}}}{114 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol fuel}}} = 21,03 \frac{\text{MJ}}{\text{Kg(fuel)}}$$

#### COMPRESOR

Por cada kg de fuel, el trabajo aplicado al compresor es:

$$T_{\text{Comp}} = \frac{(285,5 \frac{\text{Kmol aire}}{\text{Kmol fuel}} \times 29 \frac{\text{Kg(aire)}}{\text{Kmol}}) \times 1,01 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg(aire)}^\circ\text{K}} \times (460 - 290)^\circ\text{K}}{114 \frac{\text{Kg(fuel)}}{\text{Kmol}}} = 12,47 \frac{\text{MJ}}{\text{Kg(fuel)}}$$

$$\text{Trabajo útil por Kg de fuel: } T_u = 21,03 - 12,47 = 8,56 \frac{\text{MJ}}{\text{Kg(fuel)}}$$

**d) Eficiencia de la planta si se desprecian las pérdidas mecánicas**

$$\eta_u = \frac{8,56}{44,43} \times 100 = 19,3\%$$

**e) Eficiencia térmica del ciclo Brayton de aire standard**

$$\eta_{\text{Brayton}} = 1 - \frac{1}{1,5} = 1 - \frac{1}{1,5} = 33,3\%$$

\*\*\*\*\*