

N.º 176. - El sistema compresor-turbina. Su cálculo y aplicaciones

Autor: D. CARLOS SÁNCHEZ TARIFA

Ingeniero Aeronáutico

INTRODUCCION

En esta Memoria trataremos del sistema compresor-turbina trabajando en el ciclo de Brayton, o de combustión a presión constante con expansión hasta la presión inicial. El motor así formado se conoce generalmente con la denominación de «Turbina de gas»; aplicándose también este nombre a la turbina propiamente dicha del motor.

Para evitar confusiones, hemos seguido las denominaciones consagradas con el uso, y ya prácticamente en vías de reconocimiento oficial.

Designamos «turboreactores» a los motores de avión formados por una turbina de gas, en la que se aprovecha directamente la energía cinética residual de la turbina como chorro propulsor. Por «turbohélice» entendemos el sistema moto-propulsor formado por una turbina de gas en la que se aprovecha la energía residual de la turbina para el accionamiento de una hélice, pudiendo ayudar también a la propulsión la energía cinética que aún resta después de la turbina. Aunque no muy de acuerdo con el nombre, designamos «motores de reacción» a todo aquel sistema moto-propulsor que se vale directamente de la energía cinética de un chorro de gases procedente de la combustión para realizar la propulsión.

Por la falta material de tiempo hemos tenido que tratar muy brevemente algunas cuestiones, a las que hubiéramos querido dedicar mayor espacio, como, por ejemplo, acontece con las vibraciones de los álabes en los compresores y turbinas, problemas de regulación, incrementadores de empuje y algunas otras cuestiones.

Por último, hemos de destacar el agradecimiento que debemos a algunos alumnos de 5.º curso de la Academia de Ingenieros Aeronáuticos, a quienes recientemente tuvimos el gusto de darles un curso en la Academia sobre Motores de reacción. Los señores Sáenz Insausti y Ramírez Gómez han extractado de nuestros apuntes la parte correspondiente al estudio termodinámico de la turbina de gas (Capítulos III y IV), con inclusión de algunas aportaciones propias. Al señor Gómez Moreno se debe gran parte del Capítulo VI, y el señor Selas Larrazábal ha sido el verdadero autor y redactor de la parte que trata de los ciclos industriales de la turbina de gas.

PRIMERA PARTE

CÁLCULO Y DIMENSIONADO DE COMPRESORES AXILES Y TURBINAS DE GAS

I

COMPRESORES AXILES

ANTECEDENTES

Es bastante antigua la idea de utilizar el proceso inverso del funcionamiento de una turbina de reacción para comprimir aire. En el año 1847, el francés BURDIN bosquejó un proyecto de compresor axil y TOURNAIRE, completando los trabajos anteriores, presentó en la Academia de Ciencias francesa un estudio sobre estos compresores. En Inglaterra, PARSONS proyectó su primer compresor axil en el año 1884, desarrollando la Compañía Parsons Co., más de 30 modelos hasta el año 1908.

En todos esos primeros ensayos se obtuvieron muy malos resultados, debido al desconocimiento que existía de las teorías en que se basa el funcionamiento de los compresores axiles. Se empleaban unos escalonamientos análogos a los de las turbinas de reacción de vapor, con grados de compresión completamente inadecuados, por lo cual los rendimientos que se conseguían eran tan bajos, que resultaban inaceptables.

Desde el punto de vista aerodinámico, es mucho más fácil proyectar correctamente una turbina que un compresor. Esto se debe a que la expansión de un gas siempre es estable, mientras que en una compresión, al existir un gradiente de presión contrario a la marcha general del fluido, con efecto perjudicial máximo en la capa límite, puede dar lugar a que se produzcan fenómenos de inestabilidad. Esto obliga a que este último proceso haya que efectuarlo mucho más gradualmente; pero, no obstante, en todos los compresores se presenta el fenómeno de «bombeo» o de inestabilidad y cambio de sentido de la corriente de los gases, producido cuando se supera un gradiente de presión límite, que viene fijado por el tipo de compresor y condiciones de funcionamiento. Además, el diseño de un compresor axil ha de ser muy cuidadoso. Los cambios de sección han de ser efectuados muy

gradualmente, para que el fluido no se «despegue» de las paredes, y deberán evitarse en absoluto que puedan presentarse velocidades locales iguales o superiores a la del sonido, ya que se producirían inmediatamente ondas de choque y desprendimiento de la capa límite. En cambio, en una expansión no hay inconveniente alguno en funcionar con números de MACH superiores a la unidad y, además, el gas se adapta con mucha mayor facilidad a los cambios de sección. Basta considerar que un compresor axial, funcionando como turbina, puede proporcionar fácilmente rendimientos del orden de 0,80, mientras que pretender conseguir el caso inverso sería por completo inadmisibles.

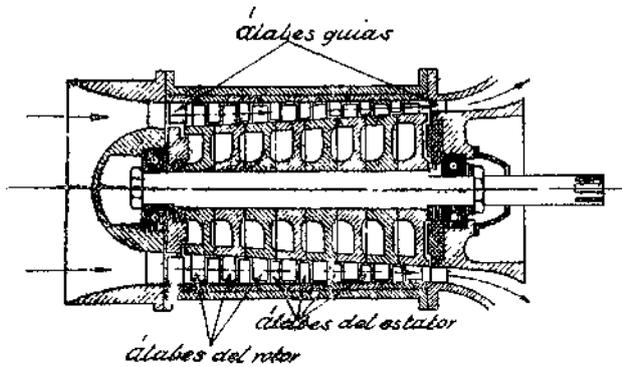


Fig. 1.—Esquema de un compresor de circulación axial.

Los progresos de este tipo de máquinas no comenzaron hasta pasado el año 1926, cuando el doctor A. A. GRIFFITH dió a conocer su teoría aerodinámica sobre perfiles de compresores y turbinas. En colaboración con el Ministerio del Aire inglés y con el Aeronautical Research Committee, se construyó una unidad experimental formada por una turbina y un compresor axial de un escalonamiento, obteniéndose muy buenas características en los ensayos efectuados. No obstante, la aplicación efectiva de este tipo de compresores en los turbo-propulsores y turbohélices no comenzó en Inglaterra hasta el año 1936.

En los Estados Unidos la casa Westinghouse experimentó y construyó diversos tipos de compresores a partir del año 1906,

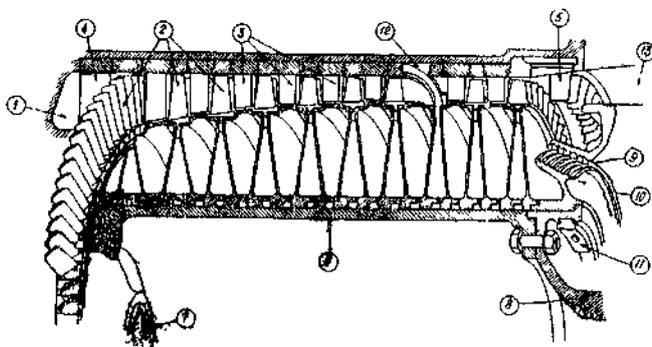


Fig. 2.—Corte esquemático del compresor de la turbo-hélice Mamba: (1), entrada de aire; (2), álabes del rotor; (3), álabes del estator; (4), álabes-guías de entrada; (5), álabes-guías de salida; (6), tambor o cilindro-soporte; (7), acoplamiento del eje de la hélice; (8), acoplamiento del eje de la turbina; (9), cierre de laberinto; (10), igualador del empuje axial; (11), pesos para el equilibrio dinámico; (12), alojamiento de los álabes; (13), salida del aire.

pero hasta 1928 no se consiguió unidad de buen rendimiento, que fué destinada al tiro forzado de los ventiladores de los barcos de guerra.

En esta breve reseña histórica de los compresores axiales también deben mencionarse los trabajos efectuados en Suiza y Alemania. La primera de estas naciones ha sido y es una de las más acreditadas en proyectos y construcción de compresores y turbinas, y a la segunda corresponde la primacía en la puesta en vuelo de avión equipado con turbo-propulsor de compresor axial (Jumo 004, año 1914).

INTRODUCCIÓN

Las teorías sobre el funcionamiento y diseño de los compresores axiales, aunque bastante desarrolladas, puede decirse que en la actualidad están todavía en período formativo. Personalidades de reconocida solvencia en el campo de la aerodinámica y en la técnica de los compresores y turbinas se han ocupado en la resolución de los complicados problemas teóricos y prácticos que presenta el diseño correcto de este tipo de máquinas. A título de ejemplo, basta citar los nombres de T. von KÁRMÁN, H. S. TSIEN, A. R. HOWELL, C. KELLER, A. BETZ, A. D. S. CARTER, E. N. COHEN, M. SÉDILLE, T. SINNETTE, M. BOGDONOFF, R. G. HARRIS, R. A. FAIRTHORNE, Y. SHIMAMOTOYANA, F. NUMACHI, etc. Asimismo, se realizan en la actualidad gran número de investigaciones experimentales, principalmente en Inglaterra, Estados Unidos y Suiza.

No obstante lo dicho, todavía no existe en la actualidad un cuerpo de doctrina sólidamente establecido y con abundancia de datos experimentales por el que pueda guiarse con absoluta confianza el proyectista de este tipo de máquinas. Aunque, naturalmente, con gran número de puntos de contacto, existen discrepancias en las teorías que se aplican, notándose especialmente en las fórmulas y datos empíricos que forzosamente hay que utilizar.

El compresor axial presenta en nuestros días cada vez mayor interés. Su reducida sección frontal y elevado rendimiento lo hacen perfectamente idóneo para su utilización en turbo-propulsores y turbo-hélices, notándose en la vez mayor tendencia a la sustitución del compresor centrífugo por él. Su mayor inconveniente estriba en el pequeño grado de compresión que se consigue por escalonamiento, lo que obliga a que haya necesidad de un gran número de ellos para conseguir una relación de compresión del orden de la que se obtendría en uno centrífugo de potencia análoga. Por esta razón, gran parte de los estudios e investigaciones se orientan en el sentido de ir forzando cada vez más los números de MACH de funcionamiento, con objeto de obtener mayor salto de temperatura o presión. Incluso se ha llegado a estudiar el problema de diseñar compresores aptos para funcionar con velocidades de circulación supersónicas (ref. 9), aunque esto sólo podría conseguirse a costa del rendimiento.

NOTACIÓN GENERAL

- θ — temperatura relativa, grados centígrados.
- $T = \theta + 273$, temperatura absoluta.
- p — presión, Kg/m² (en aplicaciones numéricas, Kg/cm²).
- v — volumen específico, m³/Kg.
- ρ_0 — peso específico, Kg/m³
- ρ — densidad, Kg./seg²/m⁴

- R — constante de los gases perfectos, igual a 29,26 Kgm/Kg. grado.
 c_p — calor específico a presión constante, Kcal./m/Kg. seg². grado.
 c_v — calor específico a volumen constante, Kcal./m Kg. seg².
 P — potencia, Kgm/seg. (en aplicaciones numéricas en CV.)
 G — gasto en peso, Kg/seg.
 G_v — gasto volumétrico, m³/seg.
 V, u, ω — velocidad, m/seg.
 n — régimen, r.p.m.
 ω — velocidad angular, seg. -1.
 D — diámetro, m.
 r — radio, m.
 σ — área, m² ó cm².
 H — entalpia por unidad de masa, Kcal m/Kg. seg².
 γ — exponente de una evolución isentrópica.
 k — exponente de una evolución politrópica.
 N_M — número de Mach.
 N_R — número de Reynolds.
 V_s — velocidad del sonido, m/seg.

NOTACIÓN DE PERFILES

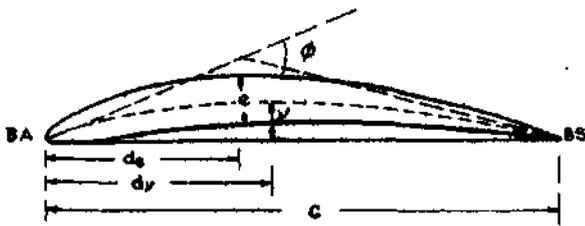


Fig. 3

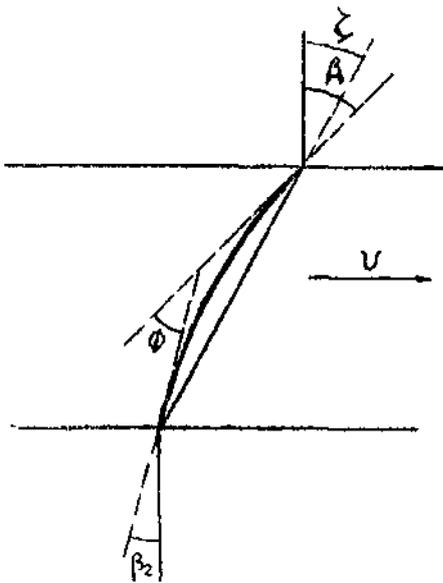


Fig. 4

- c — cuerda.
 e — espesor máximo (0/0 de c).
 v — curvatura máxima (0/0 de c).

- d_e — distancia al punto de máximo espesor (0/0 de c).
 d_v — distancia al punto de máxima curvatura (0/0 de c).
 Φ — ángulo de curvatura del perfil.
 BA — borde de ataque.
 BS — borde de salida.
 r_{BA} — radio del borde de ataque.
 r_{BS} — radio del borde de salida.
 L — sustentación por unidad de longitud, en dirección perpendicular a la velocidad media w_m .
 $C_L = \frac{L}{\frac{1}{2} \rho \omega^2 m c}$ — coeficiente de sustentación.
 D — resistencia por unidad de longitud, en dirección de w_m .
 $C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho \omega^2 m c}$ — coeficiente de resistencia.

NOTACIÓN DE UN ESCALONAMIENTO

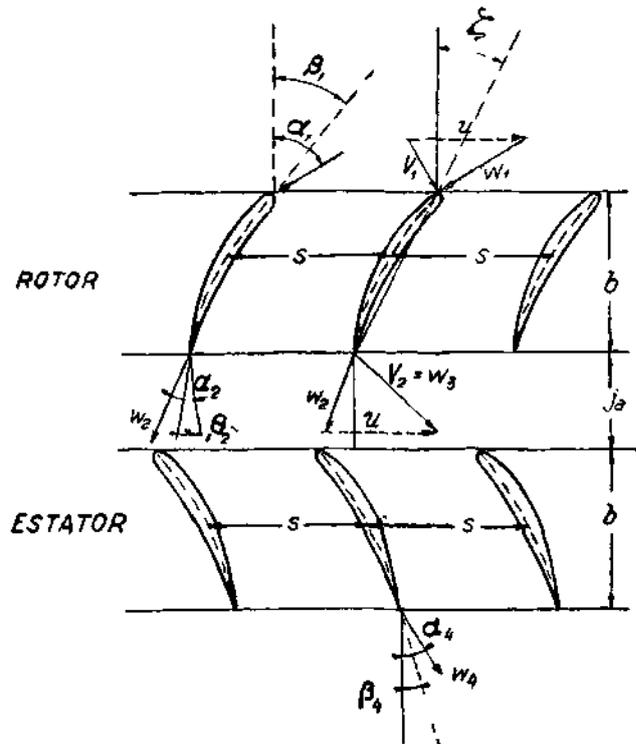


Fig. 5

- u — velocidad periférica.
 V_1 — velocidad absoluta de entrada en el rotor.
 V_2 — velocidad absoluta de salida en el rotor.
 w_1 — velocidad relativa de entrada en el rotor.
 w_2 — velocidad relativa de salida en el rotor.
 w_3 — velocidad de entrada en el estator.
 w_4 — velocidad de salida en el estator.
 V_a — velocidad axial.
 $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$ — ángulos de entrada y salida de los perfiles medidos entre la normal al plano de giro y la tangente al esqueleto del perfil.
 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ — ángulos de entrada y salida de las velocidades relativas.

- ψ_1, ψ_2 — ángulos de entrada y salida de las velocidades absolutas en el rotor.
- w_m — vector velocidad media en el rotor.
- α_m — ángulo del vector velocidad media, definido por la expresión: $\tan \alpha_m = 1/2 - (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2)$,
- $i = \alpha_1 - \beta_1$, ángulo de incidencia.
- $\varepsilon = \alpha_1 - \alpha_2$, deflexión.
- $\delta = \alpha_2 - \beta_2$, desviación.
- s — separación o paso.
- b — espesor en el sentido normal del escalonamiento.
- ζ — ángulo de situación.
- N — número de álabes en cada disco.
- h — altura media de los álabes.
- δp — pérdidas de presión en cada semi-escalón (rotor o estator).
- Δp — subida de presión efectiva en cada semi-escalón.
- Δp_{pt} — incremento teórico de presión, igual a $\delta p + \Delta p$.
- ΔT — incremento real de temperatura en cada semi-escalón.
- τ_p — trabajo periférico, o potencia gastada en la compresión por unidad de gasto en cada escalonamiento.
- η_a — rendimiento adiabático.
- η_o — rendimiento de escalón.
- ξ — coeficiente de pérdida por efectos tridimensionales.
- σ_a — área transversal de un álabe. $\sigma_a \approx c \cdot h$
- σ_A — área transversal de paso del aire. $\sigma_A \approx 2\pi r_m h$.
- GR — grado de reacción.

ECUACIONES GENERALES

Mientras no se indique lo contrario, consideraremos el caso de un fluido en movimiento bidimensional, es decir, con valores de todas las magnitudes independientes del radio del compresor. En estas condiciones, procederemos a determinar los esfuerzos que el aire produce sobre un álabe por unidad de altura. Sean F_y y F_x dichos esfuerzos, según las direcciones que se indican en la figura 6.

Si se prescinde de las fuerzas exteriores producidas por el ro-

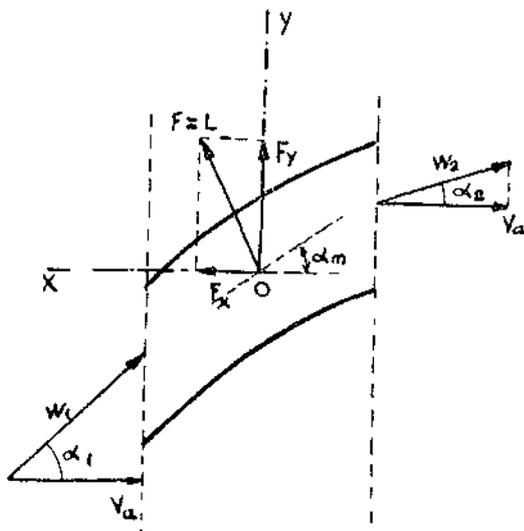


Fig. 6

zamiento del aire contra los anillos de cierre, el teorema del impulso proporciona las dos siguientes expresiones:

$$F_x = (P_2 - P_1)s + s \rho_1 V_{a1} (V_{a1} - V_{a2})$$

$$F_y = s \rho_1 V_{a1} (V_{a1} \tan \alpha_1 - V_{a2} \tan \alpha_2)$$

La velocidad axial viene dada por la ecuación de continuidad:

$$\rho V_a \sigma_a = \text{constante} \quad (1)$$

y en la generalidad de los casos se toma constante para cada escalón, al que puede también atribuirse densidad media ρ resultando:

$$F_x = (P_2 - P_1)s \quad (2)$$

$$F_y = s \rho V_a^2 (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \quad (3)$$

Si se considera el caso de un fluido ideal desprovisto de rozamiento, puede utilizarse la ecuación de Bernoulli en su forma más simplificada, obteniéndose:

$$P_2 - P_1 = \frac{1}{2} \rho V_a^2 (\tan^2 \alpha_1 - \tan^2 \alpha_2)$$

En este caso el ángulo que forma la resultante F con la dirección axial del movimiento se obtiene con la expresión:

$$\tan \alpha_m = \frac{F_x}{F_y} = \frac{1}{2} (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) \quad (4)$$

denominándose sustentación L a esta resultante, perpendicular al vector velocidad media, w_m .

En el caso general de fluido compresible y esfuerzos de rozamiento se modifica esta resultante en magnitud y dirección, siguiéndose denominando sustentación a la proyección de dicha fuerza en dirección perpendicular a w_m , mientras que la componente que aparece según dicho vector es la resistencia D (figura 7).

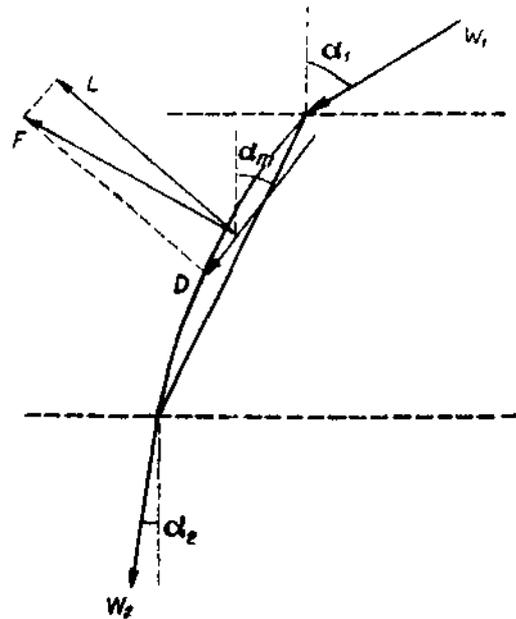


Fig. 7

En valor absoluto, la potencia tomada en el escalón vendrá dada por:

$$P = F_y \cdot u \cdot N = \frac{C}{g} u V_a (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \quad (5)$$

El trabajo periférico se obtendrá con:

$$\tau_p = \frac{P}{\dot{V}} = \frac{u V_a}{g} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \quad (6)$$

Expresando esta fórmula en función de las velocidades absolutas, resulta:

$$\tau_p = \frac{u}{g} (V_2 \sin \varphi_2 - V_1 \sin \varphi_1)$$

De los triángulos de velocidades (fig. 8), se deduce:

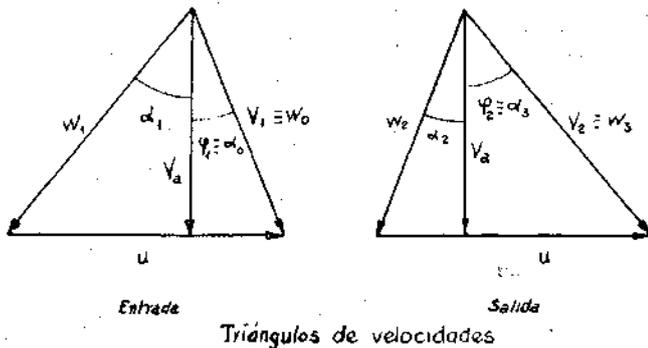


Fig. 8

$$W_1^2 = u^2 + V_1^2 - 2 u V_1 \sin \varphi_1$$

$$W_2^2 = u^2 + V_2^2 - 2 u V_2 \sin \varphi_2$$

y substituyendo, resulta:

$$\tau_p = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} - \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \quad (7)$$

La expresión de τ_p puede obtenerse también del principio de conservación de la energía, resultando:

$$\tau_p = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + J (H_2 - H_1) \quad (8)$$

y de (7) y (8), se obtiene:

$$J (H_2 - H_1) = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \quad (9)$$

Expresión que podría también haber sido deducida directamente, bastando para ello haber considerado el movimiento en ejes relativos.

El salto total de Entalpía en el escalón vendrá dado por:

$$J (H_4 - H_1) = J (H_4 - H_3) + J (H_2 - H_1) = \tau_p + \frac{V_1^2 - W_1^2}{2g}$$

En el caso general es $\alpha_1 = \alpha_0$, $w_1 = V_1$, o sea que el aire sale del estator con la misma velocidad con que entró en el rotor, resultando:

$$J (H_4 - H_1) = \tau_p$$

Por tanto, se obtiene el salto total de temperatura con la expresión:

$$2 \Delta T = \frac{u V_a}{g J c_p} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \quad (10)$$

Como puede observarse, el compresor funciona aumentando las velocidades absolutas entre la entrada y salida de cada rotor. En cambio, las velocidades relativas decrecen, actuando el compresor respecto a ellos como con difusor, ya que las secciones de salida son mayores que las de entrada, relacionándose aproximadamente con la expresión:

$$\frac{c_2}{c_1} = \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1}$$

GRADO DE REACCIÓN. TIPOS DE COMPRESORES

El grado de reacción de cada escalonamiento se expresa por la relación entre el salto de entalpía en el rotor y el salto total de ella, o sea:

$$\begin{aligned} GR &= \frac{\Delta H_r}{\Delta H_r + \Delta H_s} = \frac{H_2 - H_1}{H_4 - H_1} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{w_1^2 - w_2^2 + w_3^2 - w_4^2} = \\ &= \frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - \frac{1}{\cos^2 \alpha_2} = \frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - \frac{1}{\cos^2 \alpha_2} + \frac{1}{\cos^2 \alpha_3} - \frac{1}{\cos^2 \alpha_4} = \\ &= \frac{\tan^2 \alpha_1 - \tan^2 \alpha_2}{\tan^2 \alpha_1 - \tan^2 \alpha_2 + \tan^2 \alpha_3 - \tan^2 \alpha_4} \quad (11) \end{aligned}$$

En el caso normal de ser $\alpha_1 = \alpha_0$, la fórmula anterior se simplifica en gran manera.

De los triángulos de velocidades se deduce:

$$u = V_a (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_0),$$

$$u = V_a (\tan \alpha_2 + \tan \alpha_3),$$

de las que se obtiene:

$$\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2 = \tan \alpha_3 - \tan \alpha_0.$$

Teniendo en cuenta estas relaciones, la fórmula (11) se reduce a la expresión:

$$GR = \frac{V_a}{u} \tan \alpha_m \quad (12)$$

El compresor sería de acción (GR = 0) si $\alpha_1 = \alpha_2$, y de 100 % de reacción (GR = 1) si $\alpha_3 = \alpha_0$.

En la práctica, los únicos compresores que se han utilizado han sido los de un grado de reacción superior al 50 %.

Los compresores con grado de reacción igual al 50 % (GR = 0,5) se realizan mediante disposición simétrica de los álabes de los rotores y estatores, o sea cuando se cumple la condición: $\alpha_0 = \alpha_2 = \alpha_4$; verificándose entonces que:

$$\alpha_1 = \alpha_3; \quad w_1 = w_3; \quad w_0 = w_2.$$

Por estas razones los compresores se dividen en simétricos y asimétricos, según que tengan un grado de reacción igual al 50 % u otro diferente.

A primera vista pudiera parecer que los compresores de grado de reacción superior al 50 % son los que proporcionarían me-

jores características. En efecto: un compresor de 100 % de reacción tendría sus álabes dispuestos en forma aproximada a como se indica en la figura 9, con disposición muy oblicua de los álabes de los rotores, viniendo a tener ángulos de situación de

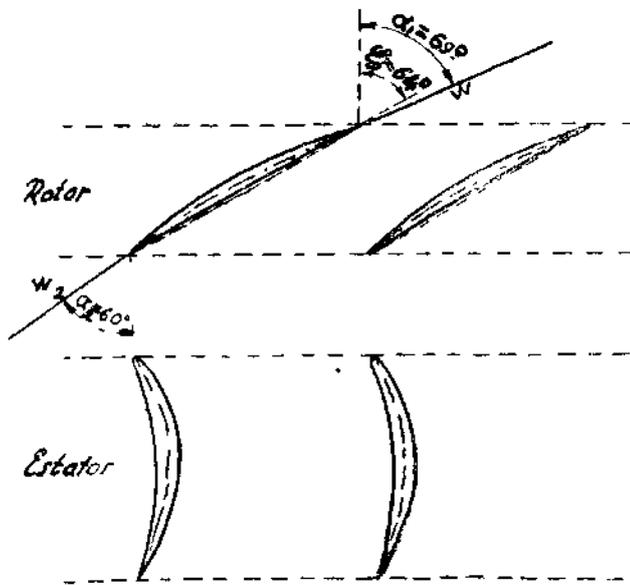


Fig. 9.—Escalonamiento de 100 % de reacción: $s/c = 1$; $\alpha_1 = 60^\circ$; $\zeta \approx 64^\circ$; $\alpha_1 - \alpha_2 = 9^\circ$; $\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2 = 0,873$.

unos 60 a 70°. En cambio, con álabes de tipo simétrico los ángulos de situación de los rotores son mucho más pequeños, del orden de los 35 ó 40° como máximo (fig. 10). Aunque, como veremos más adelante, para ángulos de situación elevados, lo que

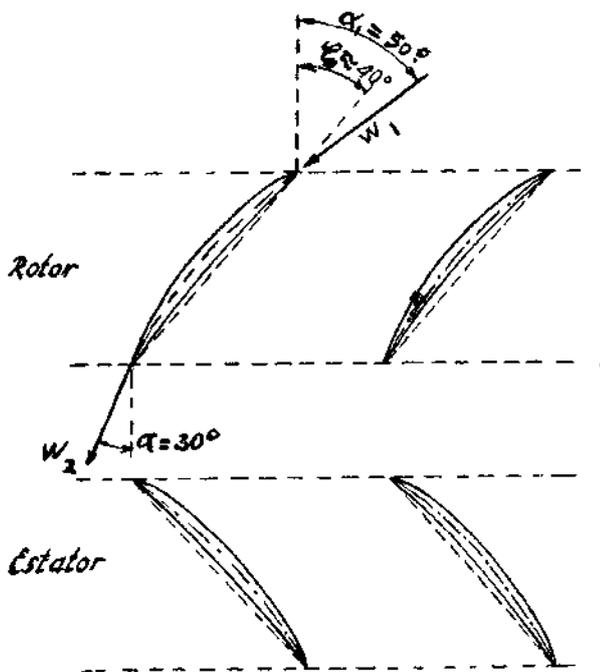


Fig. 10.—Escalonamiento de 50 % de reacción: $s/c = 1$; $\alpha_2 = 30^\circ$; $\zeta \approx 40^\circ$; $\alpha_1 - \alpha_2 = 20^\circ$; $\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2 = 0,615$.

se traduce en un mayor ángulo de salida α_2 , se funciona con menores valores de la deflexión $\alpha_1 - \alpha_2$, como las tangentes varían rápidamente cuando se sobrepasan los 50 ó 60°, resulta que el valor del término $\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2$ es mayor en los compresores de 100 % de reacción que en los de 50 %. Por tanto (fórmula 7), parece ser que, a igual de velocidades periféricas y axiales, se obtendría mayor salto de temperaturas en dichos compresores; pero esta ventaja no es más que ilusoria. Hay que considerar que todas las características de los compresores vienen limitadas por el mayor número de MACH con que puede funcionar. Si las velocidades axiales fuesen iguales, resultarían mucho mayores velocidades relativas en los rotores de un compresor de 100 % de reacción que uno simétrico, lo que obliga, en la práctica, a funcionar en ellos con valores de dichas velocidades axiales mucho más reducidos. De aquí resulta que contra los 20 ó 21° de incremento de temperatura que se consiguen en un compresor simétrico no se puede esperar sobrepasar mucho más de los 12°, en uno de 100 % de reacción. Ciertamente que en ellos podría forzarse algo más este valor, pero sería a costa de rápida disminución en el rendimiento.

Las únicas ventajas que presentan los compresores de 100 % de reacción consisten en su mayor facilidad constructiva, debido a la forma sencilla de sus «estatores» y a la inexistencia de pérdidas intersticiales en dichos álabes. Éstas parecen ser las razones que motivaron su utilización en los compresores alemanes del Jumo 004 y BMW 003.

En la actualidad están prácticamente abandonados, y se tiende a la utilización exclusiva de los compresores simétricos. Por esta razón, de aquí en adelante nos referiremos exclusivamente a este tipo de compresores.

Para evitar confusiones, conviene indicar que en muchas publicaciones inglesas denominan «impulse blading», o álabes de acción, a los 100 % de reacción. Ello se debe a la equivalencia aerodinámica que existe entre los «rotores» y «estatores», en cuanto se precinde de efectos de fuerza centrífuga. Por ello, resulta aerodinámicamente análogo un compresor de acción que uno de 100 % de reacción.

También conviene indicar que esta simetría entre los álabes del «rotor» y «estator» se refiere por ahora exclusivamente al diámetro medio o sección central de los álabes; pues, como veremos posteriormente, puede haber compresores de 50 % de reacción en que esta simetría no exista más que en dicha sección central.

PERFILES

No existe todavía técnica propia desarrollada en el sentido de la obtención de perfiles, destinados específicamente para los álabes de los compresores axiales. Se vienen utilizando perfiles ya clásicos para otros fines aerodinámicos, especialmente los destinados a trabajar con grandes velocidades, como los de punta de pala de las hélices (fig. 13), obteniéndose con ellos muy buenos rendimientos.

Se utilizan líneas de curvatura media circulares o parabólicas, con curvaturas que pueden llegar a ser del orden del 5 ó 6 %, y los espesores de los perfiles suelen estar comprendidos entre el 8 y el 10 %.

El cálculo acrotermodinámico de los álabes proporciona los ángulos β_1 y β_2 de entrada y salida. En función de ellos y de la cuerda, y en el caso de línea media circular, se obtienen in-

mediatamente el ángulo de situación, curvatura y radio de curvatura, con las relaciones siguientes:

$$\zeta = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (13)$$

$$v/c = \frac{1}{2} \frac{1 - \cos \frac{\beta_1 - \beta_2}{2}}{\sin \frac{\beta_1 - \beta_2}{2}} \quad (14)$$

Perfil N.A.C.A. 0009-34

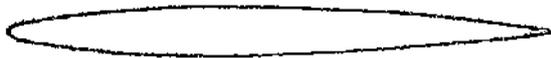


Fig. 11

Situación	Ordenada	Situación	Ordenada
0	0	0,4000	0,0450
0,0125	0,0085	0,5000	0,0437
0,0250	0,0126	0,6000	0,0399
0,0500	0,0187	0,7000	0,0336
0,0750	0,0235	0,8000	0,0249
0,1000	0,0274	0,9000	0,0140
0,1500	0,0337	0,9500	0,0077
0,2000	0,0382	1,0000	0,0009
0,3000	0,0435		

Radio del borde de ataque = 0,0022.

$$r/c = \frac{1}{2} \frac{1}{\cos \frac{\beta_1 - \beta_2}{2}} \quad (15)$$

En el caso de línea media parabólica, que forme con la cuerda los ángulos ψ_1 y ψ_2 , resulta para ella la siguiente ecuación (figura 12):

$$-\frac{4}{c^2} x^2 + \lambda y^2 + \frac{4}{c} \sqrt{-\lambda} xy + \mu y + 1 = 0.$$

Siendo:

$$\lambda = -\frac{1}{c^2} \left(\frac{1}{\tan \Psi_1} + \frac{1}{\tan \Psi_2} \right)^2$$

$$\mu = -\frac{2}{c} \left(\frac{1}{\tan \Psi_2} - \frac{1}{\tan \Psi_1} \right).$$

Para la curvatura, y para su situación, resultan las expresiones:

$$v = -\frac{1}{\mu} \quad (16)$$

$$d_v = \frac{c}{2} \left(1 - \frac{\sqrt{-\lambda}}{\mu} \right) \quad (17)$$

Ahora bien: entre los ángulos ψ_1 y ψ_2 y los de entrada y salida β_1 y β_2 , existe la relación geométrica:

$$\beta_1 - \Psi_1 = \beta_2 + \Psi_2 = \zeta.$$

Por tanto, una vez fijados β_1 y β_2 , para la determinación completa de la línea de curvatura media, aún podemos fijar arbitrariamente el valor de la curvatura máxima, o bien su situación d . Impuesto cualquiera de estos dos valores, ya existen dos ecuaciones para la determinación de ψ_1 y ψ_2 , y con ellos queda fijada por completo la forma de la línea de curvatura media.

Una vez determinada esta línea media y elegido el perfil simétrico básico, se traza el perfil definitivo a partir de ella y en la forma acostumbrada.

INCIDENCIA Y DESVIACIÓN

Hasta ahora, siempre que nos hemos referido a ecuaciones del movimiento, se han utilizado los ángulos de las velocidades α_1 y α_2 , mientras que al tratar de los perfiles se utilizaban los ángulos de álabes β_1 y β_2 . Unos y otros vienen relacionados entre sí por la incidencia y la desviación:

$$i = \alpha_1 - \beta_1; \delta = \alpha_2 - \beta_2.$$

El primero es un parámetro, cuyo valor puede elegir arbitrariamente el proyectista, mientras que el segundo viene impuesto por la forma del álabes y disposición del escalonamiento.

Para la incidencia, ya veremos posteriormente cómo se determina, en función de la influencia que ejerce en el rendimiento del compresor y en los valores de los números de MACH críticos con que puede funcionar. Siempre se toman valores de ella próximos a los cero grados, con una zona de variación comprendida como máximo entre -5 y $+5^\circ$.

La desviación se produce por el efecto de fuerza centrífuga que hace que se produzca un gradiente de presión hacia la parte cóncava de los álabes. Por esta razón las líneas de presión constante resultan desviadas, haciendo que el aire salga de los escalonamientos con ángulo mayor que el que forma la tangente a la línea de curvatura media (fig. 5). Esta desviación depende del ángulo de curvatura Φ , posición de la curvatura máxima d_v , relación paso-cuerda y ángulo de salida.

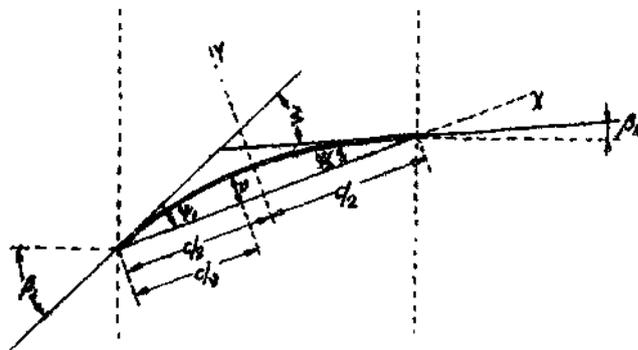


Fig. 12

Puede utilizarse la siguiente fórmula semiempírica (referencia 2):

$$\delta = \left[0,23 \frac{2d_v}{c} + 0,1 \frac{\alpha_2}{50^\circ} \right] \Phi \sqrt{\frac{s}{c}}, \quad (18)$$

que para líneas de curvatura media circulares se simplifica, quedando:

$$\delta = \left(0,23 + 0,1 \frac{\alpha_2}{50^\circ} \right) \Phi \sqrt{\frac{s}{c}} \quad (19)$$

Según referencia 6, también puede obtenerse directamente el ángulo de salida con la siguiente fórmula experimental:

$$\alpha_1 - \alpha_2 = K (\beta_1 - \beta_0), \quad (20)$$

en la cual β_0 es el ángulo de ataque que produciría sustentación nula en el perfil aislado, y K es un parámetro que depende de la relación paso-cuerda, con un valor medio igual a 0,9.

EXPRESIÓN DE C_L Y C_D

Planteando que la suma de fuerzas en el sentido de giro de cada álabe, multiplicadas por la velocidad periférica, es igual a la potencia gasada en el escalonamiento, resulta:

$$(L \cos \alpha_m + D \sin \alpha_m) \cdot N, h, u = \frac{G}{g} u V_a (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2)$$

y con

$$L = \frac{1}{2} C_L \rho c \omega_m^2, \quad D = \frac{1}{2} C_D \rho c \omega_m^2,$$

$$N = \frac{2\pi r}{s}, \quad \frac{G}{g} = 2\pi r h \rho V_a$$

resulta:

$$C_L = 2 \frac{s}{c} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \cos \alpha_m \quad C_D \tan \alpha_m. \quad (21)$$

En la fórmula anterior la influencia del término en C_D en el valor de C_L es notablemente escasa. En efecto, en condiciones no muy alejadas de las normales de funcionamiento el coeficiente C_D es del orden de 0,04-0,05 como máximo, mientras que $\tan \alpha$ es siempre menor que la unidad. Por tanto, tomando para C_L el valor teórico:

$$C_L = 2 \frac{s}{c} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \cos \alpha_m, \quad (22)$$

se comete a lo sumo error del orden del 4 ó 5 %.

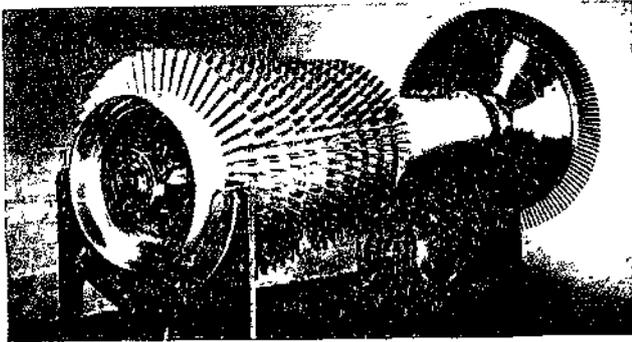


Fig. 13

Para el cálculo de las pérdidas de presión y rendimiento del escalonamiento, se toma un coeficiente de resistencia total C_D compuesto por la suma de tres términos:

$$C_D = C_{Dp} + C_{D1} + C_{Da} \quad (23)$$

En la cual, C_{Dp} es el coeficiente de resistencia del perfil; C_{D1}

es el coeficiente de resistencia inducida y C_{Da} el de resistencia anular.

El coeficiente de resistencia del perfil se obtiene experimentalmente mediante ensayos en túnel. Suele ser del orden de 0,016 a 0,018, para la generalidad de los perfiles que se utilizan en los álabes de los compresores. En la referencia 11 se incluye una fórmula empírica que relaciona este coeficiente de resistencia del perfil con el de sustentación.

Los efectos combinados de la fuerza centrífuga y de la capa límite, en la superficie de los álabes y en las paredes anulares superior e inferior, dan lugar a la formación de un flujo secundario en el interior de los canales de los álabes, produciéndose dos torbellinos en el borde de salida: uno, próximo al vértice, y el otro, junto a la raíz, en forma parecida a lo que sucede en un ala de avión. El estudio de estos torbellinos, con la aparición consiguiente de resistencia inducida a que dan lugar, ha sido tratado por diversos autores, como KARMAN, TSIEN, HANSFORD, CARTER y COHEN, etc. (ref. 4). En esta referencia se indica que el valor de la resistencia se obtiene con la expresión:

$$C_{D1} = \frac{1}{4} \frac{C_L^2}{s/c} \left(1 - \frac{h'}{h} \right) \frac{h'}{h}, \quad (24)$$

en la cual, h es la altura del álabe y h' la distancia, ligeramente inferior a h , entre los centros de los dos torbellinos de los extremos. El cálculo del valor de h' presenta considerables dificultades, pero puede medirse aproximadamente, siendo del orden del 90 % de h . Un valor medio del coeficiente que multiplica a C_L^2 es igual a 0,018, es decir, que puede utilizarse con buena aproximación en la práctica la expresión:

$$C_{D1} = 0,018 C_L^2. \quad (25)$$

El coeficiente de resistencia anular proviene del rozamiento del aire contra las superficies superior e inferior de los anillos de cierre de cada escalonamiento. Su valor es proporcional a la relación paso-cuerda s/c , e inversamente proporcional al alargamiento del álabe h/c . Según referencia 2, puede tomarse para C_{Da} el valor dado por la expresión:

$$C_{Da} = 0,020 \frac{s}{c} \frac{c}{h} = 0,020 \frac{s}{h}. \quad (26)$$

Una vez determinado el coeficiente de resistencia total se deducen fácilmente de él las pérdidas de presión en el escalonamiento. Basta expresar que dicha resistencia procede de ellas. Se obtiene la siguiente relación:

$$D = \delta_p \cdot s \cdot \cos \alpha_m.$$

Resultando:

$$\delta_p = \frac{\frac{1}{2} \rho \omega_m^2 C_D}{s/c \cos \alpha_m}, \quad (27)$$

o bien:

$$\delta_p = \frac{\frac{1}{2} \rho V_a^2 C_D}{s/c \cos^2 \alpha_m}. \quad (28)$$

Como resultado de los fenómenos de rozamiento, formación de torbellinos y pérdidas intersticiales, resulta que la velocidad axial V_a no es constante a lo largo de la altura del álabe. Por causa de ello, al tomar en las expresiones del trabajo periférico e incremento de temperatura el valor teórico de ella dado por la ecuación de continuidad, y suponerlo constante, resulta que se

obtiene un mayor trabajo y subida de temperatura del que resulta en la realidad. De acuerdo con esto, las fórmulas (6) y (11) hay que modificarlas, afectándolas de un coeficiente de pérdida ξ , debido a los efectos tridimensionales citados. Resulta con esto:

$$\tau_p = \xi \frac{u V_a}{g} (\tan \sigma_1 - \tan \sigma_2); \quad (29)$$

$$2 \Delta T = \xi \frac{u V_a}{g J c_p} (\tan \sigma_1 - \tan \sigma_2); \quad (30)$$

pudiendo tomarse para el coeficiente ξ un valor medio igual a 0,86.

RENDIMIENTO DEL ESCALÓN

Teniendo en cuenta que en compresor de 50 % de reacción son iguales los incrementos y pérdidas de presión en el «rotor» y en el «estator», puede calcularse el rendimiento adiabático de cada escalonamiento en función de las pérdidas de presión δ_p y salto de temperaturas ΔT de cada hilera de álabes. Si 1-2-3-4 es la línea politrópica de la transformación real (fig. 14), y 1-4' la de la transformación isentrópica que nos daría la misma presión final, el rendimiento adiabático se obtendrá con la expresión:

$$\eta_a = \frac{2 \Delta T_t}{2 \Delta T} = \frac{T'_4 - T_1}{T_4 - T_1} \quad (31)$$

que con sencillas transformaciones se llega a la fórmula:

$$\eta_a = \frac{T_1}{2 \Delta T} \left\{ \left[\left(1 + \frac{2 \Delta T}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - \frac{2 \delta_p}{P_1} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\} \quad (32)$$

que, como puede verse, resulta bastante complicada.

Como tendremos ocasión de comprobar en el artículo siguiente, no se comete mucho error suponiendo incompresible el aire en cada escalonamiento, tomando para ello una densidad media en la curva de transformación. Con ello se simplifican en gran manera la mayoría de los cálculos.

En este caso, cuando la densidad se considera constante, los

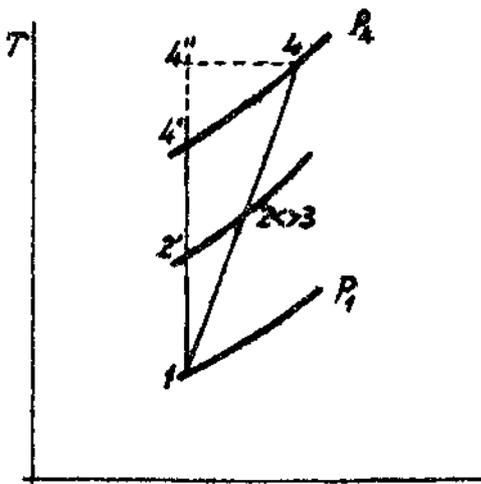


Fig. 14

incrementos de presión son proporcionales a los de temperatura, pudiendo tomarse como expresión del rendimiento:

$$\eta_e = \frac{2 \Delta p}{2 \Delta p_t} = \frac{p_4 - p_1}{P_4 - P_1} \quad (33)$$

y también:

$$\eta_e = 1 - \frac{\delta p}{\Delta p_t} \quad (34)$$

El incremento teórico de presión Δp_t se calcula fácilmente con las fórmulas:

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho w_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho w_2^2,$$

$$\sigma_1 w_1 = \sigma_2 w_2, \quad \frac{\sigma_1}{\sigma_2} = \frac{s \cdot \cos \sigma_1}{s \cdot \cos \sigma_2} = \frac{\cos^2 \sigma_1}{\cos^2 \sigma_2},$$

resultando:

$$\Delta p_t = \frac{1}{2} \rho w_1^2 \left(1 - \frac{\cos^2 \sigma_1}{\cos^2 \sigma_2} \right) \quad (35)$$

Poniendo δ_p en función del coeficiente de resistencia, se obtiene:

$$\eta_e = 1 - \frac{\frac{1}{2} \rho V_a^2 \frac{c}{s} C_D \frac{1}{\cos^2 \sigma_m} - \frac{c}{s} C_D \frac{\cos^2 \sigma_1}{\cos^2 \sigma_m}}{\frac{1}{2} \rho w_1^2 \left(1 - \frac{\cos^2 \sigma_1}{\cos^2 \sigma_2} \right) \left(1 - \frac{\cos^2 \sigma_1}{\cos^2 \sigma_2} \right)},$$

que, puesta en función de las tangentes e introduciendo el valor teórico del coeficiente de sustentación, se llega con facilidad a la expresión:

$$\eta_e = 1 - \frac{2}{\tan(2 \sigma_m)} \frac{C_D}{C_L}; \quad (36)$$

fórmula sencilla y de cómodo manejo.

Los valores de este rendimiento suelen ser del orden del 90 % cuando el compresor funciona en condiciones próximas a las de su proyecto; de este 10 % de pérdidas corresponde aproximadamente un 4 % a la resistencia del perfil, otro 4 % a la resistencia inducida y un 2 % a la resistencia anular.

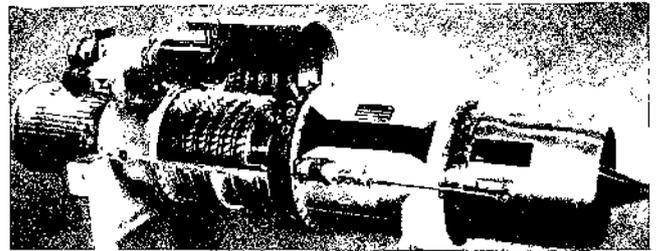


Fig. 15

LIMITACIONES QUE EL NÚMERO DE MACH IMPONE AL FUNCIONAMIENTO DEL COMPRESOR

Una de las variables fundamentales que limita la mayor parte de las características funcionales de los compresores axiales es el número de MACH, ya que es condición imprescindible que las

velocidades relativas de circulación del aire sean subsónicas, o al menos que no se sobrepase en gran manera con ellas valores del número de MACH iguales a la unidad.

En los álabes móviles las velocidades decrecen desde la w_1 de entrada a la w_2 de salida, y para los fijos, en la misma forma, ya que es $w_1 = V_2$ y $w_2 = V_1$ en los compresores usuales del 50 % de reacción. Ahora bien, esta disminución de las velocidades de paso no se efectúa de un modo progresivo, sino que puede suceder, y en la realidad así ocurre, que existan velocidades en el interior de los álabes superiores al valor inicial. Esto es debido a dos causas: por una parte, los espesores de los perfiles modifican los valores de las secciones de paso, las cuales irían aumentando de un modo continuo si dichos perfiles estuviesen reducidos a sus líneas de curvatura media. Por tanto, puede existir un estrechamiento o garganta con un valor del área de su sección inferior al inicial de entrada (fig. 16). Por otra parte, la forma curvada de los canales de paso produce una distribución asimétrica de las velocidades en cada sección, con sus mayores valores en la parte convexa de los álabes; puntos en los que se acentuará el peligro de que aparezcan velocidades supersónicas.

Estudiar el campo de velocidades en el interior de los álabes presenta enormes dificultades, por lo cual, lo que se hace en la práctica es limitar los valores máximos de las velocidades relativas de entrada, que serán función de las condiciones del escalonamiento, es decir, de la forma y disposición de los perfiles de los álabes. Estos datos se obtienen mediante ensayos, siendo éste uno de los principales objetivos de la experimentación de compresores axiales, ya que es de la mayor importancia funcionar con los mayores valores posibles del número de MACH. Si en la fórmula que nos proporcionaba el incremento de temperatura por escalón:

$$2 \Delta T = \xi \frac{u V_a}{g J c_p} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2),$$

ponemos:

$$u = V_a (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2),$$

$$V_a = w_1 \cos \alpha_1,$$

$$w_1 = \sqrt{g \gamma R T_1 N M_1},$$

$$2 \Delta T = \xi (\gamma - 1) T_1 N^2 M_1 (\tan^2 \alpha_1 - \tan^2 \alpha_2) \cos^2 \alpha_1. \quad (37)$$

Como puede verse, para un escalonamiento con unos ángulos dados de entrada y salida, el incremento temperatura es proporcional al cuadrado del número de MACH de la velocidad relativa de entrada.

En la misma forma aumenta la subida de presión en el escalón, ya que el rendimiento se mantiene prácticamente constante. Ahora bien, cuando se sobrepasa un cierto valor en las velocidades de entrada y se da lugar a que aparezca una zona local con velocidades supersónicas, se produce una onda de choque con desprendimiento de la capa límite. A partir de este punto, y si se continúa aumentando las velocidades de entrada, el incremento gradual de la resistencia del perfil, e incluso de la resistencia anular, hacen crecer grandemente el valor del coeficiente C_D , disminuyendo, por tanto, el rendimiento del escalón (fórmula (36) del artículo anterior). De esta forma se llega a un punto en el que se alcanzan velocidades supersónicas en toda la zona de estrechamiento de los álabes, produciéndose una gran onda de choque, que al perturbar intensamente el campo

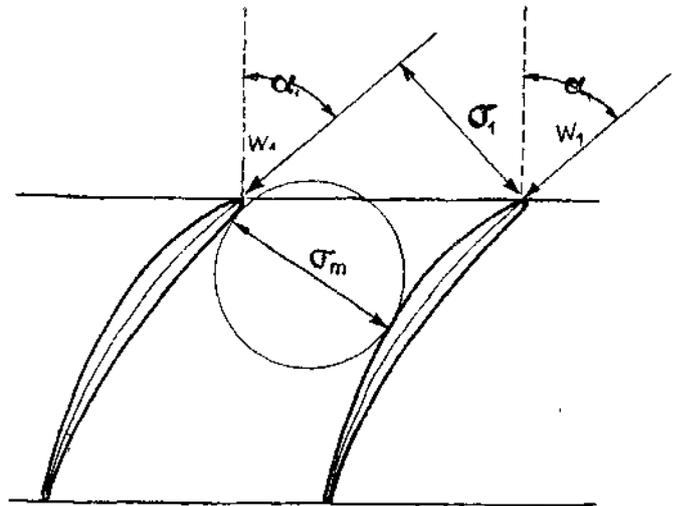
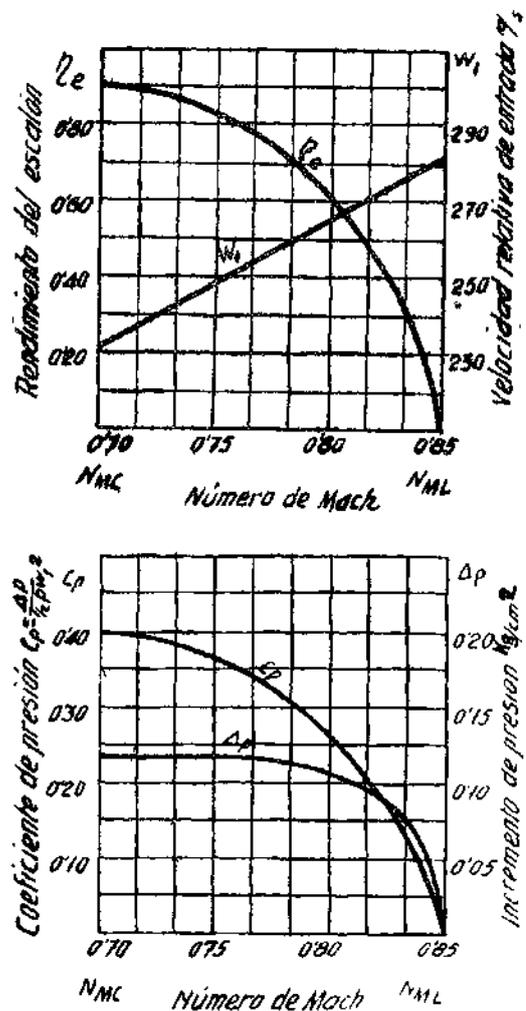


Fig. 16.—Determinación de las áreas de las secciones de entrada y del estrechamiento.



Figs. 17 y 18.—Variaciones del rendimiento y del incremento de presión cuando el número de MACH supera su valor crítico.

obtiene un mayor trabajo y subida de temperatura del que resulta en la realidad. De acuerdo con esto, las fórmulas (6) y (11) hay que modificarlas, afectándolas de un coeficiente de pérdida ξ , debido a los efectos tridimensionales citados. Resulta con esto:

$$\tau_p = \xi \frac{u V_a}{g} (\text{tang } \sigma_1 - \text{tang } \sigma_2). \quad (29)$$

$$2 \Delta T = \xi \frac{u V_a}{g J c_p} (\text{tang } \sigma_1 - \text{tang } \sigma_2); \quad (30)$$

podiendo tomarse para el coeficiente ξ un valor medio igual a 0,86.

RENDIMIENTO DEL ESCALÓN

Teniendo en cuenta que en compresor de 50 % de reacción son iguales los incrementos y pérdidas de presión en el «rotor» y en el «estator», puede calcularse el rendimiento adiabático de cada escalonamiento en función de las pérdidas de presión δ_p y salto de temperaturas ΔT de cada hileria de álabes. Si 1-2-3-4 es la línea politrópica de la transformación real (fig. 14), y 1-4' la de la transformación isentrópica que nos daría la misma presión final, el rendimiento adiabático se obtendrá con la expresión:

$$\eta_a = \frac{2 \Delta T_t}{2 \Delta T} = \frac{T_4' - T_1}{T_4 - T_1} \quad (31)$$

que con sencillas transformaciones se llega a la fórmula:

$$\eta_a = \frac{T_1}{2 \Delta T} \left\{ \left[\left(1 + \frac{2 \Delta T}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - \frac{2 \delta_p}{P_1} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\}. \quad (32)$$

que, como puede verse, resulta bastante complicada.

Como tendremos ocasión de comprobar en el artículo siguiente, no se comete mucho error suponiendo incompresible el aire en cada escalonamiento, tomando para ello una densidad media en la curva de transformación. Con ello se simplifican en gran manera la mayoría de los cálculos.

En este caso, cuando la densidad se considera constante, los

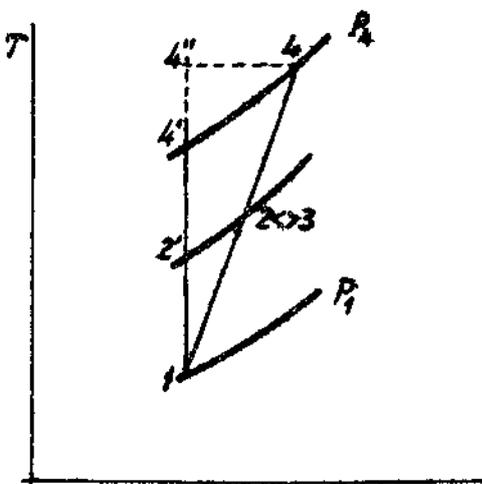


Fig. 14

incrementos de presión son proporcionales a los de temperatura, pudiendo tomarse como expresión del rendimiento:

$$\eta_e = \frac{2 \Delta p}{2 \Delta p_t} = \frac{p_4 - p_1}{p_4' - p_1} \quad (33)$$

y también:

$$\eta_r = 1 - \frac{\delta p}{\Delta p_t}. \quad (34)$$

El incremento teórico de presión Δp_t se calcula fácilmente con las fórmulas:

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2,$$

$$\sigma_1 v_1 = \sigma_2 v_2, \quad \frac{\sigma_1}{\sigma_2} = \frac{s \cdot \cos \sigma_1}{s \cdot \cos \sigma_2} = \frac{\cos^2 \sigma_1}{\cos^2 \sigma_2},$$

resultando:

$$\Delta p_t = \frac{1}{2} \rho v_1^2 \left(1 - \frac{\cos^2 \sigma_1}{\cos^2 \sigma_2} \right). \quad (35)$$

Poniendo δ_p en función del coeficiente de resistencia, se obtiene:

$$\eta_e = 1 - \frac{\frac{1}{2} \rho v_a^2 \frac{c}{s} C_D \frac{1}{\cos^3 \sigma_m} - \frac{c}{s} C_D \frac{\cos^3 \sigma_1}{\cos^3 \sigma_m}}{\frac{1}{2} \rho v_1^2 \left(1 - \frac{\cos^2 \sigma_1}{\cos^2 \sigma_2} \right) \left(1 - \frac{\cos^2 \sigma_1}{\cos^2 \sigma_2} \right)},$$

que, puesta en función de las tangentes e introduciendo el valor teórico del coeficiente de sustentación, se llega con facilidad a la expresión:

$$\eta_e = 1 - \frac{2}{\text{en}(2 \sigma_m)} \frac{C_D}{C_L}, \quad (36)$$

fórmula sencilla y de cómodo manejo.

Los valores de este rendimiento suelen ser del orden del 90 % cuando el compresor funciona en condiciones próximas a las de su proyecto; de este 10 % de pérdidas corresponde aproximadamente un 4 % a la resistencia del perfil, otro 4 % a la resistencia inducida y un 2 % a la resistencia anular.

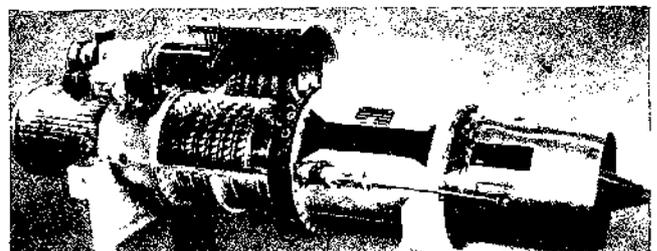


Fig. 15

LIMITACIONES QUE EL NÚMERO DE MACH IMPONE AL FUNCIONAMIENTO DEL COMPRESOR

Una de las variables fundamentales que limita la mayor parte de las características funcionales de los compresores axiales es el número de MACH, ya que es condición imprescindible que las

velocidades relativas de circulación del aire sean subsónicas, o al menos que no se sobrepase en gran manera con ellas valores del número de MACH iguales a la unidad.

En los álabes móviles las velocidades decrecen desde la w_1 de entrada a la w_2 de salida, y para los fijos, en la misma forma, ya que es $w_1 = V_2$ y $w_2 = V_1$ en los compresores usuales del 50 % de reacción. Ahora bien, esta disminución de las velocidades de paso no se efectúa de un modo progresivo, sino que puede suceder, y en la realidad así ocurre, que existan velocidades en el interior de los álabes superiores al valor inicial. Esto es debido a dos causas: por una parte, los espesores de los perfiles modifican los valores de las secciones de paso, las cuales irían aumentando de un modo continuo si dichos perfiles estuviesen reducidos a sus líneas de curvatura media. Por tanto, puede existir un estrechamiento o garganta con un valor del área de su sección inferior al inicial de entrada (fig. 16). Por otra parte, la forma curvada de los canales de paso produce una distribución asimétrica de las velocidades en cada sección, con sus mayores valores en la parte convexa de los álabes; puntos en los que se acentuará el peligro de que aparezcan velocidades supersónicas.

Estudiar el campo de velocidades en el interior de los álabes presenta enormes dificultades, por lo cual, lo que se hace en la práctica es limitar los valores máximos de las velocidades relativas de entrada, que serán función de las condiciones del escalonamiento, es decir, de la forma y disposición de los perfiles de los álabes. Estos datos se obtienen mediante ensayos, siendo éste uno de los principales objetivos de la experimentación de compresores axiales, ya que es de la mayor importancia funcionar con los mayores valores posibles del número de MACH. Si en la fórmula que nos proporcionaba el incremento de temperatura por escalón:

$$2 \Delta T = \xi \frac{u V_a}{g \gamma c_p} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2),$$

ponemos:

$$u = V_a (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2),$$

$$V_a = w_1 \cos \alpha_1,$$

$$w_1 = \sqrt{g \gamma R T_1 N M_1},$$

$$2 \Delta T = \xi (\gamma - 1) T_1 N^2 M_1 (\tan^2 \alpha_1 - \tan^2 \alpha_2) \cos^2 \alpha_1. \quad (37)$$

Como puede verse, para un escalonamiento con unos ángulos dados de entrada y salida, el incremento temperatura es proporcional al cuadrado del número de MACH de la velocidad relativa de entrada.

En la misma forma aumenta la subida de presión en el escalón, ya que el rendimiento se mantiene prácticamente constante. Ahora bien, cuando se sobrepasa un cierto valor en las velocidades de entrada y se da lugar a que aparezca una zona local con velocidades supersónicas, se produce una onda de choque con desprendimiento de la capa límite. A partir de este punto, y si se continúa aumentando las velocidades de entrada, el incremento gradual de la resistencia del perfil, e incluso de la resistencia anular, hacen crecer grandemente el valor del coeficiente C_D , disminuyendo, por tanto, el rendimiento del escalón (fórmula (36) del artículo anterior). De esta forma se llega a un punto en el que se alcanzan velocidades supersónicas en toda la zona de estrechamiento de los álabes, produciéndose una gran onda de choque, que al perturbar intensamente el campo

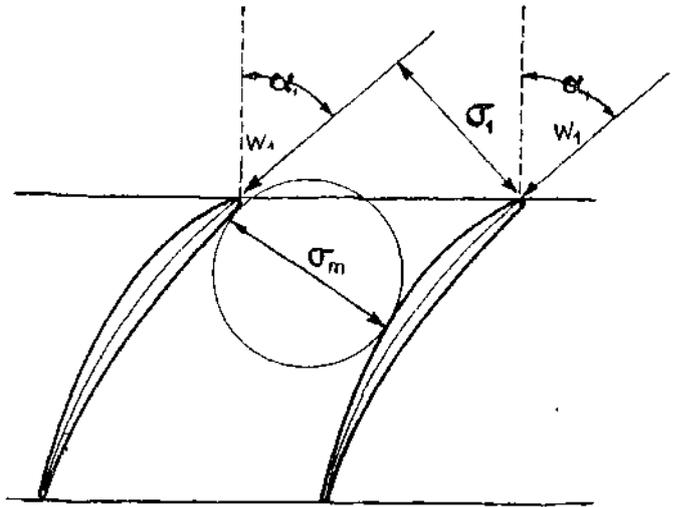
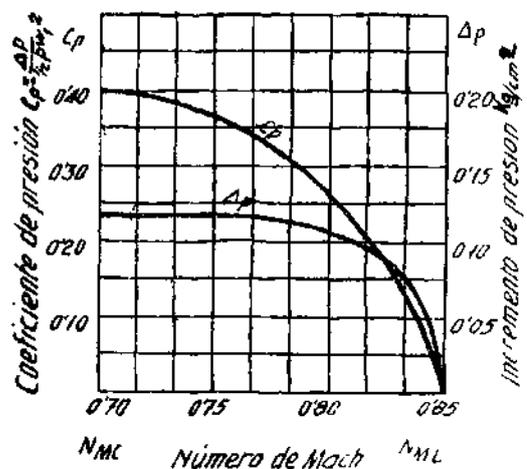
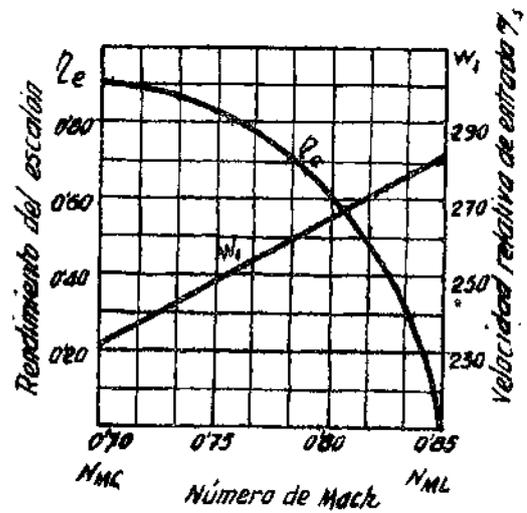


Fig. 16.—Determinación de las áreas de las secciones de entrada y del estrechamiento.



Figs. 17 y 18.—Variaciones del rendimiento y del incremento de presión cuando el número de MACH supera su valor crítico.

de velocidades da lugar al atascamiento del compresor y a que el rendimiento y la subida de presión se anulen.

Un resumen gráfico de lo expuesto puede observarse en las figuras 17 y 18. En ellas se ha tomado una curva típica de variación del rendimiento entre los números de MACH crítico y límite, ambos referidos a la velocidad relativa de entrada w_1 . El número de MACH crítico se define con la condición de que, para dicho valor en la sección de entrada, exista un punto en el interior de los álabes con velocidad local igual a la del sonido; y el número de MACH límite es aquel para el cual se anula el rendimiento del escalón. Las demás curvas pueden deducirse en función del rendimiento mediante fórmulas ya expuestas. Se han tomado para su cálculo los valores:

$$\alpha_3 = 30^\circ; \alpha_1 = 50^\circ; C_{Dp} = 0,016; s/c = 1; h/c = 2.$$

$$T_1 = 288^\circ \text{ y } \gamma = 1 \text{ Kg./cm.}^2.$$

Como puede verse, cuando se sobrepasa el número de MACH crítico, la disminución del rendimiento es al principio muy poco acentuada, manteniéndose prácticamente constante el valor del incremento de presión, por lo cual puede diseñarse un compresor para que funcione con velocidades de entrada que den lugar a números de MACH algo superiores a su valor crítico.

Hasta ahora no hemos hecho mención de en qué punto del borde de ataque de los álabes ha de tomarse la velocidad relativa de referencia. Como veremos más adelante, según el tipo de los álabes las velocidades de entrada pueden ser máximas en los extremos o en la raíz, pudiendo proporcionar, por tanto, valores mayores del número de MACH que cuando se toman las velocidades en la sección central; pero sobre esta cuestión insistiremos posteriormente, cuando se trate de las formas de torsión que pueden adoptarse para los álabes.

El número de MACH crítico depende de muchas variables: forma y espesor del perfil básico, relación paso-cuerda, incidencia y forma y situación de la línea de curvatura media. Todas estas variables pueden considerarse como independientes entre sí; pero, en cambio, existe un parámetro que es función de todas

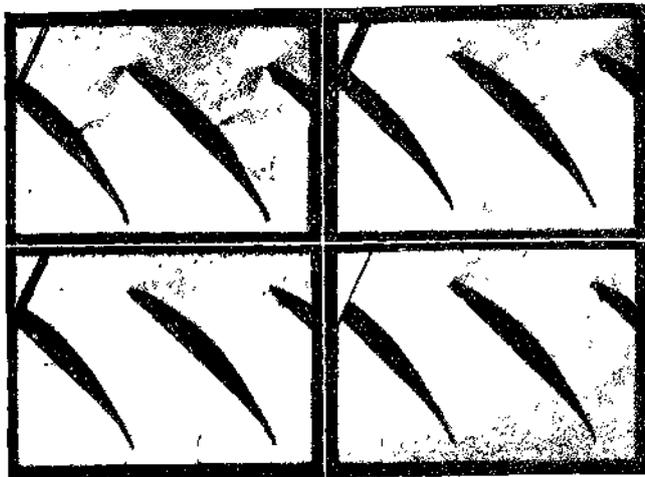
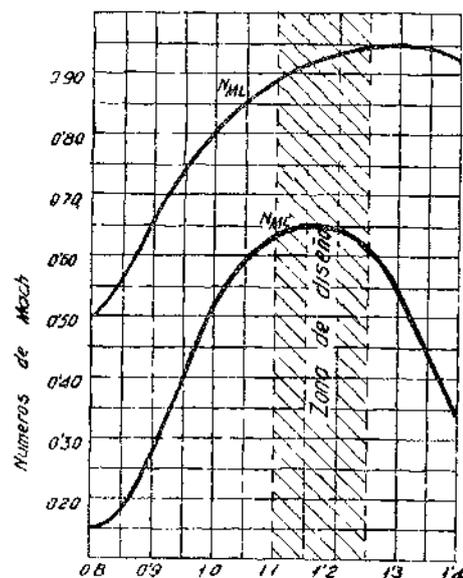


Fig. 19.—Fotografías mostrando los efectos progresivos de los fenómenos de compresibilidad y formación de ondas de choque. (Del artículo "N. A. C. A. Cascade Data for the Blade Design of High-Performance-Axial Flow Compressors", por S. M. Bogdonoff, *Journal of the Aeronautical Sciences*, abril 1948.)

ellas, y en él se acusará cualquier cambio de las mencionadas variables. Nos referimos a la ya citada relación entre el área mínima de paso y el área de la sección de entrada. En efecto, para un ángulo dado de entrada α_1 , o sea con un valor prefijado del área σ_1 , cualquier modificación del espesor o forma de los perfiles se traduce en una variación del valor del área del estrechamiento o área mínima de paso σ_m , y, en consecuencia, de la relación σ_m/σ_1 . Por otra parte, para álabes determinados, e instalados de modo invariable en su escalonamiento, lo que proporciona un valor fijo de σ_m , al modificar la incidencia se cambia el valor de σ_1 y con él el de σ_m/σ_1 . Por último, para incidencias, formas y ángulos de situación prefijados, variando la relación paso-cuerda, cambian σ_1 y σ_m , pero no en la misma forma, ya que σ_1 es proporcional al paso, mientras que σ_m no lo es, disminuyendo más rápidamente que dicha sección de entrada.



Relacion area minima de pasaje/area de entrada

Fig. 20.—Curvas típicas de las variaciones de los números de MACH crítico y límite en función de la relación área de entrada/área mínima de paso.

De acuerdo con lo expuesto, puede afirmarse que las curvas experimentales que nos dan el número de MACH crítico en función de σ_m/σ_1 tenían mucha mayor generalidad que las particulares que nos proporcionan las funciones: $N_{MC} = f(i)$, $N_{MC} = f(s/c)$, $N_{ML} = f(s/c)$, etc. No obstante, no existirá una función única $N_{MC} = f(\sigma_m/\sigma_1)$, ya que pueden conseguirse valores iguales de σ_m/σ_1 modificando varias de las otras variables, y entonces, aunque se conservaría el mismo valor de la velocidad media en el estrechamiento, podría dar lugar a una distribución diferente de velocidades en dicha sección. A pesar de esto, la curva que se inserta en la figura 20 tiene bastante generalidad, representando una variación típica del número de MACH crítico con la relación σ_m/σ_1 . En ella puede apreciarse que, para relaciones σ_m/σ_1 del orden de 1,15, se alcanzan los valores máximos del número de MACH, que suelen estar comprendidos entre 0,65 y 0,70, aunque, como hemos dicho, en la

práctica suele funcionar con valores superiores a los mencionados. En dicha figura 20 también se han incluido los valores del número de MACH límite, el cual depende casi exclusivamente de la citada relación.

El valor de σ_m/σ_1 está estrechamente ligado con las incidencias que se adopten, ya que ellas influyen muy grandemente en el valor de σ_1 , mientras que las posibilidades de modificar el área mínima m actuando sobre los perfiles, o sobre la forma de la línea de curvatura media, no son demasiado grandes. Tomando una incidencia igual a cero, y suponiendo los perfiles reducidos a su línea de curvatura media, tendríamos valores de σ_m/σ_1 en función de la forma de dicha línea, y siempre algo mayores que la unidad, pero no muy por encima de ella. Para obtener valores altos de σ_m/σ_1 , sobre todo al tener en cuenta que los espesores de los perfiles disminuyen dicha relación, no habría otro procedimiento que aumentar la incidencia para hacer que disminuyese la sección de entrada; pero esto daría lugar a distribución desventajosa de las velocidades y a entrada del aire

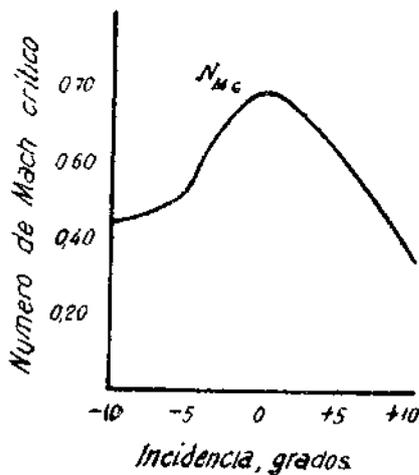


Fig. 21.—Variación del número de MACH crítico en función de incidencia.

con choques, lo que podría llevar a disminución del número de MACH crítico cuando se adoptasen grandes valores de dicha incidencia (fig. 21).

La mejor combinación parece ser la que se consigue con incidencias próximas a los cero grados y utilizando perfiles con líneas de curvatura media de forma parabólica, con posición retrasada del espesor máximo del perfil y con la curvatura máxima situada alrededor del 30 % de la cuerda. Esto da lugar a una variación progresiva de las secciones de paso, aumentando los valores de los números de MACH críticos con que puede funcionar (perfil inglés C-4).

También indicaremos que, como podía esperarse, cuanto más delgados sean los perfiles que se utilicen, mayores números de MACH podrán admitirse (fig. 22), teniendo esto siempre un límite que impone la resistencia de materiales, o el valor mínimo que quiera fijarse para la relación paso-cuerda, ya que habrá de compensarse la falta de espesor del perfil con la de adopción de una cuerda mayor. En la actualidad, los perfiles más comúnmente utilizados tienen sus espesores máximos comprendidos entre el 8 y el 10 %.

No queremos terminar esta cuestión de la influencia que ejerce el número de MACH en las actuaciones de los compresores axiales sin indicar que, al menos teóricamente, ya se han estudiado compresores aptos para funcionar con grandes velocidades supersónicas. Hay que tener en cuenta que la formación de ondas de choque no lleva forzosamente consigo una gran pérdida de rendimiento, la cual es muy pequeña si los números de MACH no sobrepasan mucho de la unidad, y más aún si se consigue que las ondas de choque que se formen sean oblicuas. El Dr. TSIEN (1) ha trabajado en el estudio teórico de un compresor, en el cual, con velocidades axiales subsónicas ($N_M = 0,92$), pero con números de MACH en la entrada de los álabes móviles iguales a 1,63, y del orden de 3,00 en los del estator, consigue relaciones de compresión extraordinariamente elevadas en un solo escalonamiento, con rendimiento no inferiores al 65 %. Para ello se utiliza un «estator» de forma especial, en el que se consigue que se formen múltiples ondas de choque oblicuas.

Estos compresores supersónicos solamente podrían funcionar con álabes que tuvieran unas relaciones paso-cuerda muy pequeñas, con las que se obtuviese un guiado casi perfecto de la corriente de aire. Los compresores usuales, con valores de dicha relación del orden de la unidad, son máquinas de muy buen rendimiento, pero de funcionamiento delicado. Sus teorías y sus propiedades son mezcla de las del perfil de álabes aislado y de las de un conducto. Para este último caso, al que nos aproximamos cuando se disponen muchos álabes muy delgados y extremadamente juntos, apenas si influyen las propiedades de los perfiles, preponderando los esfuerzos producidos por los cambios forzados en la dirección de la corriente. En los compresores usuales, una perturbación grande de la marcha del fluido, como es el desprendimiento de la corriente, puede originar el fracaso funcional del compresor, mientras que con los álabes muy próximos podría funcionar con ondas de choque o con valores de la deflexión por completo inadmisibles en uno usual, debido al perfecto guiado que estos últimos proporcionarían. Ahora bien, no debe olvidarse que esto se conseguiría a costa del rendimiento, factor esencial cuando se aplican estos compresores a los motores de reacción, en los cuales una disminución desde 0,85 a 0,65 en dicho rendimiento puede dar lugar a pérdidas de potencia útil del orden del 50 %. Además, posiblemente habrían de tener muy grandes dificultades constructivas, no habiendo sido en la actualidad llevados a la práctica.

DEFLEXIÓN MÁXIMA QUE PUEDE ADMITIRSE

Uno de los más importantes parámetros en el cálculo de compresores es el valor máximo de la deflexión, $\epsilon = \alpha_1 - \alpha_2$, que puede admitirse.

Para un número de MACH dado, o, lo que es análogo, fijando el valor de la velocidad relativa de entrada w_1 , la fórmula (37) nos indica que el incremento de temperatura es proporcional a la expresión:

$$(\tan^2 \alpha_1 - \tan^2 \alpha_2) \cos^2 \alpha_1;$$

(1) TSIEN, H. S.: «Axial Compressors with Supersonic Exit Velocities from Rotating Buckets». Este ejemplo es citado en la Referencia 9 del artículo anterior.

la cual es igual al coeficiente teórico de subida de presión que se obtiene de la fórmula (35):

$$C_{pt} = \frac{\Delta P_t}{\frac{1}{2} \rho w_1^2} = 1 - \frac{\cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_2}, \quad (33)$$

Para un valor dado de α_1 , el máximo de la expresión anterior se presenta cuando $\alpha_2 = 0$, siendo igual a:

$$\tan^2 \alpha_1 \cos^2 \alpha_1 = \sin^2 \alpha_1;$$

que a su vez es máximo para $\alpha_1 = 90^\circ$, y valiendo entonces la unidad.

Desde este punto de vista, el único límite de la deflexión vendría dado por la condición de que el ángulo α_1 se mantuviese por debajo de un cierto valor, ya que al ser la velocidad axial V_a igual a $w_1 \cos \alpha_1$, iría disminuyendo al aumentar dicho ángulo y llegaría a anularse en el caso límite de que α_1 fuese igual a 90° . Por su parte, la velocidad periférica u dada por:

$$u = w_1 (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) \cos \alpha_1,$$

crecería a medida que α_1 aumentase, pasando por un máximo cuando:

$$\tan \alpha_1 = \frac{1}{\tan \alpha_2},$$

y tendiendo a valer w_1 cuando α_1 tendiese a 90° .

Como veremos, hay razones que nos limitarán los valores de la deflexión independientemente de las consideraciones que se acaban de hacer, las cuales solamente imponen una condición restrictiva en los valores máximos de los ángulos de entrada.

Admitiendo valores constantes de las velocidades u y V_a , el incremento de temperatura aumenta siempre con la diferencia $\alpha_1 - \alpha_2$ (fórmula 30).

Por otra parte, el rendimiento η_e dado por

$$\eta_e = 1 - \frac{2}{\sin(2\alpha_m)} \frac{C_D}{C_L}$$

es, entre ciertos límites, también función creciente de la deflexión. Para un valor fijado de α_2 , al aumentar α_1 , el coeficiente de

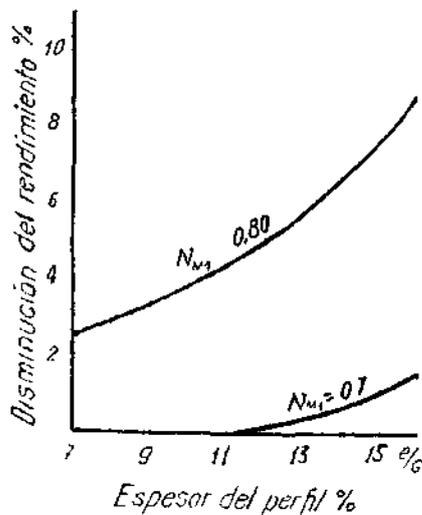


Fig. 22.—Disminución del rendimiento cuando se aumenta el espesor del perfil para valores constantes del número de MACH.

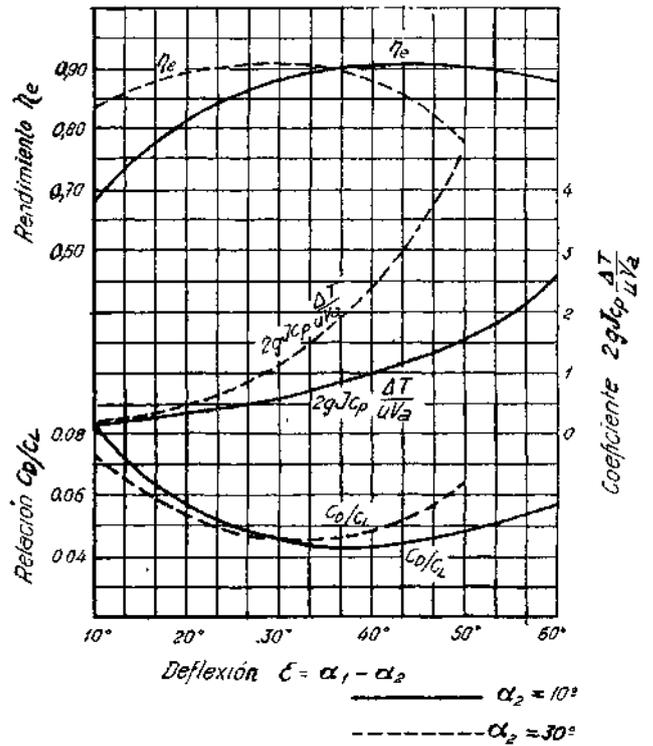


Fig. 23.—Incremento de temperatura y rendimiento en función de la deflexión.

sustentación crece, y también el de resistencia, especialmente debido al incremento de resistencia inducida, que es proporcional al cuadrado de C_L . Por estas razones, al principio la relación C_D/C_L disminuye, pero llega a un momento en que la función, después de pasar por un mínimo, se vuelve creciente. Esta disminución de C_D/C_L queda compensado sobradamente por el aumento que experimenta $\sin(2\alpha_m)$ cuando α_1 crece; pero a su vez, cuando $2\alpha_m$ llega a ser mayor que 90° , comienza a decrecer el valor del seno, pudiéndose llegar a la anulación del rendimiento si se continúa aumentando el ángulo de entrada.

En la figura 23 se han trazado unos gráficos en los que se resume lo que acaba de exponerse.

Como vemos, a causa de la disminución del rendimiento habría que limitar los valores de la deflexión; límite tanto más pequeño cuanto mayor fuese el ángulo de salida α_2 . Pero no es esto solamente lo que acontece en la práctica. Estos razonamientos serían completamente válidos en el caso de un guiado perfecto del aire; pero hay que tener en cuenta que cuando se sobrepasa de un cierto valor en la deflexión, sobrevendrá el desprendimiento de la corriente y el atascamiento del compresor.

En efecto, considerado el álabe como un perfil aislado, no podrá sobrepasarse de un cierto C_L máximo, o bien, si se estudia el compresor como una serie de pasajes, tampoco podrá pasarse en ellos del ángulo de difusión máximo.

Ya sabemos que la presencia de los otros álabes modifica grandemente los resultados que se obtengan para un perfil aislado. Por otra parte, no son válidas las fórmulas que limitan los ángulos en los difusores de eje recto, pues la forma curvada de los perfiles modifica la distribución de la corriente, favoreciendo el des-

prendimiento de la misma. Por estas razones es necesario recurrir a la experimentación directa, bien sobre compresores o en núcleos en cascada, en los que se estudian las propiedades de las hileras de álabes, obteniendo en cada caso los valores de la deflexión crítica que produce el desprendimiento de la corriente.

En estos ensayos se ha comprobado que la deflexión crítica depende principalmente del ángulo de salida α_2 y de la relación paso-cuerda s/c , siendo también función de la incidencia y de la curvatura del perfil. Ahora bien, para ángulos de incidencia pequeños, como los normalmente utilizados en la práctica, la deflexión crítica apenas si varía con ellos, y teniendo en cuenta que la curvatura del álabe se relaciona inmediatamente con el valor de $\alpha_1 - \alpha_2$, resulta que puede considerarse dicha deflexión crítica como función exclusiva de α_2 y s/c .

En la práctica se diseñan los compresores para que funcionen con una deflexión nominal del orden del 80 % de la crítica, a fin de tener un cierto margen de seguridad. En las figuras 24, 25 y 26 se han insertado unas curvas que proporcionan la deflexión nominal, $\epsilon_n = 0,8 \epsilon_c$, en función del ángulo de salida α_2 y para diferentes relaciones paso-cuerda. Han sido tomadas de la referencia 2 (según A. R. Howell), habiendo sido deducidas experimentalmente. En ellos puede apreciarse que, a medida que disminuye la relación paso-cuerda, y para valores constantes de α_2 , son mayores los valores de la deflexión nominal. Por el contrario, dicha deflexión es una función decreciente del ángulo de salida.

Cualitativamente pueden explicarse estos resultados teniendo en cuenta que, en cierta manera, el conducto de paso entre dos ála-

bes puede asimilarse a un difusor. Por esto no podrá sobrepasarse de un cierto valor de la relación de secciones σ_2/σ_1 , la cual, para una determinada distancia entre ellas, nos da una indicación del ángulo de difusión. Para un valor constante de s/c la deflexión crítica habrá de producirse para relaciones $\sigma_2/\sigma_1 = \cos \alpha_2/\cos \alpha_1$, aproximadamente constantes, y como los cosenos varían más rápidamente al acercarse a los 90°, resultará que para mantener constante dicha relación al aumentar α_2 , habrá que ir disminuyendo la diferencia $\alpha_1 - \alpha_2$. Por otra parte, para valores constantes de α_1 y α_2 , al disminuir s/c resultan más pequeñas las secciones de entrada y salida, aunque su relación se mantenga invariable. Como la distancia entre ellas permanece constante, resultará que el ángulo de divergencia o difusión será más pequeño, pudiendo aumentarse, en consecuencia, la relación σ_2/σ_1 , o sea, la deflexión.

No hay que olvidar que la forma de los perfiles influye en gran manera en los resultados, debido a su posición, curvatura y sección de estrechamiento, que hacen cambiar las características de la difusión. En las figuras anteriores también se han incluido los gráficos de la variación de σ_1/σ_2 y de v/c . Esta última ha sido calculada para incidencia nula y con las fórmulas:

$$\frac{v}{c} = \frac{1}{2} \frac{1 - \cos \frac{\beta_1 - \beta_2}{2}}{\operatorname{sen} \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}}; \quad \beta_1 = \alpha_1;$$

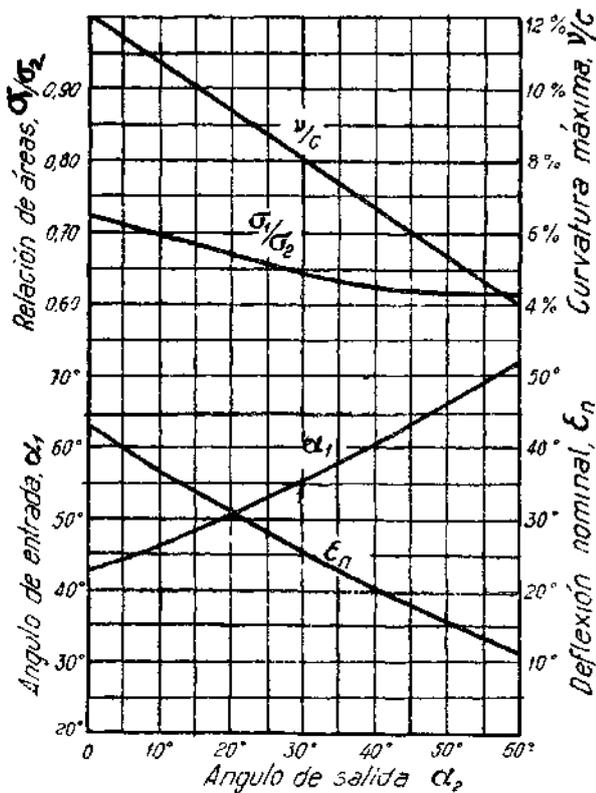


Fig. 24.—Deflexión nominal, ángulo de entrada, curvatura máxima y relación $1/2$ en función del ángulo de salida ($s/c = 0,5$).

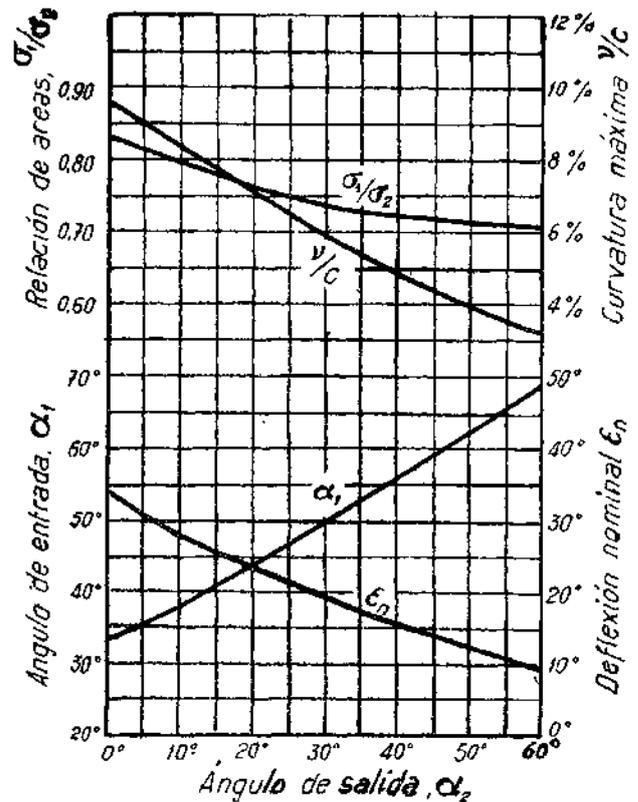


Fig. 25.—Deflexión nominal, ángulo de entrada, curvatura máxima y relación σ_1/σ_2 en función del ángulo de salida ($s/c = 1$).

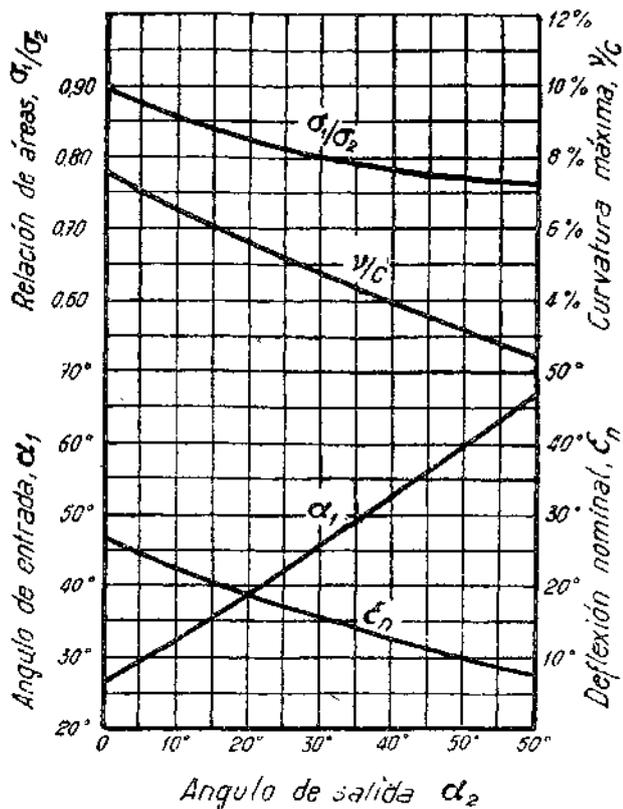


Fig. 26.—Deflexión nominal ángulo de entrada, curvatura máxima y relación σ_1/σ_2 en función del ángulo de salida ($s/c = 1,5$).

$$\beta_2 = \alpha_2 \frac{\left(0,23 + 0,1 \frac{\alpha_2}{50^\circ}\right) \sqrt{\frac{s}{c}} (\alpha_1 - \alpha_2)}{1 - \left(0,23 + 0,1 \frac{\alpha_2}{50^\circ}\right) \sqrt{\frac{s}{c}}}$$

Puede observarse que los álabes son menos curvados para valores altos de α_2 , lo que mejora el comportamiento de la difusión, haciendo que se retrase la aparición del desprendimiento de la corriente. Esta es una de las razones que motivan que para estos valores grandes de α_2 pueda admitirse una deflexión mayor que la que le correspondería cuando se tomase σ_1/σ_2 constante, e igual a la correspondiente para el caso de ángulos pequeños. Este hecho puede apreciarse en dichas figuras, viendo cómo a medida que aumenta α_2 es mayor la variación relativa de las secciones de entrada y salida.

Por último, en la figura 27 se inserta la variación de C y de $\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2$ en función de α_2 , con los valores de α_1 deducidos de la deflexión nominal que corresponde en cada caso. Puede apreciarse que no hay ningún parámetro que permanezca constante para las diferentes condiciones en que se produce la deflexión crítica. Únicamente la variación de $\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2$ es de poca consideración cuando α_2 está comprendido entre 0 y 40°, y entre estos valores puede utilizarse una fórmula empírica determinada por HOWELL, que proporciona directamente la diferencia entre las tangentes de α_1 y α_2 en función exclusiva de la relación paso-cuerda:

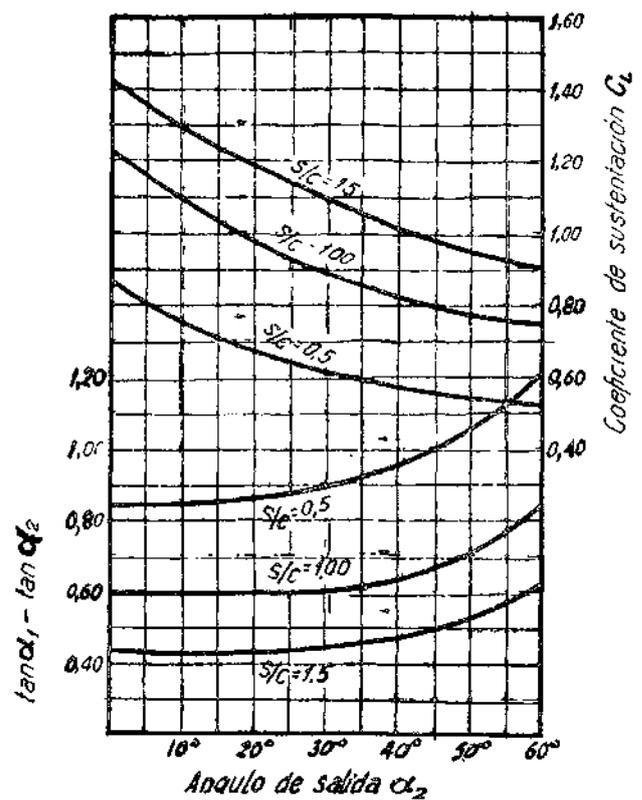


Fig. 27.—Curvas del coeficiente de sustentación y de $\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2$ en función del ángulo de salida, para valores nominales de la deflexión.

$$\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2 = \frac{1,55}{1 + 1,5 \frac{s}{c}} \quad (39)$$

Sus resultados se aproximan bastante a los que se obtienen utilizando los gráficos anteriores.

TORSIÓN DE LOS ÁLABES

Hasta este momento hemos considerado siempre todas las magnitudes referidas al diámetro central o altura media de los álabes del compresor, y ahora vamos a estudiar la variación radial que pueden tener estas magnitudes.

En la práctica se utilizan dos tipos de torsión en los álabes, denominados de «reacción constante», y de «torbellino libre». En los primeros se busca mantener la simetría entre «rotor» y «estator» en todos los radios, resultando el escalonamiento con un grado de reacción igual al 50 % en cualquier sección que se considere. En los segundos, el propósito que se trata de conseguir es el que produzca un equilibrio radial de las presiones. También son de uso general los compresores con álabes tipo semi-torbellino, los cuales tienen una torsión intermedia entre las de los dos tipos fundamentales.

a) Álabes de reacción constante.

En ellos se plantean las siguientes condiciones:

1.ª Velocidad axial constante en todos los radios.

2.^a Incremento de temperatura también constante, que se expresará con la ecuación:

$$u V_a (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) = \text{Cte.}$$

3.^a Grado de reacción constante:

$$\text{GR} = \frac{\tan^2 \alpha_1 - \tan^2 \alpha_2}{\tan^2 \alpha_1 - \tan^2 \alpha_c + \tan^2 \alpha_3 - \tan^2 \alpha_4} = \text{Cte.};$$

o bien con $\alpha_3 = \alpha_4$:

$$\text{GR} \frac{V_a}{2u} (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) = \text{Cte.}$$

Por tanto, indicando con un subíndice *c* las magnitudes en la sección central, con *v* en el vértice, *b* en la base y *z* en cualquier otra sección de radio *r*, podemos plantear las ecuaciones:

$$u_c V_a (\tan \alpha_{1c} - \tan \alpha_{2c}) = u_z V_a (\tan \alpha_{1z} - \tan \alpha_{2z});$$

$$\frac{V_a}{2u_c} (\tan \alpha_{1c} + \tan \alpha_{2c}) = \frac{V_a}{2u_z} (\tan \alpha_{1z} + \tan \alpha_{2z});$$

resultando:

$$\frac{\tan \alpha_{1z} - \tan \alpha_{2z}}{\tan \alpha_{1c} - \tan \alpha_{2c}} = \frac{u_c}{u_z} = \frac{r_c}{r_z};$$

$$\frac{\tan \alpha_{1z} + \tan \alpha_{2z}}{\tan \alpha_{1c} + \tan \alpha_{2c}} = \frac{u_z}{u_c} = \frac{r_z}{r_c};$$

y quedando, por último:

$$\tan \alpha_{1z} = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{r_z}{r_c} + \frac{r_c}{r_z} \right) \tan \alpha_{1c} + \left(\frac{r_z}{r_c} - \frac{r_c}{r_z} \right) \tan \alpha_{2c} \right]; \quad (40)$$

$$\tan \alpha_{2z} = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{r_z}{r_c} - \frac{r_c}{r_z} \right) \tan \alpha_{1c} + \left(\frac{r_z}{r_c} + \frac{r_c}{r_z} \right) \tan \alpha_{2c} \right]; \quad (41)$$

Estas fórmulas nos permiten calcular los ángulos de entrada y salida en cualquier sección, una vez determinados los valores de α_{1c} , α_{2c} , de la altura de los álabes y del diámetro medio del compresor.

Los ángulos α_{3z} y α_{4z} podrán determinarse inmediatamente en función de α_{1z} y α_{2z} , utilizando los triángulos de velocidades; pero en el caso más general en la práctica estos tipos de compresores son simétricos, con 50 % de reacción en el diámetro central, y como este grado de reacción se conserva con el radio, resultará que tendremos en cualquier sección: $\alpha_{3z} = \alpha_{2z}$; $\alpha_{4z} = \alpha_{1z}$; así como:

$$u_z = V_a (\tan \alpha_{3z} + \tan \alpha_{4z})$$

b) Torbellino libre.

Si con V_t representamos la componente tangencial de una velocidad absoluta cualquiera, *V*, en un punto de radio *r*, la condición de equilibrio radial de las presiones vendrá dada por:

$$\frac{\partial u}{\partial r} = \rho \frac{V_t^2}{r}. \quad (42)$$

Para este estudio del equilibrio admitiremos que la corriente

del fluido es potencial. En este caso, en la ecuación de Bernoulli:

$$\int \frac{dp}{\rho} + \frac{1}{2} V^2 = C,$$

su constante no dependerá del radio, y derivando respecto a esta última magnitud, resultará:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + V \frac{\partial V}{\partial r} = 0. \quad (43)$$

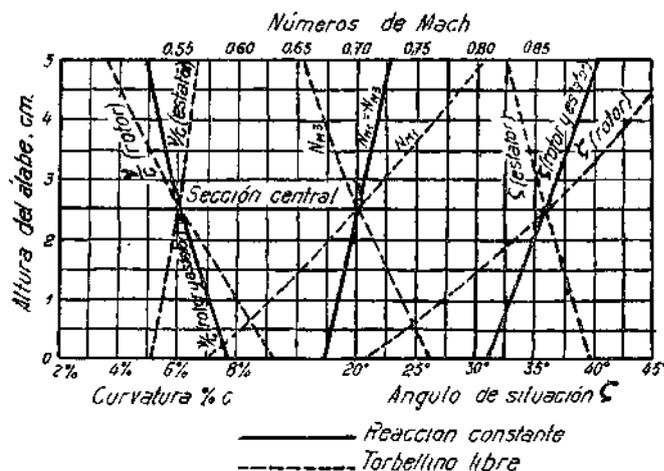


Fig. 28.—Variaciones de los ángulos de entrada y salida en función de la altura, en álabes de reacción constante y tipo torbellino libre.

Poniendo que $V_t = V \sin \alpha$, despejando $\frac{\partial p}{\partial r}$ en (4) y substituyendo (42), se obtiene:

$$-\frac{1}{V} \frac{\partial V}{\partial r} = \frac{\sin^2 \alpha}{r}. \quad (44)$$

Para integrar esta ecuación sería necesario imponer una cualquiera de las funciones $V = f(r)$ o $\alpha = f(r)$. En nuestro caso, plantearemos que la velocidad axial V_a es constante. Resulta:

$$-\cos \alpha \frac{\partial \left(\frac{1}{\cos \alpha} \right)}{\partial r} = \frac{\sin^2 \alpha}{r};$$

quedando:

$$\frac{d\alpha}{\sin \alpha \cos \alpha} + \frac{dr}{r} = 0;$$

cuya solución viene dada por:

$$\log (\tan \alpha) + \log r = \text{Cte.};$$

o bien:

$$r \tan \alpha = \text{Cte.} \quad (45)$$

Como la velocidad tangencial se expresa con: $V_t = V_a \tan \alpha$, podemos poner:

$$r V_t = \text{Cte.} \quad (46)$$

Esta condición se verifica en los torbellinos libres, y por esta

razón, cuando se aplica a la torsión de los álabes reciben precisamente este nombre.

En nuestro caso se efectuará la torsión de los álabes para que las velocidades absolutas de entrada y salida cumplan dicha condición, debiendo ponerse:

$$r \operatorname{tang} \alpha_{0z} = \text{Cte.}; \quad r \operatorname{tang} \alpha_{3z} = \text{Cte.}$$

Como u_w/r_z también es constante, multiplicando esta relación por las igualdades anteriores y restando, resulta:

$$u_z (\operatorname{tang} \alpha_{3z} - \operatorname{tang} \alpha_{0z}) = \text{Cte.};$$

y también:

$$u_z V_a (\operatorname{tang} \alpha_{3z} - \operatorname{tang} \alpha_{0z}) = \text{Cte.}$$

Es decir, que con este tipo de torsión se mantiene constante el incremento de temperaturas a lo largo del radio. Por estas razones, todos los cálculos anteriores en los que se determinaba el incremento de temperatura con las magnitudes del diámetro medio, son perfectamente válidos.

Para la determinación de los ángulos, pondremos:

$$\frac{\operatorname{tang} \alpha_x}{\operatorname{tang} \alpha_{0c}} = \frac{r_c}{r_z}; \quad (47)$$

$$\frac{\operatorname{tang} \alpha_{3z}}{\operatorname{tang} \alpha_{3c}} = \frac{r_c}{r_z} \quad (48)$$

Deduciéndose α_{1z} y α_{2z} de los triángulos de velocidades, o lo que es lo mismo, de las expresiones:

$$u_z = V_a (\operatorname{tang} \alpha_{1z} + \operatorname{tang} \alpha_{0z});$$

$$u_z = V_a (\operatorname{tang} \alpha_{2z} + \operatorname{tang} \alpha_z).$$

resultando:

$$\frac{\operatorname{tang} \alpha_{1z} + \operatorname{tang} \alpha_{0z}}{\operatorname{tang} \alpha_{1c} + \operatorname{tang} \alpha_{0c}} = \frac{r_z}{r_c}; \quad (49)$$

$$\frac{\operatorname{tang} \alpha_{2z} + \operatorname{tang} \alpha_{3z}}{\operatorname{tang} \alpha_{2c} + \operatorname{tang} \alpha_{3c}} = \frac{r_z}{r_c}. \quad (50)$$

En la figura 28 están dibujados los gráficos de la variación radial de los ángulos de entrada y salida del «rotor» y del «estator», para ambos tipos de compresores. En la figura siguiente están trazadas las curvas de los números de MACH, curvaturas y ángulos de situación. Se han calculado con las fórmulas ya expuestas, habiéndose utilizado los siguientes datos numéricos:

$$\alpha_x = 30^\circ; \quad s/c = 1; \quad \alpha_{1c} = 50^\circ;$$

$$N_{M1} = 0,7; \quad T_1 = 288^\circ;$$

$$\omega_{1c} = 233 \text{ m./seg.}; \quad V_a = 150 \text{ m./seg.};$$

$$u_c = 265 \text{ m./seg.}; \quad C = 10 \text{ Kg./seg.};$$

$$h = 5 \text{ cm.}; \quad r_c = 18,75 \text{ cm.}; \quad i = 0.$$

En las figuras citadas puede apreciarse cómo en los álabes de tipo torbellino libre la variación de sus ángulos es mucho más considerable. Consecuencia de ello es que su torsión, medida por el ángulo de situación, también es mucho mayor. Excepto en la sección central, los álabes del «rotor» y del «estator» son com-

pletamente asimétricos, disminuyendo la curvatura en los primeros desde la raíz hasta el vértice, y ocurriendo lo contrario en los segundos (1). Merece consideración especial la variación radial de los números de MACH en uno y otro tipo de compresores. En los de reacción constante el número de MACH de la velocidad relativa de entrada aumenta con la altura del álabes, pero no muy considerablemente. En cambio, en los de tipo torbellino libre la variación es muy acusada; presentándose los valores máximos en el vértice, cuando se trata de álabes del «rotor», y en la raíz, en el caso de los del estator, aunque aquí con valores más reducidos que en el extremo de los álabes móviles.

En el ejemplo que se ha expuesto gráficamente, no se alcanzan valores excesivamente altos del número de MACH en el vértice de los álabes móviles. Esto es debido a que se ha tomado una relación h/r_c más bien pequeña, pues con valores mayores de ella, podría llegar a ser dicho número de MACH mayor que la unidad, para valores en el diámetro central del orden de 0,7.

Según esto, en la realidad no pueden admitirse en ambos tipos de compresores iguales valores del número de MACH en el diámetro medio, sino que donde hay que referirlos es al extremo de los álabes. De aquí resulta que los álabes de tipo torbellino libre

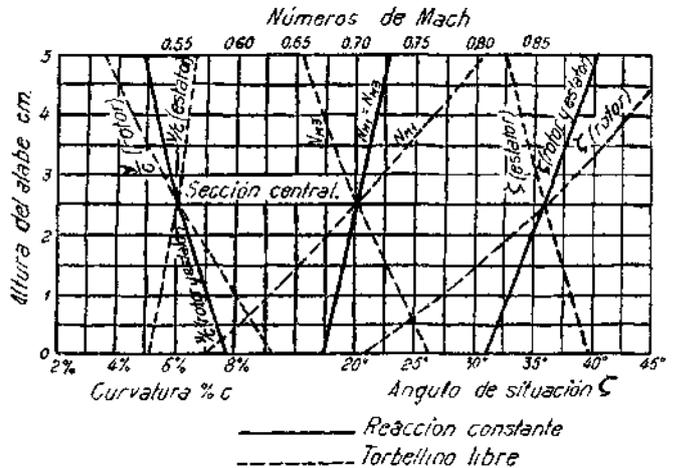


Fig. 29.—Números de MACH, curvaturas máximas y ángulos de situación en función de la altura, en álabes de reacción constante y tipo torbellino libre.

producen un incremento de temperatura o presión por escalón menor que los de reacción constante, pues al igualar los números de MACH en el vértice, resultan con valores más reducidos en todo el resto del álabes. En la figura 30 se han insertado unos gráficos que aclaran lo expuesto. En ella se comparan los álabes de reacción constante con los de torbellino libre, habiéndose tomado para ambos un número de MACH en el extremo de los álabes móviles igual a 0,75, y unos ángulos de entrada y salida en la sección central, α_{1c} y α_{2c} , iguales a 50 y 30°, respectivamente. En función de h/r_c se han determinado los ángulos α_{1v} y α_{2v} , mediante las fórmulas (40), (41), (47), (48), (49) y (50). Con $T_1 = 288^\circ$ y los valores de N_{M1v} y α_{1v} se calcula la velocidad axil,

(1) Para evitar confusiones, indicaremos que, con las denominaciones vértice y base, se entienden las secciones de los álabes más alejadas y más cercanas del eje del compresor, respectivamente, independientemente de por donde se fijen.

y en función de ella, la periférica u_c . El régimen se determina con la expresión:

$$n = \frac{60 u_c}{\pi D_c}$$

habiéndose tomado $D_c = 0,50$ m.

Para valores pequeños de la relación h/r_c no es muy grande la discrepancia entre ambos tipos de álabes, pero va acentuándose más y más a medida que dicha relación aumenta. El valor de h/r_c es muy variable, no solamente de unos compresores a otros, sino en uno mismo, ya que, debido principalmente al aumento de densidad, los álabes van disminuyendo de altura en los sucesivos escalonamientos, y como el radio es constante o varía muy poco, resulta que h/r_c también decrece. No obstante lo dicho, en general puede admitirse que estas relaciones vienen a estar comprendidas entre 1/10 y 1/3, y para estos valores viene a ser el incremento de temperatura en los álabes de tipo torbellino libre del orden del 80 %, del que se obtiene en el caso de reacción constante.

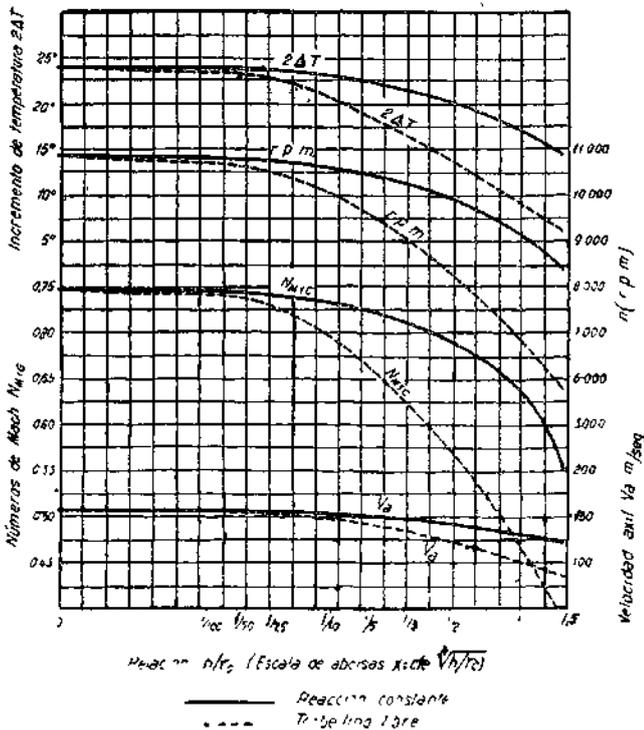


Fig. 30.—Curvas de incremento de temperatura, régimen, número de MACH en la sección central y velocidad axial en función de la relación altura de álabe/radio central del compresor, para compresores de reacción constante y tipo torbellino libre, habiendo tomado un valor constante del número de MACH en los extremos de los álabes.

El régimen también es más reducido en los compresores con álabes de tipo torbellino libre, pudiendo asimismo estimarse como del orden del 80 % del correspondiente a los álabes de reacción constante, y para los valores de h/r_c comprendidos entre los citados.

De la citada figura puede también deducirse la conclusión de

que relaciones h/r_c inferiores a 1/2 son francamente perjudiciales para ambos tipos de compresores.

El que se funcione con régimen más reducido con álabes tipo torbellino libre es una ventaja, pero no la más importante. Debido a la gran variación radial de los números de MACH, aun para valores elevados en el extremo de los álabes móviles, corresponden valores muy reducidos en la base. De acuerdo con esto, estos álabes admiten un espesor en la raíz mucho mayor que en el vértice, siendo notablemente apropiados para construirlos de perfil variable.

Como los álabes del rotor se disponen empotrados por su base, resulta que con esta variación de los espesores de los perfiles presentan los álabes muy buenas condiciones para resistir los momentos flectores producidos por el aire, pudiendo dimensionarse con cuerdas bastante más pequeñas que las que han de tener los de reacción constante, en los cuales no puede admitirse esta variación del espesor del perfil, por ser en ellos casi constantes los números de MACH. También en dichos álabes puede admitirse un esfuerzo mayor de flexión para un cierto valor máximo del esfuerzo combinado de flexión y de fuerza centrífuga, pues este último también es menor del que resulta en un álabe de reacción constante de igual altura. En muchos casos, la disminución de cuerda que puede lograrse es del orden del 40 %.

Con esto, resulta que un compresor con álabes tipo torbellino libre tendría más escalones que uno de reacción constante, para una relación de compresión dada; pero su peso vendría a ser análogo y pudiendo incluso tener menor longitud. Su rendimiento sería ligeramente superior, y en él podrían admitirse mayores tolerancias en los juegos radiales. Claro que en ellos habría bastante mayor número de álabes, multiplicándose los efectos de tener más álabes por escalón y mayor número de escalonamientos.

En la práctica se utilizan con gran frecuencia los compresores con álabes tipo semi-torbellino. Sus características son completamente intermedias de las de los tipos citados, por lo cual no se ha hecho mención especial de ellos.

DETERMINACIÓN DEL DIÁMETRO DEL COMPRESOR Y DE LA ALTURA DE LOS ÁLABES

El gasto en peso del aire está ligado con el diámetro central, y la altura de los álabes, con la ecuación:

$$G = \rho_c \pi D_c h V_a \quad (51)$$

Por otra parte, este diámetro central se relaciona con el régimen y la velocidad periférica mediante la expresión:

$$u = \frac{\pi n}{60} D_c \quad (52)$$

Como para un grado de reacción igual al 50 % en la sección media (caso general), se verifica que:

$$u = V_a (\tan \alpha_{1c} + \tan \alpha_{2c})$$

resulta:

$$D_c = 60 \frac{V_a (\tan \alpha_{1c} + \tan \alpha_{2c})}{\pi n};$$

y en función del número de MACH de entrada:

$$D_c = \frac{60 \sqrt{g \gamma RT_1} N_{M1c} (\tan \alpha_{1c} + \tan \alpha_{2c})}{\pi n} \quad (53)$$

Como α_{1c} es función de α_{2c} , resulta que, fijando el valor del

número de MACH en la sección central, el diámetro medio es función del ángulo de salida y del régimen de compresor, pero siendo independiente del gasto de aire.

La función:

$$(\tan \alpha_{1c} + \tan \alpha_{2c}) \cos \alpha_{1c}$$

es creciente para cualquier valor positivo del ángulo α_{2c} , aumentando en consecuencia el diámetro central con el ángulo de salida. Por el contrario, es inversamente proporcional al régimen del compresor.

La altura de los álabes depende del ángulo α_{2c} , régimen y número de MACH, como en el caso del diámetro central, pero además, es proporcional al gasto de aire; lo que se pone de manifiesto con la expresión:

$$h = \frac{60}{\rho_0 g \gamma RT_1} \frac{G}{N_{M1c}^2 (\tan \alpha_{1c} + \tan \alpha_{2c}) \cos^2 \alpha_{1c}} \quad (54)$$

La función:

$$(\tan \alpha_{1c} + \tan \alpha_{2c}) \cos^2 \alpha_{1c}$$

aumenta al principio con α_{2c} , llega a un máximo para valores de este ángulo del orden de los 30-40°, y luego se vuelve decreciente. De aquí resulta que la altura de los álabes variará en función de α_{2c} de una manera inversa a la mencionada.

En las figuras 31 y 32 se expresan gráficamente las consideraciones que acabamos de citar. En ellas se ha tomado:

$$N_{M1c} = 0,7; \quad T_1 = 283^\circ; \quad s/c = 1.$$

Puede observarse en ellas cómo la altura de los álabes se hace casi independiente del ángulo α_2 cuando es bajo el régimen de funcionamiento.

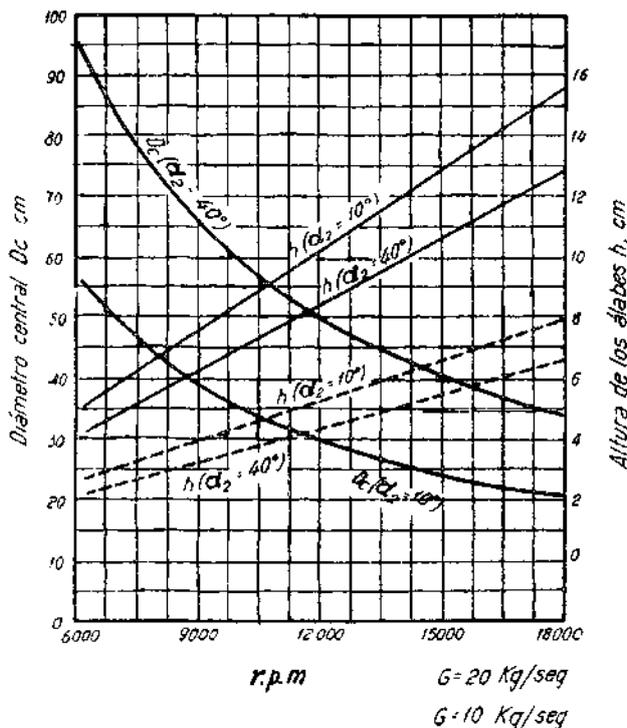


Fig. 31.—Diámetro central y altura de los álabes en función del régimen para distintos valores del gasto y del ángulo de salida.

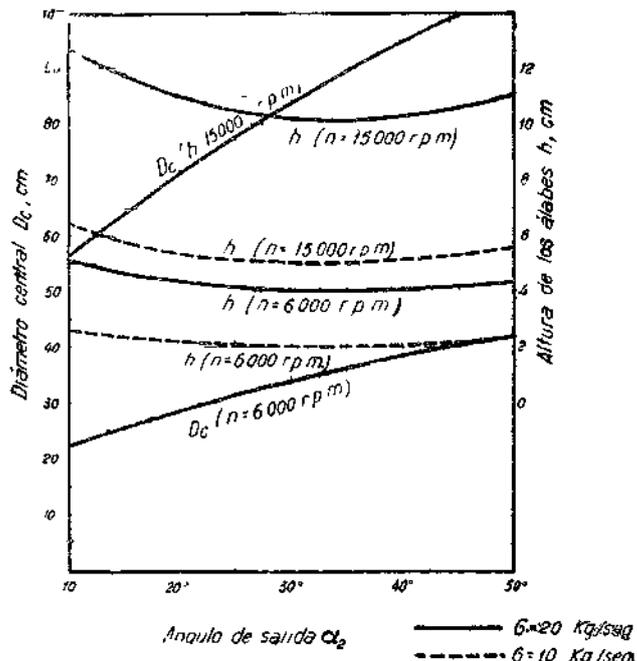


Fig. 32.—Diámetro central y altura de los álabes en función del ángulo de salida, para distintos valores del régimen y gasto.

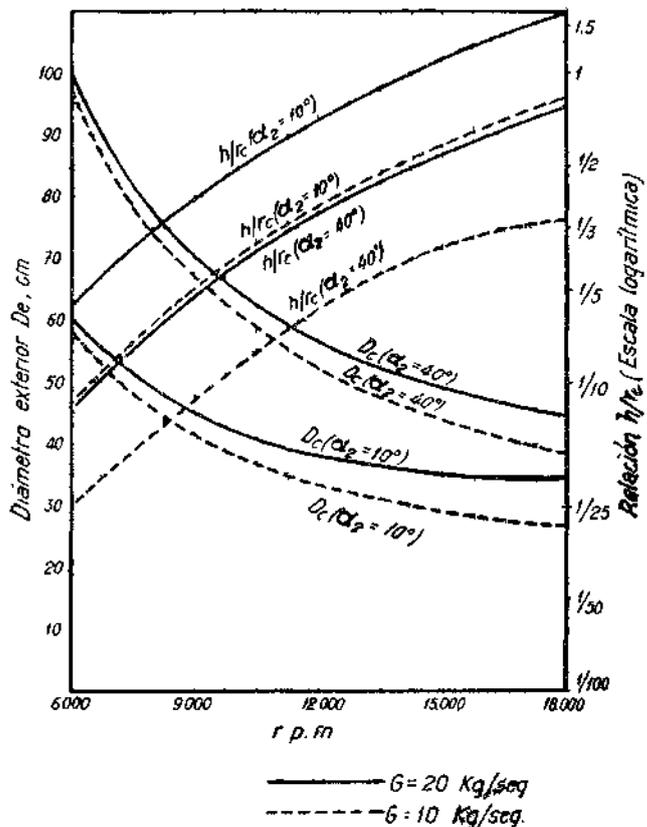


Fig. 33.—Diámetro exterior del compresor y relación h/r_c en función del régimen, para distintos gastos y ángulos de salida.

Finalmente, el diámetro exterior del compresor, factor de la mayor importancia cuando se utilizan en motores de reacción, vendrá dado por: $D_e = D_0 + h$.

Obteniéndose como suma de las fórmulas (53) y (54).

En la figura 33 está representada su variación en función del régimen, en condiciones diferentes de gastos y ángulos de salida. Puede apreciarse cómo este diámetro exterior disminuye con el régimen, pero siendo mucho más acentuada esta variación en los valores bajos de las r. p. m. Por el contrario, la relación h/r_0 aumenta, creciendo también cuando el ángulo α_{2c} disminuye. Los valores altos de h/r_0 son perjudiciales, pues los álabes largos trabajan en peores condiciones que los cortos en cuanto a su resistencia mecánica, y al tener que dimensionarlos con cuerdas mayores resultará incrementada la longitud total del compresor. Las relaciones h/r_0 muy pequeñas son mejores desde este punto de vista, pero pueden dar origen a que disminuya el rendimiento del escalón.

En la fórmula (54) puede observarse que la altura de los álabes es inversamente proporcional al peso específico del aire. Por esta razón, son cada vez más cortos cuando el aire se va comprimiendo en los sucesivos escalones; pero sobre esta cuestión volveremos a insistir más adelante.

ELEMENTOS DEL CÁLCULO DE COMPRESORES AXIALES

Cálculo mecánico de los álabes.

Materiales.—Tres tipos de álabes, en cuanto al material se refiere, vienen utilizándose en la práctica: de acero, estampados y mecanizados; de aleación ligera bonificable de forja, y, por último, de aleación ligera fundida.

Cada uno de estos materiales tiene sus ventajas e inconvenientes. Con álabes de acero los compresores son más cortos, puesto que las cuerdas pueden ser más pequeñas, pero, en cambio, los esfuerzos centrífugos son mayores y la fabricación es más costosa. Los álabes de aleación ligera, estampados y mecanizados, se utilizan con gran frecuencia, presentando muy buenas características en cuanto a peso y resistencia. También son de uso común los de aleación ligera de moldeo, utilizándose para su fabricación el método «del molde de cera perdido», que consiste en esencia en fundir en coquilla álabes de cera, que luego sirven para sacar el modelo vaciado en piedra artificial. Con este procedimiento se consigue disminuir notablemente el tiempo de fabricación, teniendo especial ventaja para la construcción de grandes series.

Recientemente se ha utilizado otro método (álabes del «Mamba»), basado en una estampación de gran precisión que permite terminar las superficies de los álabes con unas fases de simple pulido.

Esfuerzos de cálculo.

Los álabes móviles, únicos que interesa calcular por resistencia de materiales, trabajan sometidos a esfuerzos producidos por la fuerza centrífuga y por la presión de los gases. La primera da lugar sobre la sección de empotramiento a un esfuerzo de tracción uniforme y a dos esfuerzos secundarios de flexión, ya que, en general, la resultante de las fuerzas centrífugas no cortará a los ejes principales de inercia. Las fuerzas de presión de los gases producirán dos momentos flectores según dichos ejes, un esfuerzo cortante sobre la sección de cálculo y un momento torsor. Como puede comprobarse, los únicos esfuerzos que tienen real-

mente importancia son los de tracción de la fuerza centrífuga, los de flexión de los gases en el sentido del eje de inercia mínima, y los de flexión secundaria según este mismo eje.

La sección de cálculo será la de empotramiento. Esto puede decirse que acontece en cualquier tipo de álabe, aunque se adopte una ligera disminución de la cuerda y área de la sección en sentido decreciente de la base al vértice. Según esto, los primeros elementos que habrán de calcularse serán el área, centro de gravedad y ejes principales de inercia de la sección de empotramiento, así como la variación radial de áreas y centros de gravedad a todo lo largo del álabe.

Elementos geométricos de la sección.

El cálculo aero-termodinámico de los álabes nos proporciona su forma geométrica en cualquier sección a partir de la línea de curvatura media, que es la que realmente se determina, y del perfil simétrico básico que se haya escogido; pudiendo efectuarse todos los cálculos en función de la cuerda, la cual habrá de ser determinada precisamente por las condiciones de resistencia del material.

El área de la sección puede determinarse fácilmente con planímetro, o bien analíticamente, si es que se ha elegido un perfil en el que su forma geométrica esté definida mediante ecuaciones. Este es el caso de los perfiles simétricos N. A. C. A. de cuatro y cinco cifras, que vienen dados por combinaciones de arcos parabólicos en la forma:

$$y_c/c = \sum a_n x^{2n} \quad (n = 1/2, 0, 1, 2, 3 \text{ y } 4) \quad (55)$$

En el caso que nos ocupa el perfil no es simétrico, sino que está trazado a partir de su línea de curvatura media, tomando sobre la normal a ella segmentos iguales a y_0 en uno y otro sentido. El área vendrá dada por (fig. 34):

$$\sigma_u = \int_0^1 (y_1 - y_2) dx \approx \int_0^1 \frac{2y_0}{\cos} dx \quad (1)$$

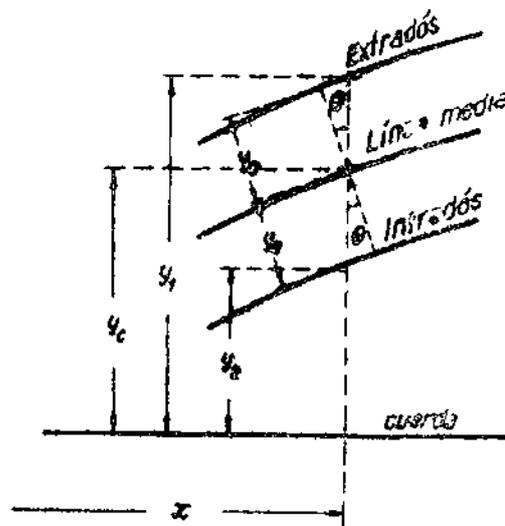


Fig. 34

(1) Mediante un desarrollo en serie de la expresión de $y_1 - y_2$, de la que sólo se toman los primeros términos, puede efectuarse con rigor esta simplificación que hemos admitido. Todas las coordenadas y áreas las suponemos adimensionales; debiéndose haber escrito en rigor y_1/c y σ_u/c^2 .

Para directriz circular, resulta (fig. 35):

$$\operatorname{sen} \theta = \frac{c/2 - x}{r_v}$$

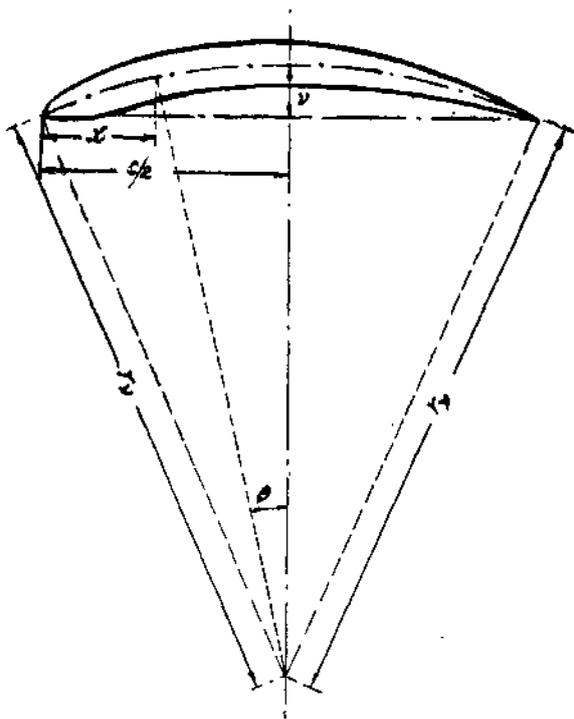


Fig. 35

obteniéndose:

$$\sigma_a = 2 r_v \int_0^1 \sqrt{\frac{y_e dx}{r_v^2 - \left(\frac{c}{2} - x\right)^2}} \quad (56)$$

Sustituyendo en esta fórmula cualquiera de las diversas expresiones que podemos tener para y_e , se obtiene el área mediante una suma de integrales fáciles de calcular.

En la práctica puede prescindirse muchas veces de la influencia de la curvatura del área de la sección. En efecto, el valor máximo del ángulo θ se presenta para $x = 0$, o $x = c$, resultando:

$$(\operatorname{sen} \theta)_{\max} = \frac{c}{2 r_v} = \operatorname{sen} \frac{\beta_1 - \beta_2}{2}$$

El valor máximo de $\beta_1 - \beta_2$ no suele ser mayor de unos 30° en ningún tipo de álabes, con lo que resulta que los valores máximos de $\operatorname{sen} \theta$ no sobrepasan de $0,25 - 0,27$; mientras que el coseno tiene sus valores mínimos superiores a $0,96 - 0,97$. Teniendo en cuenta estos datos, y destacando que estos valores grandes del ángulo θ solamente se presentan en las proximidades de los bordes de ataque y salida, resulta que tomando como expresión del área el valor:

$$\sigma_a = \int_0^1 2 y_e dx \quad (57)$$

que corresponde al caso de perfil simétrico, no se cometen errores superiores al 2 % en la mayoría de los casos.

Para la determinación del centro de gravedad, ejes y momentos de inercia, existen numerosos procedimientos gráficos: métodos de Mohr, Nelhs, etc., que pueden aplicarse fácilmente cuando se trata de perfiles. Aquí nos limitaremos a indicar un método mixto, que puede ser ventajoso en algunos casos, y con el que pueden estudiarse la influencia que ejercen en su resistencia los diversos parámetros que definen la forma del perfil.

La abscisa x_G y ordenada y_G del centro de gravedad vendrán dadas por:

$$x_G = \frac{\int_0^1 \frac{y_e}{\cos \theta} x dx}{\int_0^1 \frac{y_e}{\cos \theta} dx} \quad (58)$$

$$y_G = \frac{\int_0^1 \frac{y_e}{\cos \theta} y_e dx}{\int_0^1 \frac{y_e}{\cos \theta} dx} \quad (59)$$

En la primera fórmula la influencia de la curvatura no tiene importancia alguna, pudiendo tomarse en ella $\cos \theta = 1$.

La determinación de la ordenada y_G debe efectuarse con la mayor exactitud posible, pues de ella van a depender directamente todos los esfuerzos importantes de flexión. No obstante, y debido a la compensación de los errores entre el numerador y denominador, en muchos casos puede tomarse como expresión de dicha ordenada la fórmula simplificada:

$$y_G = \frac{\int_0^1 y_e y_e dx}{\int_0^1 y_e dx} \quad (60)$$

que no suele proporcionar errores superiores al 1,5 %.

La expresión de y_e en función de x , para el caso de directriz circular, puede deducirse de la ecuación de dicha línea de curvatura media:

$$x^2 + c x + y_e^2 + 2 y_e \sqrt{r_v^2 - \frac{c^2}{4}} = 0$$

En general, la fórmula (60), y aún más la (59), no son de cálculo sencillo, por lo cual, convendrá determinarlas mediante integraciones gráficas.

Para el cálculo de los ejes y momentos principales de inercia hay que determinar, primero, los momentos respecto a otros dos ejes cualesquiera que pasen por el centro de gravedad. En nuestro caso, tendrá especial ventaja elegirlos paralelos a los primitivos OX-OY, ya que mediante aplicación de la fórmula de Steiner podrán expresarse fácilmente sus momentos de inercia en función de lo que se obtengan para los ejes primitivos. Se deducen inmediatamente las expresiones siguientes (figura 36):

$$I_y = \int_0^1 \frac{2 y_e}{\cos \theta} x^3 dx \quad (61)$$

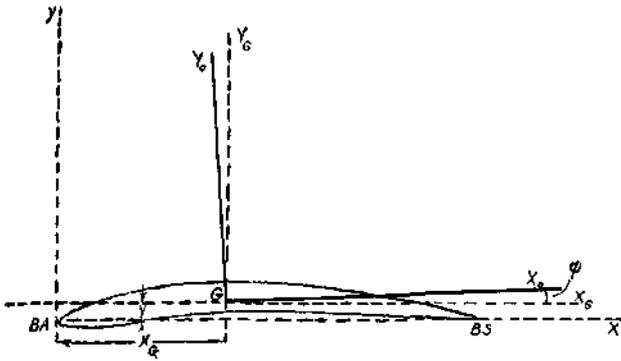


Fig. 36

$$I_{Y_G} = \int_0^1 \frac{2 y_c}{\cos \theta} x^2 dx - \sigma_a x_G^2 \quad (62)$$

El momento de inercia respecto al eje de las X, vendrá dado por la integral doble siguiente:

$$I_x = \int_0^1 \left[\int_{r_c - \frac{y_c}{\cos \theta}}^{r_c + \frac{y_c}{\cos \theta}} y^2 dy \right] dx = \int_0^1 \left(2 y_c^2 + \frac{2}{3} \frac{y_c^3}{\cos^2 \theta} \right) \frac{y_c}{\cos \theta} dx \quad (63)$$

y también:

$$I_{x_G} = \int_0^1 \left(2 y_c^2 + \frac{2}{3} \frac{y_c^3}{\cos^2 \theta} \right) \frac{y_c}{\cos \theta} dx - \sigma_a y_G^2 \quad (64)$$

En estas expresiones podrá tomarse con frecuencia $\cos \theta = 1$, sobre todo teniendo en cuenta que esta simplificación reduce en una pequeña cantidad el valor de los momentos, con lo que, en todo caso, no supone más que un aumento en el margen de seguridad. También para estas fórmulas resulta mucho más fácil y cómodo integrarlas gráficamente.

Por último, el producto de inercia vendrá dado por:

$$I_{xy} = \int_0^1 \left[\int_{r_c - \frac{y_c}{\cos \theta}}^{r_c + \frac{y_c}{\cos \theta}} y dy \right] x dx = \int_0^1 2 y_c \frac{y_c}{\cos \theta} x \cdot x dx \quad (65)$$

$$I_{x_G y_G} = \int_0^1 2 y_c \frac{y_c}{\cos \theta} x dx - \sigma_a x_G y_G \quad (66)$$

Si ψ es el ángulo que forma el eje principal de inercia OX_0 con el eje de abscisas OX , para su determinación, puede utilizarse la siguiente fórmula de uso común:

$$\tan^2 \Psi = \frac{2 I_{x_G y_G}}{I_{Y_G} - I_{x_G}} \quad (67)$$

Los momentos principales de inercia vienen dados por:

$$I_{\max} = I_{y_0} = \frac{1}{2} \left[I_{x_G} + I_{y_G} + \frac{I_{y_G} - I_{x_G}}{\cos 2\Psi} \right] \quad (68)$$

$$I_{\min} = I_{x_0} = \frac{1}{2} \left[I_{x_G} + I_{y_G} - \frac{I_{y_G} - I_{x_G}}{\cos 2\Psi} \right] \quad (69)$$

que, en general, diferirán bastante poco de los momentos I_x y I_y , puesto que el ángulo ψ es normalmente muy pequeño.

ORGANIZACIÓN RADIAL DEL ÁLABE

El cálculo aerodinámico de los álabes nos suministra la forma geométrica en todas sus secciones, así como el ángulo de situación de cada una de ellas; pero nada indica de la manera cómo pueden disponerse relativamente entre sí. Por tanto, la forma de realizar la torsión y las alineaciones más convenientes de los centros de gravedad deberán determinarse en función de la resistencia mecánica y de la mayor facilidad constructiva de los álabes.

Puesto que como ya se ha indicado, el ángulo de situación α que forma la cuerda con la normal al escalón viene impuesto en cada sección, bastará situar un punto del perfil para que resulte por completo determinada la posición de cada sección. Los puntos que más interesa que resulten situados en una posición conveniente son los centros de gravedad, debiendo, por tanto, fijarse con ellos la forma radial del álabes.

Una disposición muy conveniente de dichos centros de gravedad consiste en alinearlos de manera que el momento flector secundario producido por la fuerza centrífuga compense, en parte, el debido a las fuerzas de presión del aire; pero aún con esta disposición puede tener el álabes formas muy variadas. Ya sabemos que los álabes, y especialmente los de tipo torbellino libre, pueden construirse con perfiles de espesor variable. También es frecuente en la práctica diseñarlos de manera que las cuerdas disminuyan de la base hacia el vértice. Por otra parte, puede estudiarse la torsión y la variación de las cuerdas de manera que los bordes de ataque y salida queden alineados, según líneas rectas, lo que puede traducirse en una mayor facilidad constructiva. Como es natural, para cada uno de estos casos el estudio de los esfuerzos mecánicos es diferente.

A fin de simplificar los cálculos, vamos a considerar una forma sencilla de los álabes. Admitiremos que las secciones y las cuerdas son de magnitud constante desde la base al vértice, sin que se tenga por ahora en cuenta las posibles alineaciones de los centros de gravedad. El estudio y cálculo de cualquiera de los casos particulares que se mencionaron, no diferirá en ningún concepto esencial del que aquí vamos a considerar.

ESFUERZOS DE TRACCIÓN PRODUCIDOS POR LA FUERZA CENTRÍFUGA

La fuerza elemental producida por la masa dm , comprendida entre dos secciones de álabes separadas dr , y situadas a una distancia r del eje de giro, vendrá dada por:

$$dF_c = r \omega^2 dm$$

en la que ω es la velocidad angular. Si ρ_{em} es el peso específico del material, tenemos:

$$dF_c = r \omega^2 \sigma_a \frac{\rho_{em}}{g} dr = \left(\frac{2 \pi n}{60} \right)^2 \sigma_a \frac{\rho_{em}}{g}$$

Integrando entre r_v y r_b , y dividiendo por el área de la sección del álabe, resulta para el esfuerzo de tracción:

$$f_{tc} = \frac{F_c}{s} = \left(\frac{2 \pi n}{60} \right)^2 \frac{\rho_{em}}{g} \frac{r_v^2 - r_b^2}{2} = \frac{u_c^2}{g} \frac{h}{r_c} \rho_{em} \quad (70)$$

Teniendo en cuenta los valores de h y r_c obtenidos mediante las fórmulas (53) y (54), y con la velocidad periférica en la sección central u_c , dado por:

$$u_c = \sqrt{g \gamma R T_1 N_{M1c}} (\tan \alpha_{1c} + \tan \alpha_{2c}) \cos \alpha_{1c}$$

resulta:

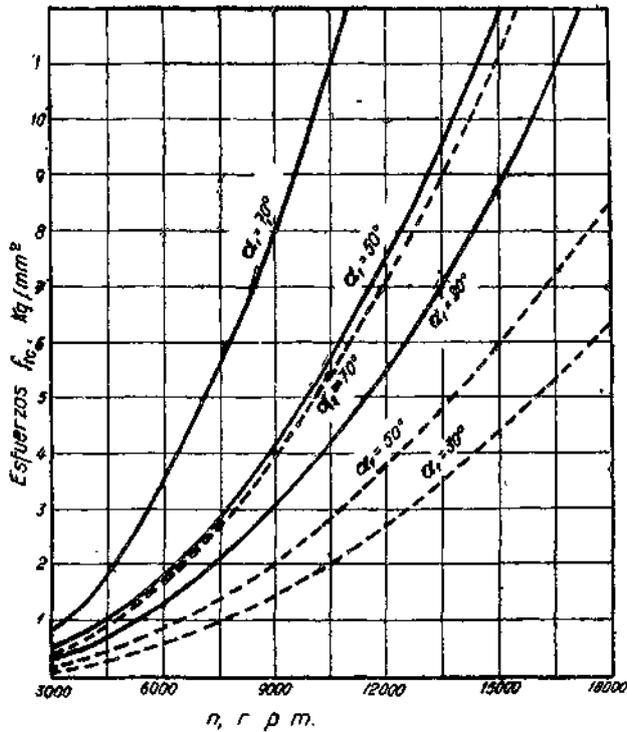
$$f_{tc} = \frac{G}{g} \frac{\rho_{em}}{\rho_e} \frac{\pi n^2}{1800 \sqrt{g \gamma R T_1 N_{M1c}}} \cos \alpha_{1c} \quad (71)$$

En la fórmula (70) se pone de manifiesto que los esfuerzos producidos por la fuerza centrífuga son proporcionales al cuadrado de la velocidad periférica (como ya podía esperarse) y a la relación h/r_c . Para un anteproyecto puede presentar mayor interés la fórmula (71), ya que en ella intervienen directamente el régimen y el gasto, variables esenciales en un proyecto; así como el número de MACH de entrada, otro parámetro esencial que puede fijarse independientemente entre ciertos límites, y, por último, el ángulo α_1 , que se relaciona inmediatamente a su vez con el ángulo α_2 , parámetro también de la mayor importancia.

En la figura 37 se han trazado las curvas que nos dan los esfuerzos centrífugos en función del régimen para distintos valores del gasto y del ángulo de entrada. En ella se han tomado.

$$T_1 = 288^\circ, \rho_{em} = 2750 \text{ Kg/m}^3$$

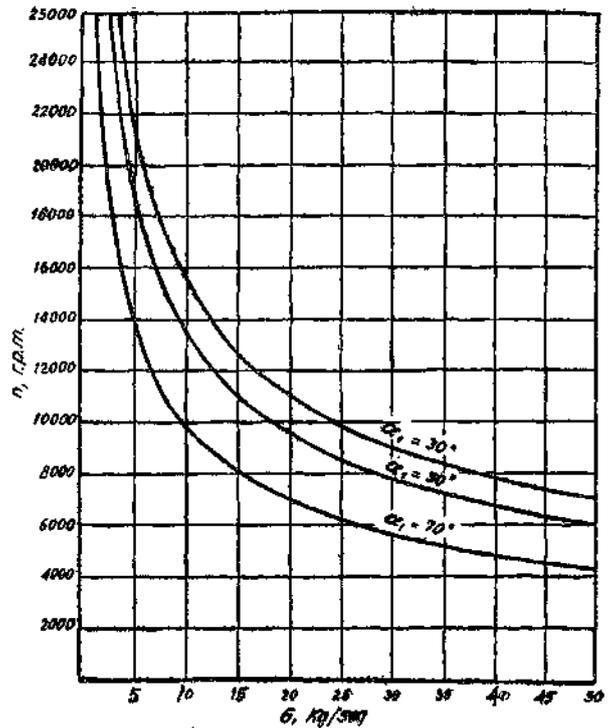
$$\rho_e = 1,225 \text{ Kg/m}^3 \text{ y } N_{M1c} = 0,7$$



Esfuerzos de tracción producidos por la fuerza centrífuga.
 ——— $G = 20 \text{ Kg/seg.}$
 - - - $G = 10 \text{ Kg/seg.}$

Fig. 37

El ser proporcionales los esfuerzos al gasto de aire y al cuadrado del régimen, resultará que si quieren mantenerse por debajo de un cierto valor, habrá que ir disminuyendo el régimen nominal con que se proyecte un compresor, a medida que sea



Variación del régimen del compresor con el gasto de aire para un esfuerzo constante de tracción centrífuga, igual a 5 Kg/mm^2

Fig. 38

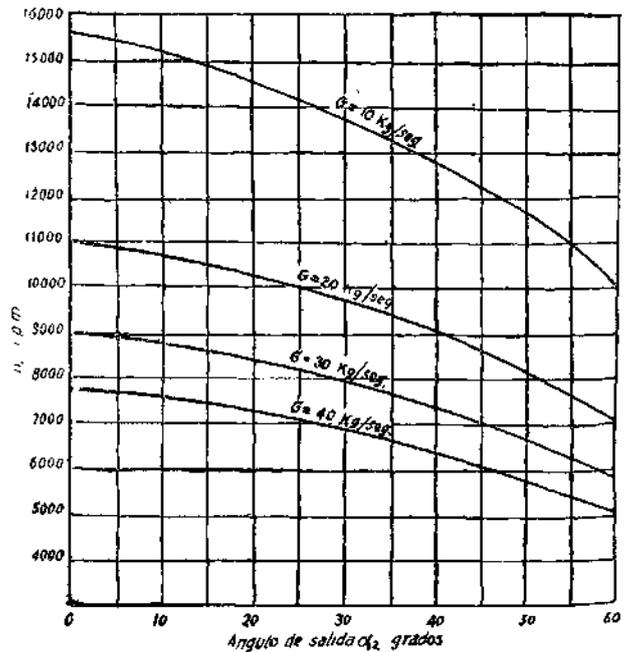


Fig. 39

mayor su gasto. Esta es una de las razones por las que el régimen de un compresor es función inversa de su tamaño.

En las figuras 38 y 39 se han puesto de manifiesto esta dependencia tomando unos esfuerzos constantes e iguales a 5 Kg/mm²; valor de un orden normal en álabes de aleación ligera.

Como los números de MACH de entrada suelen ser de un valor próximo a 0,7, y como la dependencia de los esfuerzos con el ángulo de entrada es de poca consideración, cuando éste no supera los 50°, puede tomarse un valor medio del factor que multiplica Gn^2 en la fórmula (71). Para álabes de aleación ligera ($\rho_{em} \approx 2.750$ Kg/m³), y para el primer escalón del compresor, que siempre resulta el más cargado desde el punto de vista de la fuerza centrífuga, y para el que puede tomarse $\rho_c \approx 1.225$ Kg/m³; se puede utilizar la siguiente fórmula, de gran sencillez:

$$f_{tc} = 2,5 \cdot 10^{-9} G n^2 \quad (G \text{ en Kg/srg; } n \text{ en r.p.m.; } f_{tc} \text{ en Kg/mm}^2) \quad (72)$$

que proporciona una estimación rápida de los esfuerzos, y que nos da bastante aproximación cuando el número de MACH de entrada es próximo a 0,7 y el ángulo α_1 no difiere mucho de los 50°.

ESFUERZOS DE FLEXIÓN PRODUCIDOS POR EL AIRE

El método que seguiremos será el de calcular los momentos flectores según las direcciones tangencial y axil, para después hallar sus componentes según los ejes principales de inercia.

En la primera parte de este trabajo ya se determinaron las fuerzas por unidad de altura que ejercía el aire sobre un álabe (fórmulas (1) y (2)). Denominándolas F_t y F_a , tenemos:

$$F_t = \frac{\rho_a}{g} V_a^2 (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \quad (73)$$

$$F_a = \frac{\rho_a}{2g} V_a^2 (\tan^2 \alpha_1 - \tan^2 \alpha_2) \quad (74)$$

Siendo:

$$F_a = F_t \frac{1}{2} (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) = F_t \tan \alpha_m$$

Es fácil comprobar que la fuerza tangencial por unidad de altura no depende de esta última magnitud, o sea, del radio del compresor.

Multiplicando y dividiendo por la velocidad periférica u en la fórmula (73), tenemos:

$$F_t = \frac{\rho_a V_a^2}{g} \frac{s}{u} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2)$$

El término s/u no es función del radio. Asimismo, la velocidad axil y la expresión $u (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2)$ tampoco dependen de él, tanto en los álabes de reacción constante como en los de torbellino libre.

El momento flector vendrá dado por:

$$M_t = \int_{r_b}^{r_v} F_t (r - r_b) dr = F_t \frac{h^2}{2} = \frac{\rho_a}{g} V_a^2 S_c (\tan \alpha_{1c} - \tan \alpha_{2c}) \frac{h^2}{2} \quad (75)$$

Como normalmente se refiere los parámetros a la sección central, los hemos indicado con el subíndice c en la fórmula anterior.

En cambio, la fuerza axil no es constante, ya que $\tan \alpha_m$ es función del radio. En los álabes de reacción constante, tenemos:

$$\tan \alpha_m = \frac{1}{2} \frac{u}{V_a} = \frac{1}{2} \frac{u_c}{V_a} \frac{r}{r_c} = \tan \alpha_{mc} \frac{r}{r_c}$$

Resultado para el momento flector:

$$\begin{aligned} M_a &= \int_{r_b}^{r_v} F_t \tan \alpha_m (r - r_b) dr = \\ &= \int_{r_b}^{r_v} F_t \tan \alpha_{mc} (r - r_b) \frac{r}{r_c} dr = \\ &= F_t \tan \alpha_{mc} \frac{h^2}{2} \left(1 + \frac{h}{b r_c} \right) \end{aligned} \quad (76)$$

que como vemos, puede expresarse en la forma:

$$M_a = F_t \tan \alpha_{mc} \frac{h^2}{2} \varphi_d \quad (77)$$

en la que φ_d , dado por:

$$\varphi_d = 1 + \frac{h}{b r_c} = 1 + \frac{hr}{b} \quad (78)$$

es un factor de distribución de cargas.

Resulta, por último:

$$M_a = \frac{\rho_a}{g} V_a^2 S_c (\tan \alpha_{1c} - \tan \alpha_{2c}) \tan \alpha_{mc} \frac{h^2}{2} \varphi_d \quad (79)$$

En los álabes tipo torbellino libre, de las fórmulas (47), (48), (49) y (50), que nos daban la variación radial de los ángulos, se deduce:

$$\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2 = (\tan \alpha_{1c} + \tan \alpha_{2c}) \left(2 \frac{r}{r_c} - \frac{r_c}{r} \right)$$

o sea

$$\tan \alpha_m = \tan \alpha_{mc} \left(2 \frac{r}{r_c} - \frac{r_c}{r} \right)$$

Tenemos, pues:

$$\begin{aligned} M'_a &= \int_{r_b}^{r_v} F_t \tan \alpha_m \left(2 \frac{r}{r_c} - \frac{r_c}{r} \right) (r - r_b) dr = \\ &= F_t \tan \alpha_{mc} \frac{h^2}{2} \left[\left(2 + \frac{h}{3 r_c} - \frac{2 r_c}{h} + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{r_c}{h} \left(\frac{2 r_c}{h} - 1 \right) \log \frac{1 + \frac{h}{2 r_c}}{1 - \frac{h}{2 r_c}} \right] \end{aligned} \quad (80)$$

que también puede ponerse en la forma:

$$M'_a = F_t \tan \alpha_{mc} \frac{h^2}{2} \varphi'_d \quad (81)$$

o bien:

$$M'_a = \frac{\rho_a}{g} V_a^2 (\tan \alpha_{1c} - \tan \alpha_{2c}) \tan \alpha_{mc} \frac{h^2}{2} \varphi'_d \quad (82)$$

siendo φ'_d otro factor de distribución, igual a:

$$\varphi'_d = 2 + \frac{hr}{3} - \frac{2}{hr} + \frac{1}{hr} \left(\frac{2}{hr} - 1 \right) \log \frac{1 + \frac{hr}{2}}{1 - \frac{hr}{2}} \quad (83)$$

función exclusiva de la relación $h_r = h/r_c$.

Pese a su aparente complejidad, puede comprobarse que este factor de distribución φ'_d tiende a valer la unidad cuando h_r tiende a cero, igual a como acontecía para φ_a .

En la figura 40 están representados ambos factores de distribución a partir del valor máximo posible, $h_r = 2$. En ella puede apreciarse que para valores normales de h_r , del orden de 1/5 o menores puede tomarse sin mucho error el factor de distribución igual a la unidad, especialmente en álabes de reacción constante.

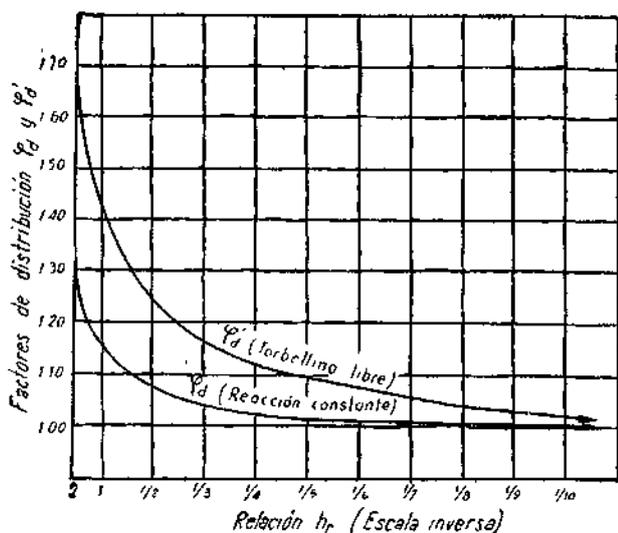


Fig. 40

Para el desarrollo inicial de un proyecto, puede tener mayor interés expresar los momentos flectores en función del régimen y del gasto, en forma análoga a como se efectuó para los esfuerzos centrífugos. Procediendo en la misma forma, resulta:

$$M_t = \frac{1}{7200 \rho_a g [g \gamma RT_1] N_{M1c}^2} \frac{\tan \alpha_{1c} - \tan \alpha_{2c}}{(\tan \alpha_{1c} + \tan \alpha_{2c})^2 \cos^2 \alpha_{1c}} S_c h^2 G^2 \quad (84)$$

$$M_a = \frac{1}{14400 \rho_a g [g \gamma RT_1] N_{M1c}^2} \frac{\tan \alpha_{1c} - \tan \alpha_{2c}}{(\tan \alpha_{1c} + \tan \alpha_{2c})} S_c h^2 G^2 \quad (85)$$

En las figuras 41 y 42 se representan estos momentos tangen-

ciales y axiles en función del régimen y del gasto de aire, habiéndose tomado unos datos de partida análogos a los utilizados en el cálculo del gráfico de la figura 37. Puede observarse que el gasto de aire presenta una mayor influencia en los momentos de flexión que en la fuerza centrífuga, ya que es cuadrática la primera dependencia, mientras que la segunda no es más que lineal.

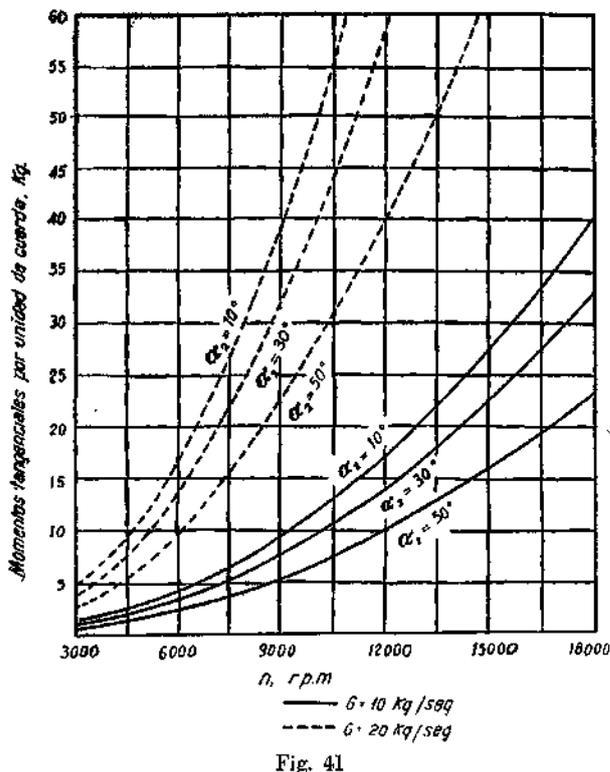


Fig. 41

Los momentos flectores, según los ejes principales de inercia, se calcularán proyectando los momentos tangenciales y axiles según dichos ejes (fig. 43). Tendremos:

$$M_{x_0} = -M_t \cos \Lambda - M_a \sin \Lambda \quad (86)$$

$$M_{y_0} = M_t \sin \Lambda - M_a \cos \Lambda \quad (87)$$

Para la notación de los momentos flectores se ha seguido la indicada por su vector. De acuerdo con los ejes dibujados en la figura 43, los momentos flectores según el eje X_0 serán positivos cuando tiendan a producir compresión en el intradós, mientras que los del eje Y_0 son positivos cuando provocan compresión en el borde de salida.

Los esfuerzos interesa determinarlos en el borde de salida, parte superior del trasdós y en el borde de ataque, como se indica en la figura 44. Vendrán dados por:

$$f_1 = \frac{M_{x_0} Y_1}{I_{x_0}} + \frac{M_{y_0} X_1}{I_{y_0}} \quad (88)$$

$$f_2 = \frac{M_{x_0} Y_2}{I_{x_0}} \quad (X_2 \approx 0) \quad (89)$$

$$f_3 = \frac{M_{x_0} Y_3}{I_{x_0}} + \frac{M_{y_0} X_3}{I_{y_0}} \quad (90)$$

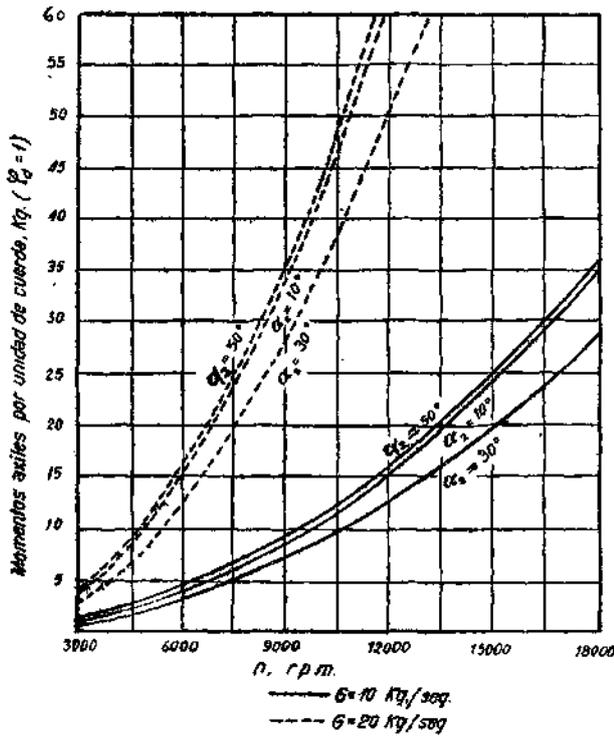


Fig. 42

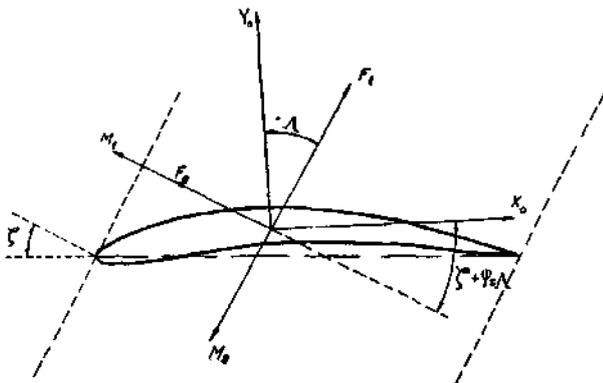


Fig. 43

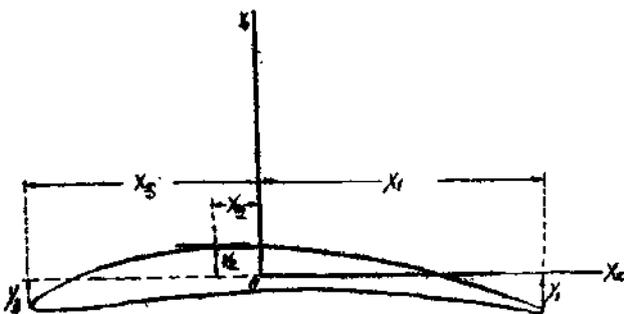


Fig. 44

El momento flector M_{x_0} es siempre mucho mayor en valor absoluto que el M_{y_0} . En efecto, en función del momento tangencial y en valores absolutos, se expresan del modo siguiente:

$$M_{x_0} = M_t (\cos \Lambda + \varphi_d \operatorname{tang} \alpha_{mc} \operatorname{sen} \Lambda)$$

$$M_{y_0} = M_t (\operatorname{sen} \Lambda - \varphi_d \operatorname{tang} \alpha_{mc} \cos \Lambda)$$

Ya sabemos que el factor de distribución φ_d es de valor próximo a la unidad. Por otra parte, el momento de inercia I_{y_0} es del orden de unas 500 veces mayor que el I_{x_0} , con lo cual resultan prácticamente despreciables los segundos términos de las fórmulas que nos daban los esfuerzos.

Los esfuerzos más peligrosos son los de tracción, ya que se suman con los producidos por la fuerza centrífuga. Generalmente, la parte más cargada es el borde de salida, pues suele ser bastante mayor la ordenada y_1 que la y_0 . El esfuerzo de compresión en la parte superior del extrados puede ser superior a ningún otro de tracción, pero resulta amortiguado por el efecto compensador de la fuerza centrífuga.

Los esfuerzos de flexión resultan ser inversamente proporcionales al cuadrado de las cuerdas. En efecto, en las fórmulas (84) y (85) hay que considerar que el paso s depende de la cuerda, pues al variar esta última debe mantenerse la relación s/c seleccionada, para lo cual habrá que modificar el número de álabes del escalón. Por tanto, los momentos flectores pueden expresarse en la forma siguiente:

$$M = \frac{s}{c} c n^3 G^2 f(N_{M1}, \alpha_2)$$

Por otra parte, las ordenadas y_i son proporcionales a la cuerda, y los momentos de inercia a la cuerda potencia de ella, viniendo dados en la forma:

$$y_i = \lambda i c \quad I_i = \mu_i c^4$$

Por tanto, para los esfuerzos resultará una expresión de la forma:

$$f_i = \frac{s/c n^3 G^2 \lambda_i f(N_{M1}, \alpha_2)}{\mu_i c^3} (\cos \Lambda + \varphi_d \operatorname{tang} \alpha_m \operatorname{sen} \Lambda)$$

Estos esfuerzos no son exactamente proporcionales al cuadrado del régimen o del gasto, pues al modificar cualquiera de estas variables cambia la altura del álabes (fórmula 54). Con ella varía el grado de curvatura de la sección de empotramiento, modificándose en consecuencia las ordenadas y momentos de inercia; es decir, que λ_i y μ_i dependen del régimen y gasto del compresor.

Expresando los momentos flectores en función de la altura (fórmulas 75 y 79), puede observarse que son proporcionales al cuadrado del alargamiento del álabes, o sea al cuadrado de la relación h/c . Valores de esta última magnitud del orden de 2 : 1, o ligeramente superiores, proporcionan unos esfuerzos de flexión fácilmente tolerables, aunque, como es natural, no es éste el único parámetro que ha de tomarse como criterio de diseño, pues hay varios otros que también influyen en los esfuerzos. En general, son admisibles esfuerzos de flexión de hasta unos 5 kilogramos/mm² en álabes de aleación ligera, y del orden del doble en los de acero.

MOMENTOS SECUNDARIOS DE FLEXIÓN PRODUCIDOS POR LA FUERZA CENTRÍFUGA

Cuando la resultante de las fuerzas centrífugas no pasa por el centro de gravedad de la base, producen un momento flector que puede compensar, en parte, el que provocan las fuerzas de presión del aire. Pero no es esto solamente lo que sucede, ya que, aunque dicha resultante pasa inicialmente por el centro de gravedad, en cuanto el álabe tienda a deformarse bajo la acción de los momentos flectores principales, aparece un momento flector secundario de la fuerza centrífuga que amortigua el principal.

Para estos cálculos solamente interesa considerar momentos flectores según el eje X_0 , o sea aquéllos que actúan sobre los momentos mínimos de inercia. Asimismo, también puede admitirse que en cualquier punto del álabe las fuerzas centrífugas son paralelas. De esta forma la resultante de ellas en cada sección pasa por su respectivo centro de gravedad.

El problema de la compensación de los momentos flectores principales es del mayor interés, por la posibilidad que lleva consigo de disminuir las cuerdas de los álabes, estando íntimamente relacionado con los fenómenos de vibración. Su análisis es realmente extenso, y en cierto modo complicado, saliéndose del alcance que hemos querido dar a este trabajo, por lo cual estimamos preferible indicar únicamente que basándose en la energía de deformación y aproximando la forma de la elástica del álabe mediante una función trigonométrica de la forma:

$$y = \delta \left(1 - \cos \frac{\pi}{2} \frac{z}{h} \right) \quad (\delta = \text{flecha en el vértice})$$

$(z = \text{eje vertical})$

y admitiendo algunas simplificaciones, puede llegarse a un estudio analítico y bastante completo del problema. Cuando se consideran álabes con momentos de inercia variables y con momentos flectores principales también variables, hay que recurrir a integraciones gráficas, o bien proceder por aproximaciones sucesivas.

Se llega a la conclusión de que los momentos secundarios producidos por la fuerza centrífuga compensan en gran manera los principales, y que basta una pequeña desviación de la línea de centros de gravedad de cada sección en sentido perpendicular al eje de inercia mínima para que se consiga una compensación total, con flechas en el vértice que no llegan a ser iguales al 1 % de la longitud del álabe.

Como es lógico, no debe pensarse en conseguir una compensación total de los momentos principales, entre otras cosas, porque éstos son proporcionales a la densidad del aire circulante, mientras que en los momentos centrífugos no dependen más que del régimen. Una compensación total al nivel del mar sería perjudicial cuando el avión volase a grandes alturas, ya que la densidad del aire ambiente habría disminuído considerablemente, no habiéndose conseguido más que cambien el signo de los momentos.

NOCIONES GENERALES DEL DIMENSIONADO DEL COMPRESOR

Cálculo de un escalón.—Juegos axiales y radiales.

Para el proyecto y dimensionado de un compresor siempre hay que partir de dos datos fundamentales que se imponen en todos

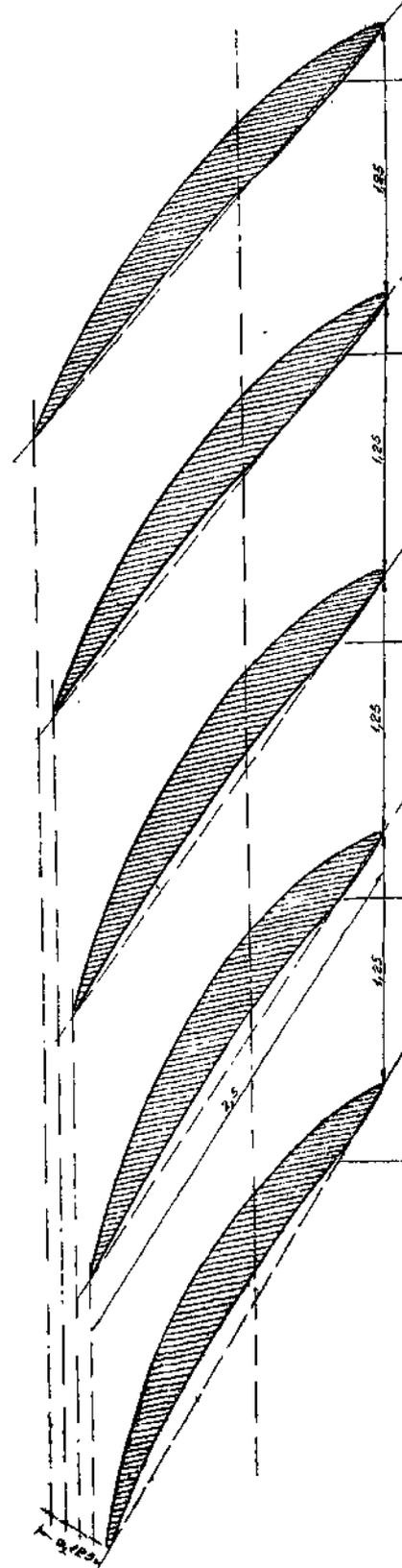


Fig. 45

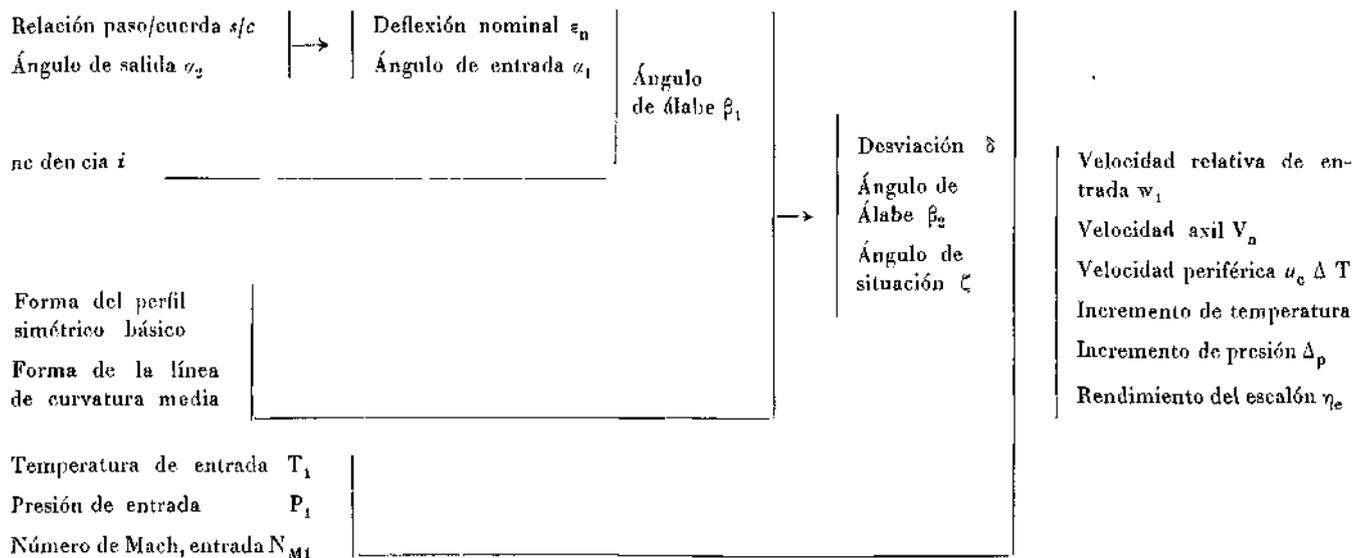
los casos. Nos referimos al gasto de aire y a la relación de compresión. Además de estos datos esenciales es norma general el que se impongan unas ciertas condiciones restrictivas o de preferencia. Por ejemplo, que el régimen del compresor no pase de un cierto valor, o que la sección frontal sea lo más pequeña posible, que el rendimiento sea máximo, etc., etc. Serán precisamente estas condiciones las que nos impongan los valores de los parámetros que determinan la forma geométrica y las características funcionales del compresor. Por esta razón es de gran importancia el análisis de la influencia general que ejercen cada uno de ellos en el comportamiento del compresor. Este estudio sería realmente muy extenso, pero pueden destacarse de él sus partes más importantes.

Vamos a referirnos al dimensionado completo de un compresor, o sea, al caso en que se proyectan incluso los álabes y, no se parte de unos ciertos tipos de ellos ya ensayados.

El proyecto de un compresor puede dividirse en dos partes: el cálculo de los escalones aisladamente, en los que se toman unas ciertas condiciones iniciales en cada uno y el del compresor completo, en el que se estudian la disposición más conveniente, número y forma de todo el conjunto de escalonamientos.

Refiriéndonos al dimensionado de un escalón considerado aisladamente, su estudio también puede dividirse en dos partes: primero, el de su sección central, para después elegir la variación radial más conveniente de la forma de los álabes.

El número de variables y la forma en que podrían efectuarse los cálculos en la sección central los resumimos en un cuadro que a continuación insertamos:



Los parámetros que hemos tomado como datos de partida en el cuadro anterior, vienen subordinados al proyecto general del compresor; unos impuestos como resultado del cálculo del escalón anterior, como acontece para los valores de la presión y la temperatura, y otros que pueden fijarse arbitrariamente, como el ángulo α_2 y la relación paso/cuerda, pero siempre dependientes del proyecto general. El número de MACH, de entrada N_{M1} , ya hemos visto que no puede considerarse de un modo absoluto como una variable independiente, ya que el número de MACH crítico depende de la forma y disposición de los álabes; pero como existe amplia libertad para tomarlo igual, menor o mayor que el valor que resulte para este último, lo hemos incluido por esta razón, entre las variables independientes.

Fijado el régimen y el gasto de aire en el proyecto general del compresor y una vez determinadas las velocidades axiales y periféricas, puede calcularse la altura de los álabes. A su vez, una vez seleccionado el tipo de torsión y forma constructiva de ellos, se calcula la cuerda y quedan por completo definidos en todas sus secciones.

El régimen es función del gasto de aire, o sea del tamaño del compresor; así como del ángulo de salida α_2 y del tipo de torsión que se haya elegido, todo ello con vistas a que los es-

fuerzos centrífugos no sobrepasen los límites permitidos, debiendo también considerarse que los regímenes bajos proporcionan unas relaciones h/D_0 demasiado pequeñas, sobre todo en los últimos escalonamientos. Por estas razones, aunque en el cálculo sucesivo de todos los escalones venga ya impuesto el régimen, éste ha de ser determinado precisamente en función de la forma y disposición de ellos, así como del gasto en peso de aire.

También debe advertirse que el número de MACH de entrada impone una condición restrictiva en el vértice de los álabes, no debiendo superarse demasiado con el su valor crítico.

Por esto algunas veces, y especialmente en los álabes largos y en los de tipo torbellino libre, deberá subordinarse el valor del número de MACH en la sección central al que resulte más conveniente en el vértice.

Además de todas las variables que hemos considerado hasta ahora, existen algunas otras que también influyen en el cálculo de los escalonamientos y en el proyecto del compresor. Son ellas los juegos axiales y radiales, el número de REYNOLDS y el grado de pulimento de las superficies.

Los juegos axiales o distancia entre hileras de álabes no tienen mucha importancia en las características funcionales del compresor. De hecho, se han efectuado diversos ensayos variando di-

chos juegos entre límites comprendidos entre 1/50 y 1/1 de la cuerda de los álabes, comprobándose que aún entre límites tan amplios las variaciones acusadas en los rendimientos o incrementos de presión eran notablemente escasas. En la práctica se utilizan valores comprendidos entre 1/6 y 1/2 de la cuerda.

La distancia entre los extremos de los álabes móviles y el carácter del compresor es lo que denominamos juegos radiales. Deben ser tan reducidos como permita la seguridad funcional del compresor, dependiendo en gran manera del grado de perfeccionamiento de que se dispone en la fabricación. En la práctica se utilizan valores comprendidos entre el 1 % y el 2 % de la longitud del álabe. Por encima de estos valores el coeficiente ζ de pérdida disminuye grandemente, decreciendo con él el incremento de presión y el rendimiento del compresor (fig. 46).

Todos los datos que hasta ahora hemos insertado sobre rendimientos, coeficientes de sustentación y resistencia, deflexión nominal, etc., etc., se refieren a álabes de compresores en los que su número de REYNOLDS sea igual o mayor a $3 \cdot 10^5$. Cuando los álabes tienen cuerdas muy pequeñas y si disminuye grandemente el valor citado, se alcanza una zona crítica en la que tiene una influencia bastante notable este número de REYNOLDS, especialmente en lo que concierne a los valores que han de adoptarse para la deflexión nominal (fig. 47). En general, pueden admitirse como válidos todos los datos insertados mientras los álabes tengan cuerdas superiores a unos 1,5 cms.

El grado de acabado de las superficies de los álabes tiene gran influencia en el comportamiento del compresor. Basta indicar que de tener unos álabes con sus superficies ásperas tal y como podrían quedar después de fundidos en arena, a que aquéllas se terminen con una fase de pulido, puede haber diferencias de hasta un 10 % en el rendimiento y en el incremento de presión.

El grado de acabado de las superficies de los álabes tiene gran influencia en el comportamiento del compresor. Basta indicar que de tener unos álabes con sus superficies ásperas tal y como podrían quedar después de fundidos en arena, a que aquéllas se terminen con una fase de pulido, puede haber diferencias de hasta un 10 % en el rendimiento y en el incremento de presión.

INFLUENCIA DE LOS PARÁMETROS FUNDAMENTALES

Puesto que el cálculo completo de un compresor se reduce a la suma del de todos sus escalonamientos, en ellos puede apreciarse la influencia que ejercen cada uno de los parámetros fundamentales en las características y actuaciones del compresor. A lo largo de este trabajo ya hemos ido destacando una gran parte de estas dependencias, por lo que aquí no haremos más que destacar las más importantes. En especial analizaremos la influencia de la forma de los álabes, relación paso/cuerda y ángulo de salida α_2 ; los tres parámetros que son por completo independientes y que pueden ser elegidos dentro de un ancho campo de variación.

FORMA DE LOS ÁLABES. TIPOS DE TORSIÓN

Entre los parámetros que afectan a la forma de los álabes pueden incluirse el tipo de torsión, la forma del perfil simétrico básico, la forma de la línea de curvatura media y la variación radial de las cuerdas.

Ya hemos hecho mención que tipos de perfiles se utilizan, así como las variaciones radiales más convenientes de las cuerdas. También ya se ha dicho que suelen utilizarse líneas de curvatura media circulares o parabólicas. Con este último tipo pueden conseguirse mayores valores de la deflexión y mejor comportamiento del compresor cuando se funciona con números de MACH elevados, pero sin que estas diferencias sean francamente notables.

El tipo de torsión de los álabes influye notablemente en el comportamiento del compresor, variando considerablemente sus características según que se utilicen de reacción constante o de tipo torbellino libre.

Los álabes de reacción constante producen un incremento de temperatura y presión mayor que con ningún otro tipo, viniendo a ser de unos 21° como término medio contra los 16° ó 17° que se consiguen con álabes tipo torbellino. Por esta razón, aunque tienen un rendimiento algo más reducido, con ellos se necesita un menor número de escalones para conseguir una relación de compresión dada. Por ejemplo, para obtener una relación de compresión de 4 : 1 se necesitan 8 escalones de reacción constante, mientras que harían falta 10 si se utilizasen álabes tipo torbellino libre. En cambio, debido a poder construir estos últimos con perfil variable, con grandes espesores en la raíz, y a que han de funcionar con menores velocidades periféricas, lo que

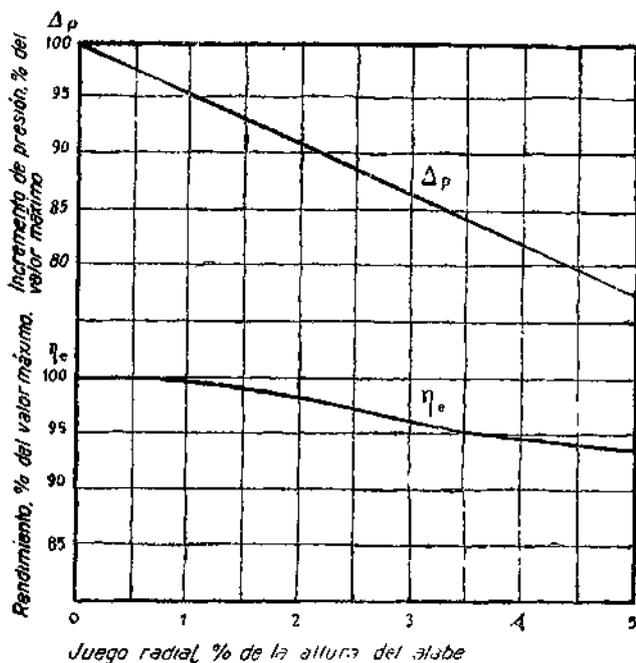


Fig. 46

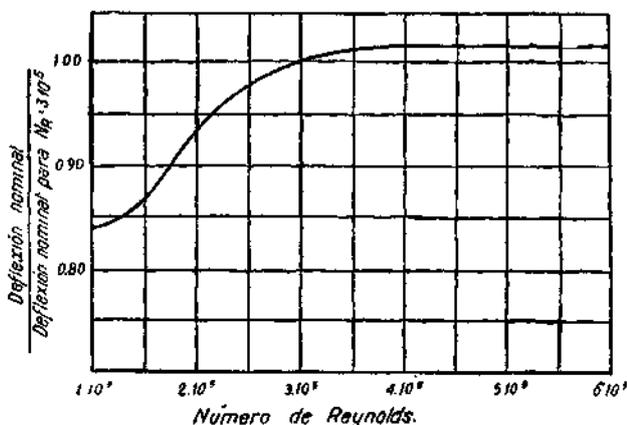


Fig. 47

se traduce en unas fuerzas centrífugas más reducidas, se consigue una notable disminución en sus cuerdas con relación a las de los álabes de reacción constante; pudiendo llegar a ser las primeras del orden de los 2/3 de las segundas. Debido a esto, y a pesar del mayor número de escalones, los compresores con álabes tipo torbellino pueden ser incluso más cortos que los de reacción constante, aunque con unas diferencias de poca consideración.

Por otra parte, y debido a su mayor número de MACH en la punta de los álabes, los compresores de reacción constante han de funcionar con un régimen más elevado alrededor de un 30 % mayor en compresores de unos 25 Kg/seg. de gasto de aire. Esto, si bien puede mirarse como un inconveniente bajo el punto de vista del trabajo de los cojinetes, representa, en cambio, otras mejoras de mucha mayor consideración, ya que se disminuye la sección frontal y la relación peso/potencia del motor.

Finalmente, mencionaremos que con álabes de reacción constante ha de ser más cuidadosa la fabricación, y con una tolerancia más estrecha para los juegos radiales. En cambio, bajo el punto de vista constructivo, los álabes tipo torbellino presentan el inconveniente de la necesidad de instalar un mayor número de ellos, tanto porque hay más escalones como porque en cada uno de ellos hay que fijar más álabes al ser de menor cuerda.

Los álabes tipo semi-torbellino tienen propiedades intermedias, y en la práctica son los que se utilizan con preferencia, debido al hecho de que los dos tipos principales de álabes se reparten casi mitad por mitad las ventajas e inconvenientes.

RELACIÓN PASO/CUERDA Y ÁNGULO α_2

La relación paso/cuerda y el ángulo α_2 son dos parámetros de los que puede disponer libremente el proyectista, aunque en cierto modo se relacionen indirectamente los valores de uno y otro.

Las relaciones pequeñas s/c mejoran el incremento de temperatura (fig. 48) y hasta ciertos límites el rendimiento del escalón; pero éste puede llegar a disminuir notablemente si aquéllas llegasen a ser demasiado pequeñas. Por otra parte, cuando se utilizan relaciones s/c reducidas, aumenta considerablemente el número de álabes y se hace más difícil la sujeción en su raíz. En la práctica suelen utilizarse relaciones paso/cuerda comprendidas entre 0,6 y 1 : 1.

El ángulo de salida α_2 es el parámetro que tiene un mayor campo posible de variación, utilizándose en la práctica valores comprendidos entre 0 y 60°. Tiene una influencia preponderante en los valores de las velocidades axiales y periféricas (figura 49), en las que también influye la relación s/c.

El rendimiento del escalón es también función del ángulo de salida. En la figura 50 está representada esta dependencia para distintos valores de la relación paso/cuerda. Puede observarse en ella que los valores máximos del rendimiento se presentan en las proximidades de $\alpha_2 = 30^\circ$, aunque con valores pequeños de la relación paso/cuerda las variaciones de rendimiento son de escasa consideración.

En las curvas características del compresor, o funciones $\eta = f(n, G)$ y $p_2/p_1 = f(n, G)$, también tiene influencia el ángulo de salida. Valores pequeños de este ángulo produce el efecto de hacer las curvas más aplanadas, factor de bastante importancia en los compresores axiales, como veremos más adelante. En cam-

bio, con estos valores reducidos de α_2 , el rendimiento máximo se presenta en las proximidades del límite de inestabilidad.

Finalmente, indicaremos que, a través de las velocidades, de-

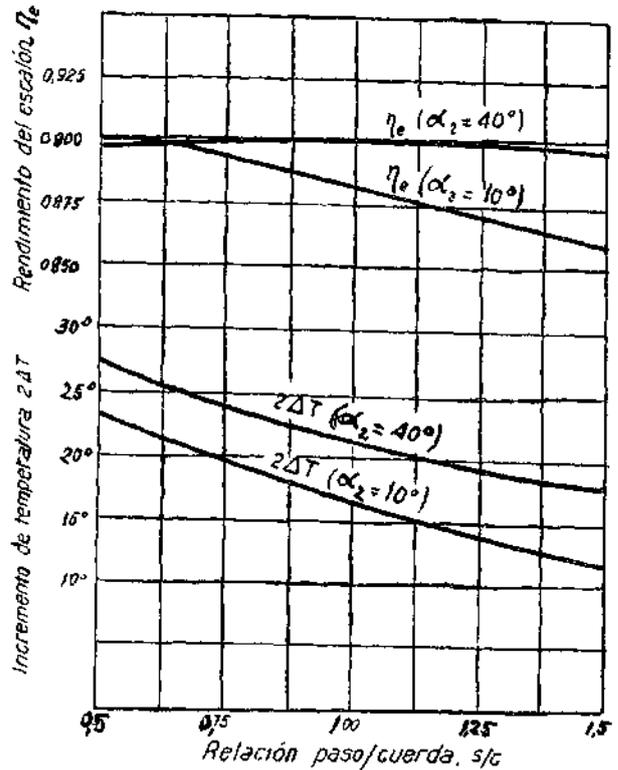


Fig. 48

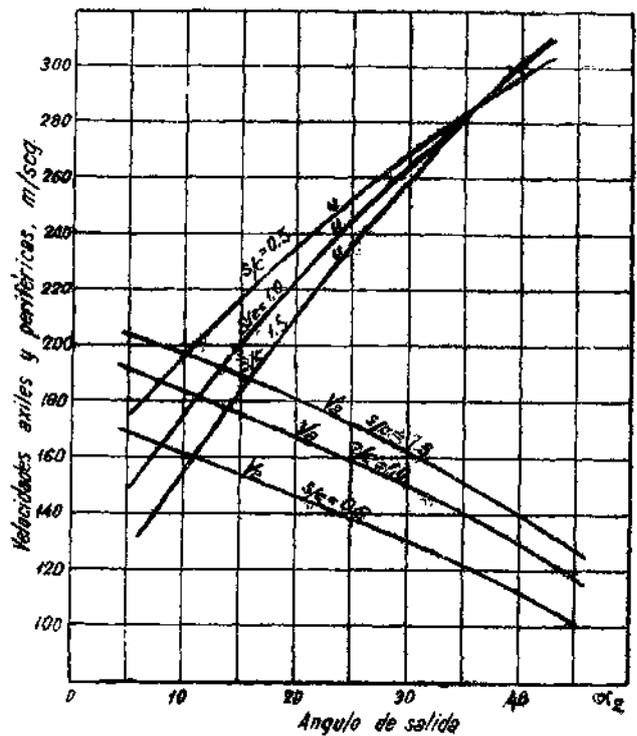


Fig. 49

flexión y ángulo α_2 , todas las variables y parámetros característicos del compresor son función de α_2 . En las figuras 51 y 52, en las que se ha tomado $NM_1 = 0,7$ y $s/c = 1$, están representadas las curvas de variación de los parámetros de mayor interés que caracterizan el compresor. En la primera se ha fijado el régimen para la determinación del diámetro central, mientras que en la segunda se han efectuado los cálculos para altura constante de los álabes.

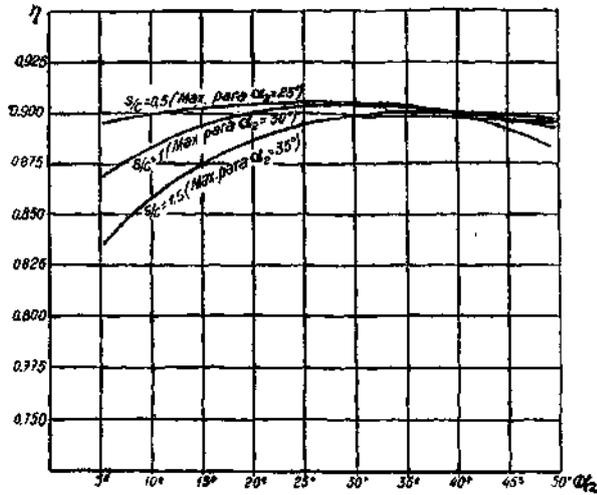


Fig. 50

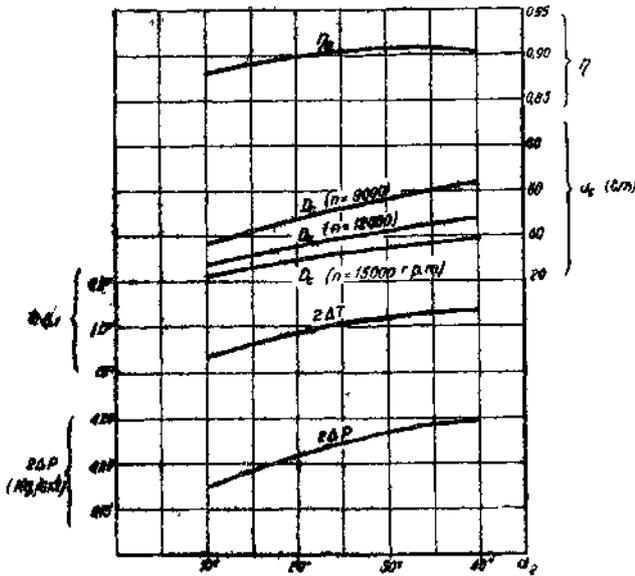
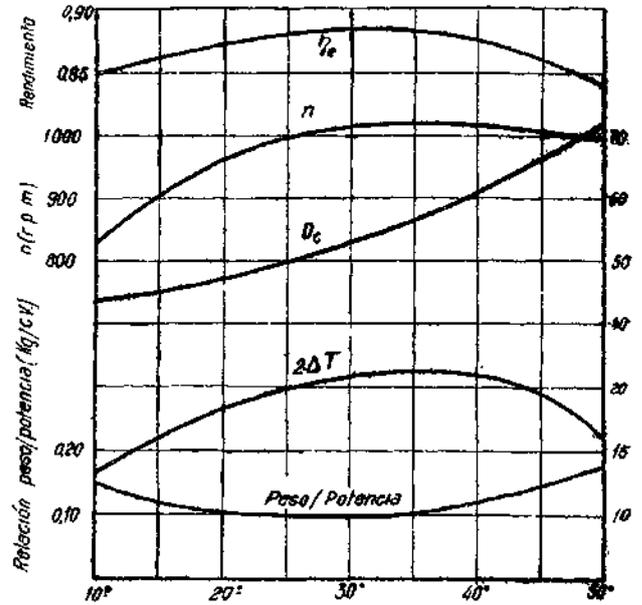


Fig. 51

De la observación de las citadas figuras puede deducirse la conclusión de que los valores pequeños del ángulo α_2 son los mejores desde el punto de vista de la sección frontal; los valores medios proporcionan los mayores rendimientos y las mejores relaciones peso/potencia; mientras que con valores altos de dicho ángulo puede conseguirse un mayor incremento de temperatura en el escalón.



Influencia del ángulo de salida en las características del compresor, para $G=20 \text{ kg/seg. } h=7 \text{ cm. } s/c=1$

Fig. 52

ORGANIZACIÓN DEL COMPRESOR

El cálculo y diseño de un compresor completo es un problema realmente laborioso y de difícil ejecución, que siempre habrá de completarse con numerosos ensayos. Los últimos escalones son los de cálculo más complicado, ya que en ellos es necesario utilizar los datos y resultados que se han ido estimando de los escalones anteriores, con el inconveniente de la acumulación de errores.

Dentro de la disminución general de sección transversal, que forzosamente ha de producirse desde la entrada a la salida, puede haber cuatro tipos de compresores (fig. 53). En el tipo (a), o compresor ascendente, el diámetro central aumenta progresivamente, incrementándose en forma análoga la velocidad periférica. Desde el punto de vista aerodinámico ésta es la solución más correcta. Hay que tener en cuenta que al ir aumentando gradualmente la temperatura dentro del compresor, las velocidades del

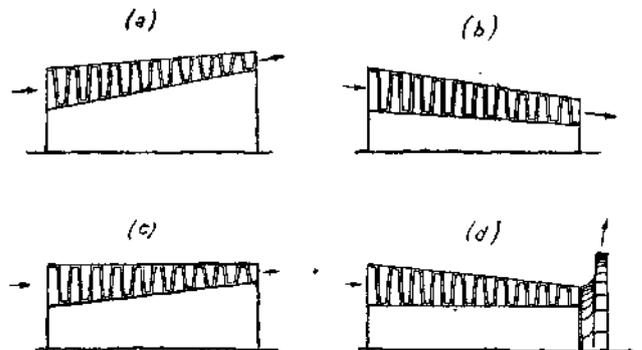


Fig. 53

sonido también aumentan, y, por tanto, los números de MACH disminuyen a menos que se incrementen las velocidades de circulación. Por esta razón, resulta conveniente esta forma de compresor, aprovechándose al máximo las posibilidades de aumentar los saltos de temperatura y presión. El inconveniente de este tipo de compresor es que en sus últimos escalones habrá de ser forzosamente muy pequeña la relación entre la altura de los álabes y el diámetro del compresor, y ya se ha indicado que esto puede

de igual longitud de cuerda, dimensionado cada grupo con los requerimientos de su respectivo primer escalón.

Ya hemos indicado que los álabes pueden fabricarse de aleación ligera o de acero. Con este último material las cuerdas son considerablemente menores, resultando el compresor bastante más corio e incluso de menor peso, condicionado esto último a que se continúe utilizando aleación ligera para el cárter y el rotor. Con álabes de acero pueden admitirse esfuerzos totales en la sección de empotramientos de hasta unos 30 Kg/mm², contra los 10 Kg/mm², que aproximadamente pueden tolerarse en álabes de aleación ligera. Además, los primeros tienen una vida ilimitada, mientras que los segundos acaban siempre rompiendo por fatiga alternativa. El inconveniente de los álabes de acero es que, como es natural, resulta el compresor más caro y se necesitan un mayor número de horas para su fabricación, razón por la cual son más frecuentes los álabes de aleación ligera, bien fundidos o estampados, y mecanizados.

Finalmente, indicaremos que resulta conveniente dimensionar el compresor para que sus primeros escalonamientos tengan una gran velocidad de circulación axial, mientras que en los últimos se va amortiguando poco a poco dicha velocidad. Esto puede conseguirse modificando gradualmente los ángulos de salida de los álabes, con valores pequeños al principio y mayores al final. De esta manera se reduce la sección frontal del compresor y no se necesita apenas difusor para amortiguar la velocidad de salida.

Desde el punto de vista constructivo de su armazón los compresores pueden clasificarse en tipos de tambor y tipos de discos. En la figura de la primera parte estaba representado un compresor de construcción en tambor. Con frecuencia se utilizan tipos mixtos, como en el caso del compresor de la turbohélice Mamba (fig. 2 de la primera parte).

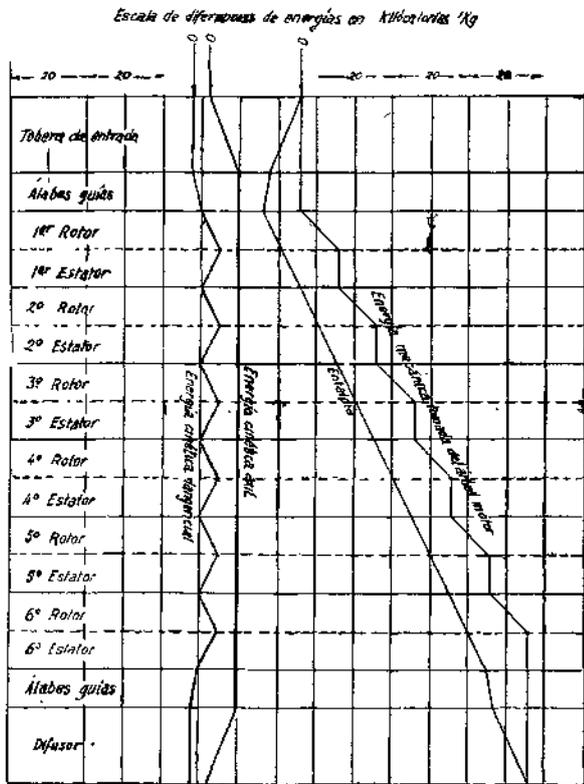


Fig. 54

dar lugar a disminuciones en el rendimiento del escalón. Por otra parte, son de construcción algo más laboriosa que los de cárter exterior de forma cilíndrica.

Teniendo en cuenta lo que acabamos de decir, el tipo (b) ha de ser de malas características aerodinámicas. Su única ventaja estriba en que se mantienen valores altos de la relación h/D_c a todo lo largo del compresor.

El tipo (c), de cárter cilíndrico, es el que con más frecuencia se utiliza en la práctica. El tipo (d), de rotor cilíndrico, resulta más conveniente cuando detrás del compresor axial ha de ir instalado otro centrífugo (turbohélice Bristol Thesus).

Como la altura de los álabes va disminuyendo, en teoría vendría que las cuerdas fuesen decreciendo progresivamente en una forma análoga, ya que de esta forma, manteniendo los esfuerzos constantes, se disminuirá la longitud total del compresor. No obstante esta ventaja, en la práctica no es frecuente dimensionar las cuerdas de esta manera, ya que resultaría mucho más costosa y larga la fabricación de los álabes. Lo que se suele hacer es distribuir el compresor en dos o tres grupos de álabes

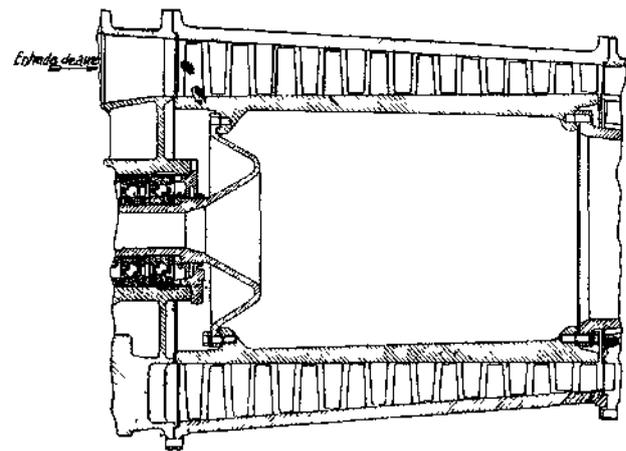


Fig. 55

CONCLUSIONES. COMPARACIÓN DE LOS COMPRESORES AXILES Y CENTRÍFUGOS

Dos ventajas fundamentales tiene el compresor axial en comparación con el centrífugo. Son ellas su mejor rendimiento y su mucho más pequeña sección frontal. La primera es importante en cualquier tipo de instalaciones que se utilice, mientras que la segunda es esencial en su aplicación a los motores de aviación. Basta mencionar que en los turboreactores que utilizan compresor axial se consiguen cerca de 30 Kg. de empuje por dm² de área

frontal, contra los 16 ó 18 Kg/dm² de los turboreactores con compresor centrífugo, aunque este último sea de dos caras activas.

Como inconveniente de los compresores axiales debe citarse su fabricación, que es notablemente más larga y costosa. Por otra parte, su proyecto es mucho más difícil, mientras que en los compresores centrífugos fácilmente se consiguen buenas características, sin tener que «afinar» mucho en su diseño.

Otro inconveniente de los compresores axiales es que sus curvas funcionales son de mayor pendiente (figs. 56 y 57), es decir, que pierden rápidamente características cuando se apartan de

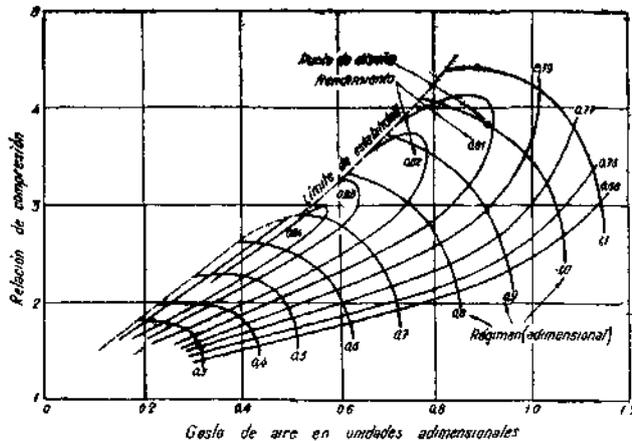


Fig. 56

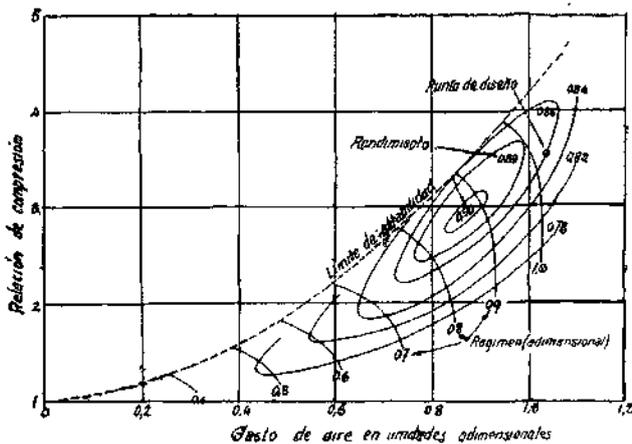


Fig. 57

su punto nominal de funcionamiento, fenómeno que es bastante menos marcado en los centrífugos.

Por último, indicaremos que los compresores axiales son más sensibles a los deterioros que los centrífugos, y que, cuando se instalan en aviones, están mucho más expuestos a la formación de hielo en sus primeros escalones, con efectos notablemente perjudiciales, que podrían dar lugar a la total pérdida de características del compresor.

Ha sido incesante el progreso del compresor axial. Prueba de ello es que en los primeros tipos de turboreactores, con excep-

ción de los fabricados en Alemania, se utilizaba exclusivamente el compresor centrífugo. En cambio, hoy día, de unos 50 prototipos de turboreactores y turbohélices que existen en la actualidad, más del 60 % utilizan el compresor axial. El progreso en la técnica de su diseño y las mejoras introducidas en los procesos de su fabricación han hecho posible este rápido desarrollo. Actualmente se trabaja en el diseño de compresores con álabes orientables, con lo cual podrá conservarse su magnífico rendimiento en cualesquiera condiciones de trabajo, ventaja importantísima para sus aplicaciones al transporte terrestre, en el que es una característica normal el trabajar en condiciones variables de funcionamiento.

REFERENCIAS

- (1) A. I. PONOMAROFF: «Principios fundamentales del compresor axial». El Ingeniero Westinghouse, enero 1948.
- (2) A. R. HOWELL: «Fluid Dynamics of Axial Compressors». The Inst. of Mech. Engineers Proceedings, 1945. Vol. 153.
- (3) A. R. HOWELL: «Desing of Axial Compressors». The Inst. of Mech. Engineers Proceeding. 1945. Vol. 153.
- (4) A. D. S. CARTER: «Three-Dimensional Flow Theories for Axial Compressors and Turbines». The Inst. of Mech. Engineers Proceeding, 1948. Vol. 159.
- (5) J. T. SINNETTE, O. W. SCHEY y K. J. AUSTIN: «Performance of N. A. C. A. Eight-Stage Axial Flow Compressors Designed on the Basis of Airfoil Theory». Report NACA, núm. 758.
- (6) J. T. SINNETTE: «Increasing the Range of Axial Flow Compressors by Use of Ajustable Stator Blades». Journal of the Aeronautical Sciences, mayo 1947.
- (7) J. R. WESKE: «Fluid Dynamics Aspects of Axial Flow Compressors and Turbines». Journal of the Aeronautical Sciences, noviembre 1947.
- (8) S. M. BOGDONOFF: «N. A. C. A. Cascade Data for the Blade design of High-Performance Axial Flow Compressors». Journal of the Aeronautical Sciences, febrero 1948.
- (9) E. L. WATTENDORF: «High-Speed Flow Through Cambered Rotating Grids». Journal of the Aeronautical Sciences, abril 1948.
- (10) K. CHRISTIANI: «Experimentelle Untersuchung eines Tragflügel profile bei Gitteranordnung». Luftfahrtforschung, 27 agosto 1928.
- (11) A. R. HOWELL: «Aerodynamics of the Gas Turbines». The Journal of the Royal Aeronautical Society, junio 1948.
- (12) W. MERCHANT: «Flow of an Ideal Fluid Past a Cascade of Blades». Report and Memoranda, núms. L890 y L893.
- (13) L. S. MARKS y T. FLINT: «The design and performance of a High-Pressure Axial-Flow Fan». A. S. M. E. Trans., A. E. R., 57-1, vol. 57, núm. 7, octubre 1935 (discusión en A. S. M. E. Trans., vol. 58, núm. 3, abril 1936).
- (14) R. G. HARRIS y R. A. FAIRTHORNE: «Wind Tunnel Experiments with Infinite Cascades of Acrofoils». Report and Memoranda, núm. 1.206.
- (15) H. T. ADAMS: «Elements of Internal Combustion Turbine Theory». Cambridge University Press London, 1949.
- (16) W. H. LINDSEY: «The Development of the Armstrong Siddeley Mamba Engine». Journal of the Royal Aeronautical Society, febrero 1949.
- (17) D. M. SMITH: «The Development of an Axial Flow Gas Turbine for Jet propulsion». The Institution of Mechanical Engineers, enero 1947.
- (18) F. W. GODSEY: «Gas Turbines for Aircraft». Mc. Graw-Hill Book, New York, 1949.

II TURBINAS DE GAS

ANTECEDENTES.

Se entiende por turbina de gas aquel tipo de turbina que trabaja con un ciclo de presión constante, o ciclo de Brayton, recibiendo la energía de un chorro continuo de gases con elevada temperatura procedentes de la combustión de un líquido o combustible cualquiera.

La primera patente de este tipo de máquinas data del año 1791, siendo su inventor el inglés John Barber. El primer intento serio de fabricación fué realizado por la Société Anonyme des Turbomoteurs en París, en el año 1905, quienes construyeron una turbina de unos 80 CV de potencia, trabajando con una gran refrigeración mediante inyección de agua. Era un motor de gran peso y tamaño, proporcionando un rendimiento de algo menos del 3 %.

Desde aquellos años se conocían las ventajas teóricas que reportaría la turbina de gas en comparación con la de vapor, pues con la supresión de calderas, condensadores, etc., resultaría mucho más sencilla y podría obtenerse considerablemente más potencia para un mismo peso. Con tres inconvenientes principales se encontraron los primeros proyectistas de turbinas de gas. El más importante lo constituía las elevadas temperaturas que habían de soportar las cámaras de combustión y álabes de la turbina; por otra parte, la gran potencia que se necesitaba para la compresión, unido a los bajos rendimientos orgánicos que obtenían, daban lugar a que apenas si se obtuviese potencia útil. Orientadas en el sentido de la superación de estas dificultades fueron las turbinas Westinghouse (1912), Bischof, Baetz, Neznst, Maag, etc., etc. Merece especial mención la turbina Holzwarth (1905), trabajando en ciclo de volumen constante y con una intensa refrigeración por agua, cuya primera unidad experimental fué construída por la casa Kötting en Hannover en 1908. Con las patentes de Holzwarth, las casas Thyssen y Brown Boveri fabricaron durante los años 1914 a 1927 varios tipos de turbinas, aunque ninguna llegó a funcionar de un modo continuo. En 1928 la casa Brown Boveri fabricó una turbina de gas conservando la idea de Holzwarth, que fué instalada en una fábrica alemana de acero, donde estuvo funcionando hasta 1933. Visto el buen resultado de ella se construyó otra en Mannheim de 5 000 CV de potencia.

Los trabajos de la casa Brown Boveri, en conexión con las patentes de Holzwarth, dieron también por resultado el desarrollo del generador de vapor Velox, el cual lleva como sistema auxiliar una turbina de gas que mantiene la combustión bajo presión. Este sistema auxiliar del generador Velox dió origen a que se volviera a las turbinas con combustión a presión constante.

En su aplicación a motores de aviación deben destacarse principalmente los trabajos del Comodoro F. Whittle en Inglaterra, quien patentó su primera turbina de gas en el año 1930. Contando con alguna ayuda privada, fundó en el año 1936 la Sociedad Power Jets Ltd., a la que en el año 1937 comenzó a prestarle ayuda oficial el Ministerio del Aire inglés. Esta sociedad construyó su primer motor en el año 1938, que sufrió la rotura de la turbina después de cinco horas de prueba. En 1941, el avión Gloster E. 28 voló impulsado por el motor Whittle W-1X, y

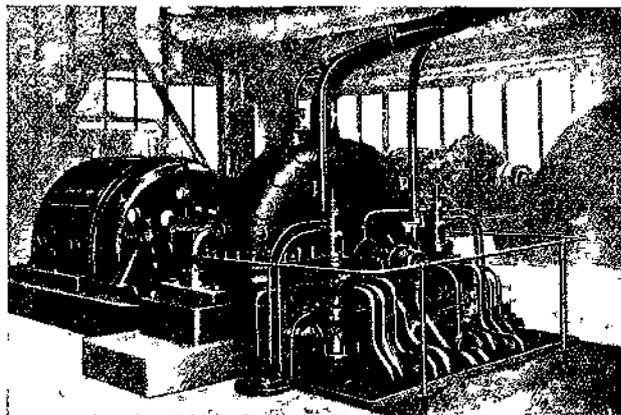


Fig. 1.—Turbina Holzwarth.

a partir de esta fecha se inició un gran desarrollo de estos motores, de los que se derivan todos los turbo reactores construídos en la actualidad en Inglaterra y los Estados Unidos.

Paralelamente a los trabajos de Whittle, también se fueron desarrollando importantes investigaciones sobre las turbinas de gas, en su aplicación a la aviación, en Alemania. Las casas Junkers, B. M. W., Hemkel e Hirth proyectaron y construyeron gran número de turbo reactores, que equiparon diversos tipos de aviones de combate a fines de la última guerra.

El cálculo de una turbina de gas difiere notablemente del de una de vapor, especialmente cuando la turbina de gas está destinada a utilizarse en un turbo reactor. En ellas, las velocidades periféricas son mucho más grandes, obteniéndose también mucha mayor potencia por escalón.

La necesidad de obtener altos rendimientos, junto con la utilización de álabes más largos, ha hecho que en las turbinas de gas adquiera primordial importancia la torsión de los álabes, profundizándose mucho más en el estudio aerodinámico de la corriente de los gases en su paso a través de los álabes. Asimismo no se emplean, en absoluto, las clásicas toberas convergentes-divergentes de las turbinas de vapor, ni los perfiles que se utilizan se parecen a los de ellos (fig. 5), ya que se proyectan los álabes con secciones más parecidas a los perfiles de ala.

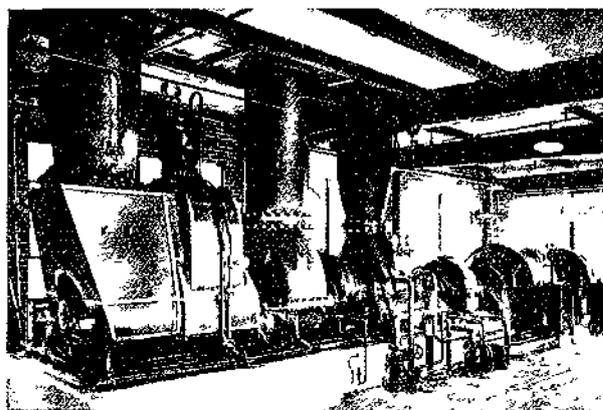


Fig. 2.—Turbina de gas de la "Houdry Oil Refinery Process", Philadelphia, U. S. A.

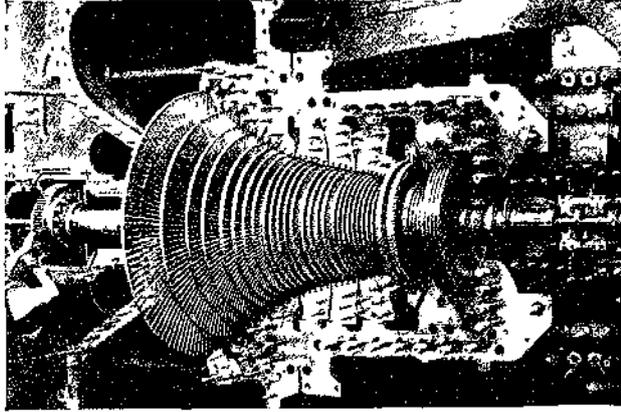


Fig. 3.—Turbina típica de vapor de cárter único.

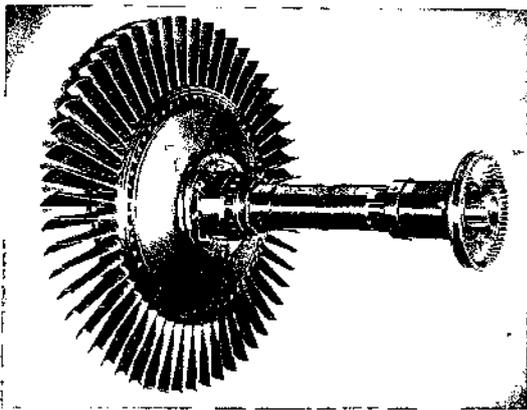
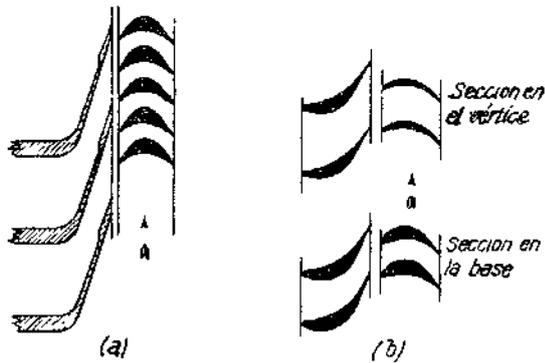


Fig. 4.—Turbina de gas de un solo escalón y de 10.000 CV. de potencia.



a) Turbina de acción de vapor (Sección constante en todos los radios)

b) Escalonamiento típico de una turbina de gas (Acción en la base)

Fig. 5.—Comparación de dos escalonamientos típicos en las turbinas de vapor y de gas.

Por otra parte, el hecho de que haya de aprovecharse directamente la energía cinética residual después de la turbina, en vez de constituir una pérdida, hace que el proyecto haya de subordinarse en muchos aspectos a este requerimiento primordial.

Finalmente, indicaremos que las elevadas temperaturas con que funcionan los álabes es una cuestión esencial en el proyecto de la turbina, viniendo impuestos muchos factores por la necesidad de obtener temperaturas lo más reducidas posibles en los álabes móviles, y especialmente en su raíz.

Esta misma cuestión lleva unida consigo el problema metalúrgico, imponiendo la necesidad de la utilización de materiales con elevadas características de resistencia a la deformación en caliente, y a la corrosión de los gases; problema metalúrgico que ha ido unido, y que seguirá yendo, con la historia y desarrollo de la turbina de gas.

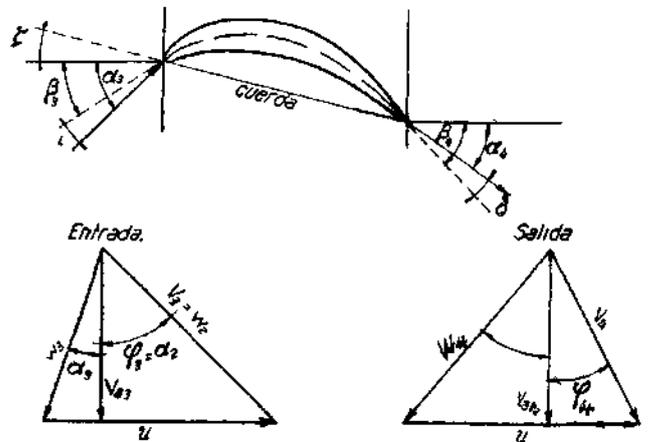
TURBINAS

Notación.

En general, se seguirá una notación análoga a la utilizada en el caso de los compresores axiales, con las diferencias siguientes: 1 y 2 indicarán entrada y salida en el estator, mientras que 3 y 4 entrada y salida en el rotor. El subíndice 0 expresará las condiciones del punto de remanso.

Además de la designación ya establecida de ángulos y velocidades, se utilizarán las variables siguientes:

- k_p, K'_p, Q_p, Q'_p = coeficientes de utilización de potencia.
- η_{is} = rendimiento adiabático del estator.
- η = rendimiento adiabático del rotor.
- η_m = rendimiento mecánico.
- ξ = coeficiente de pérdidas intersticiales.
- η_n = rendimiento politrópico de la expansión.
- η_a = rendimiento adiabático de la expansión.
- ΔH_c = salto de entalpía necesario para la compresión.
- ΔH_{Ti} = salto de entalpía ideal o teórico de la turbina.
- ΔH_{Tr} = salto de entalpía real.



Notación y triángulos de velocidades, representándose en estos los ángulos con su signo positivo

Fig. 6

ECDACIONES GENERALES. GRADO DE REACCIÓN.

De acuerdo con los principios fundamentales ya expuestos en el cálculo de los compresores axiales, podemos escribir directamente las ecuaciones siguientes:

$$\tau_p = \frac{u}{g} (V_3 \text{ sen } \varphi_3 - V_4 \text{ sen } \varphi_4) = \frac{u}{g} (V_{a4} \tan \alpha_4 - V_{a3} \tan \alpha_3) = \frac{V_3^2 - V_4^2}{2g} + \frac{w_4^2 - w_3^2}{2g} \quad (1)$$

$$P = C \tau_p = \frac{G u}{g} (V_3 \text{ sen } \varphi_3 - V_4 \text{ sen } \varphi_4) \quad (2)$$

$$J (H_3 - H_4) = \frac{w_4^2 - w_3^2}{2g} \quad (3)$$

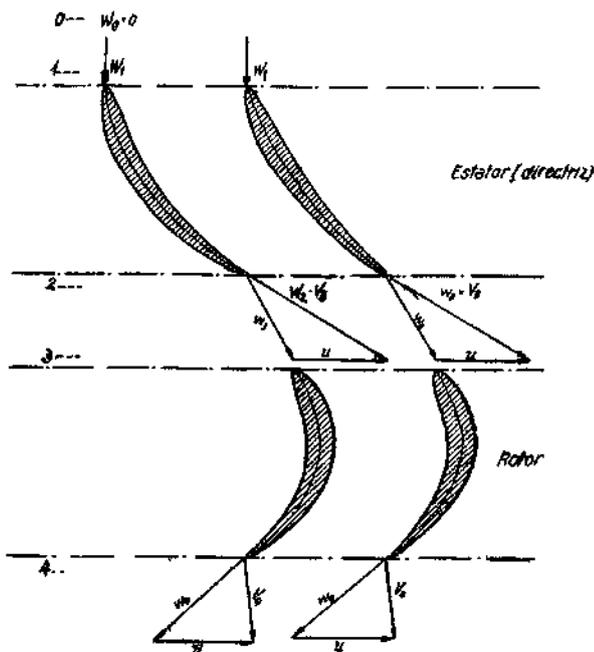


Fig. 7.—Escalón típico, con su notación, de una turbina de gas.

$$J (H_1 - H_2) = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \quad (w_2 = V_3) \quad (4)$$

$$J (H_1 - H_4) = \tau_p + \frac{V_4^2 - V_1^2}{2g} = \frac{V_3^2 - V_1^2}{2g} + \frac{w_4^2 - w_1^2}{2g} \quad (5)$$

$$GR = \frac{H_3 - H_4}{H_1 - H_4} = \frac{w_4^2 - w_3^2}{V_3^2 - V_1^2 + w_4^2 - w_3^2} \quad (6)$$

En la mayoría de los casos es despreciable la velocidad V_1 frente a los demás, por lo cual, con frecuencia supondremos $V_1 = 0$, y a este estado de remanso lo distinguiremos con el subíndice 0. La velocidad axial es esencialmente variable en la directriz o estator, pero en el rotor podrá tomarse casi siempre $V_a = cte$.

TIPOS DE TURBINAS.

Aunque debido a la necesaria torsión de los álabes, el grado de reacción en una turbina de gas es esencialmente variable con el radio; refiriéndonos al diámetro medio vamos a estudiar qué tipos son los que se utilizan, así como sus ventajas e inconvenientes.

Dos clases de turbinas, en cuanto al grado de reacción se refiere, se utilizan en la práctica, que son las de acción y las de 50 % de reacción o simétricas.

Las turbinas de acción puras son incompatibles con la torsión de los álabes, por lo cual, aunque las denominemos a veces de acción, en realidad tienen un grado de reacción del orden del 15 ó 20 % en el diámetro medio. Este es el tipo de turbina universalmente adoptado, y a él nos referiremos casi exclusivamente.

Únicamente en los Estados Unidos, y en algunos turborreactores o turbohélices de compresor axial que funcionan con un gran gasto de aire en relación con su sección frontal, se proyectan las turbinas con un 50 % de reacción. En cambio, en Inglaterra y todos los demás países europeos, se utiliza la turbina de muy pequeño grado de reacción.

Despreciando de momento las pérdidas que se producen en la directriz y en los álabes móviles, la potencia suministrada por una turbina de acción puede ponerse en la forma siguiente:

$$P = 2 \frac{u G}{g} (V_3 \text{ sen } \varphi_3 - u) \quad (w_3 = w_4) \quad (7)$$

Definiendo un coeficiente de potencia, en la forma:

$$K_p = \frac{g P}{G u^2} = 2 \left(\frac{V_3}{u} \text{ sen } \varphi_3 - 1 \right) \quad (8)$$

Tenemos que, para un gasto y una velocidad periférica dada, la potencia suministrada por una turbina de acción depende de la relación $\frac{V_3}{u}$ y del ángulo φ_3 , siendo tanto mayor cuanto más grandes sean los valores de los dos parámetros (Fig. 10).

En una turbina de 50 % de reacción, el coeficiente de potencia viene dado por:

$$K_p = 2 \frac{V_3}{u} \text{ sen } \varphi_3 - 1 \quad (9) \quad \left(\begin{matrix} w_4 = V_3 \\ \varphi_3 = -\alpha_4 \end{matrix} \right)$$

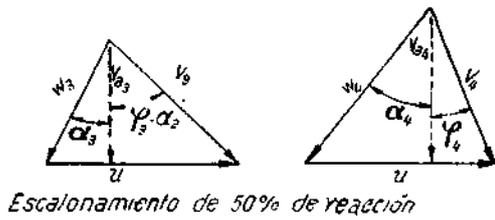
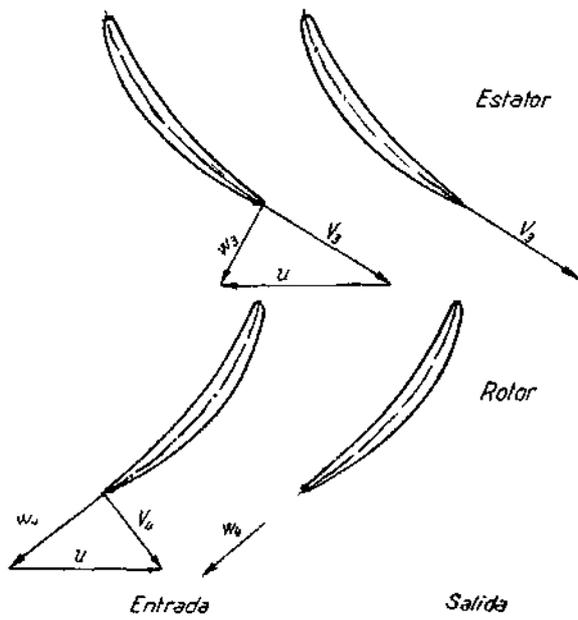
que como puede observarse es mayor que el que se obtiene para los mismos valores de $\frac{V_3}{u}$ y φ_3 en las turbinas de acción.

A igualdad de velocidades periféricas, en una turbina de reacción basta que sea:

$$V_3 \text{ sen } \varphi_3 = K \text{ sen } \varphi_3 - \frac{u}{2}$$

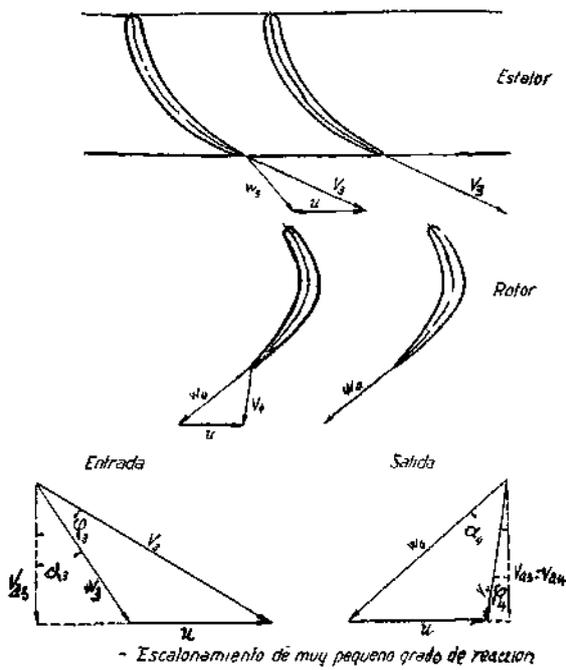
para que se obtenga igual potencia que en una de acción.

Tiene interés el comparar las potencias que pueden lograrse a igualdad de velocidad periférica, porque esta última viene limitada por los esfuerzos mecánicos en los álabes y en el disco. Por otra parte, también es de importancia fundamental comparar la potencia capaz de dar una turbina en relación con la energía que



Escalonamiento de 50% de reacción

Fig. 8



- Escalonamiento de muy pequeño grado de reacción

Fig. 9

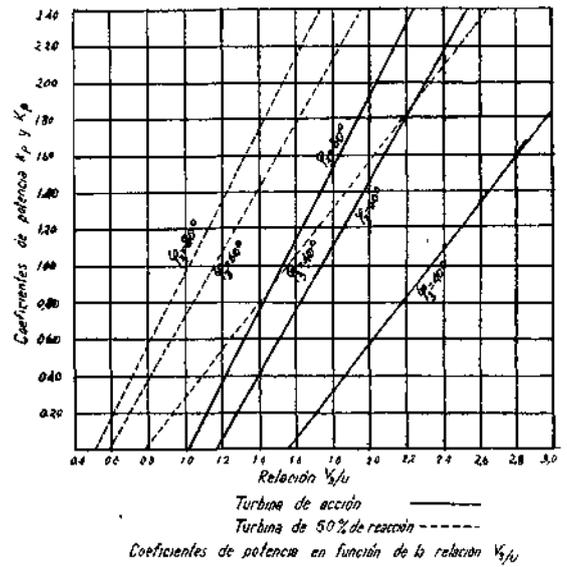


Fig. 10

se le suministra. En una turbina de acción, este coeficiente vendrá dado por:

$$Q_p = \frac{P}{C V_3^2} = 4 \left(\frac{u}{V_3} \sin \varphi_3 - \frac{u^2}{V_3^2} \right) \quad (10)$$

En una del 50 % de reacción:

$$Q'_p = \frac{P}{g C V_3^2} = 2 \frac{u}{V_3} \sin \varphi_3 - \frac{u^2}{V_3^2} \quad (11)$$

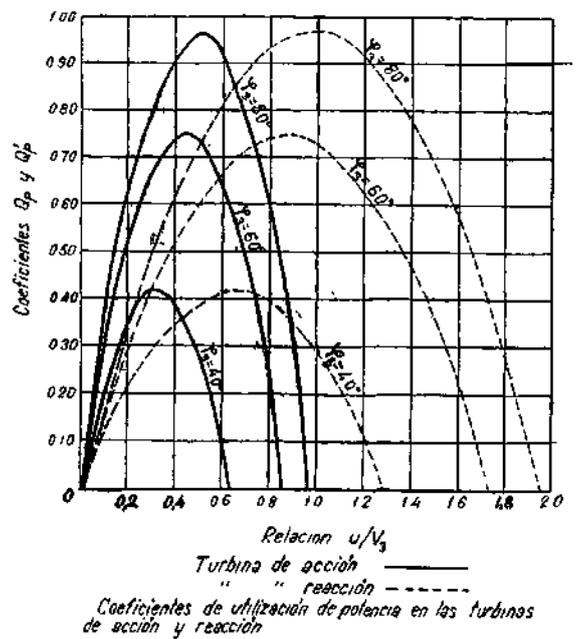


Fig. 11

Estando representados estos coeficientes en la figura 11. El máximo de potencia se presenta para $u/V_a = \frac{\text{sen } \varphi_3}{2}$ en el primer

caso, y para $\frac{u}{V_a} = \text{sen } \varphi_3$ en el segundo, resultando:

$$(Q_p) \text{ máx.} = \text{sen}^2 \varphi_3 = (Q'_p) \text{ máx.}$$

Es decir, que la máxima potencia recogida en relación con la suministrada es igual en ambos tipos de turbinas.

De lo que acabamos de exponer se deduce que en las turbinas de acción la relación $\frac{u}{V_a}$ habrá de ser más reducida que en

las de 50 % de reacción; en la práctica suelen estar comprendidas entre 0,3 y 0,5, para las primeras, y entre 0,7 y 1,5, para las segundas. También puede observarse en la figura anterior que las curvas de variación de Q'_p tienen forma más plana, por lo cual, en las turbinas de 50 % de reacción se podrá admitir un campo más amplio de valores de $\frac{u}{V_a}$.

Las turbinas de 50 % de reacción tienen algún mayor rendimiento que las de acción. En ellas el gradiente de presión actúa siempre en el mismo sentido que la corriente de los gases, con el efecto beneficioso de la disminución de pérdidas friccionales por ser la capa límite más delgada, no produciéndose, por otra parte, corrientes circulatorias de retorno, como puede suceder en los compresores. Por esta razón la turbina de acción, con un gradiente de presión nulo en los álabes móviles, es de algún peor rendimiento; y, en todo caso, debe evitarse que en estas turbinas haya alguna porción de los álabes trabajando con recompresión, es decir, con un aumento de la presión en ellos.

No obstante lo dicho, tienen las turbinas de acción una ventaja decisiva sobre las de 50 % de reacción. Es ello que trabajan los álabes móviles con bastante menor temperatura, debido a que la casi totalidad de la expansión se ha realizado en la directriz. La mayor velocidad relativa de entrada al chocar contra los bordes de ataque compensa desfavorablemente, aunque nada más que en parte, este efecto; pues de hecho, en las turbinas de acción los álabes móviles pueden trabajar con temperaturas inferiores incluso en más de 50° que las de 50 % de reacción; diferencia que resulta realmente importante. Por esta razón, se utilizan casi exclusivamente las turbinas de acción (en realidad con un pequeño grado de reacción, como veremos más adelante); únicamente en los Estados Unidos se siguen utilizando algunas turbinas de 50 % de reacción, en turboreactores de compresor axil, en los cuales su gasto de aire sea muy grande en relación con su área frontal. Esto da origen a que los álabes han de ser muy largos en comparación con el diámetro de la turbina, y a que las velocidades periféricas no sean muy elevadas. En este caso puede ser más conveniente una turbina de 50 % de reacción, que siendo capaz de suministrar más potencia, podría evitar la necesidad de tener que instalar una turbina de acción de dos escalones.

En lo sucesivo nos referimos con preferencia a las turbinas de pequeño grado de reacción, aunque gran parte de las cuestiones que se tratan tendrán también aplicación en el caso de las turbinas de 50 % de reacción.

TIPOS DE TORSIÓN.

Dos tipos de torsión se utilizan para los álabes de la directriz. En el más perfecto, que es el tipo torbellino libre, la variación radial de las velocidades viene dada por:

$$V_a = \text{cte}; V_t \times r = \text{cte.} \quad (12)$$

Fórmulas con las que se determina inmediatamente la variación radial del ángulo φ_3 .

Para facilitar la fabricación, a veces se fabrican los álabes fijos sin torsión. En este caso el ángulo φ_3 es aproximadamente constante, y de la ecuación de equilibrio radial, ya establecida, se obtiene:

$$V_a r \text{sen}^2 \varphi_3 = \text{cte}; V_t = V_a \tan \varphi_3 \quad (13)$$

Cuando se desea una mayor aproximación y no quiere utilizarse la ecuación de Bernoulli para el cálculo del equilibrio radial, pueden establecerse unas nuevas fórmulas basadas en el rendimiento politrópico de la directriz. Suponiendo que las pérdidas son constantes para cualquier radio, tenemos:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{V_t^2}{r} \quad (14) \quad (\text{ecuación de equilibrio})$$

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{V_z}{2g} + J c_p T \right) = 0 \quad (15) \quad (\text{ecuación de conservación de la energía}).$$

$$\frac{p}{\rho_a} = \text{cte} \quad (16) \quad (\text{ecuación de la transformación politrópica}).$$

$$\eta_n = \frac{\frac{\gamma}{\gamma-1}}{\frac{n}{n-1}} \quad (17) \quad (\text{rendimiento politrópico})$$

Con los que se llega fácilmente a la siguiente ecuación para el equilibrio radial:

$$V_a \frac{dV_a}{dr} + V_t \frac{dV_t}{dr} + \eta_n \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = 0 \quad (18)$$

que es la misma ecuación que ya se estableció, si se supone

$$\eta_n = 1$$

Resulta:

Torbellino libre:

$$V_a = \text{cte}; V_a r \eta_n = \text{cte} \quad (19)$$

Angulo constante:

$$V_a r \eta_n \text{sen}^2 \varphi_3 = \text{cte}; V_t = V_a \tan \varphi_3 \quad (20)$$

que difieren muy poco de las fórmulas (12) y (13), por ser η_n muy próximo a la unidad.

Los álabes móviles se torsionan de manera que en todos los radios sea igual el trabajo periférico, pues en esta forma se consigue un rendimiento máximo. El ángulo de entrada se determina en función de φ_3 y de la incidencia escogida, y el de salida se calcula de acuerdo con la condición anterior. Sobre esta cuestión volveremos a insistir más adelante.

PÉRDIDAS Y RENDIMIENTOS.

Análogamente a como sucedía para los compresores axiales existen tres tipos de pérdidas en las turbinas. Son las debidas a la resistencia del perfil, a la resistencia inducida y a la resistencia anular, las cuales dan origen a pérdidas de la presión total del gas.

El coeficiente de pérdida de presión total debido a la resistencia del perfil, y referido a la presión dinámica de salida, es del orden de 0,04 en las turbinas de 50 % de reacción, siendo próximo a 0,10 en los de pequeño grado de reacción, debido ya que en ellos se utilizan álabes con mayor curvatura y espesor que en los de 50 % de reacción.

Según la referencia 3, las pérdidas de presión debidas a la resistencia inducida pueden estimarse con la siguiente fórmula empírica, que proporciona muy buena exactitud:

$$\frac{\text{Pérdida de presión total}}{\text{Presión dinámica en la salida}} = 0,04 \left(1 - \frac{\beta_2}{\alpha_4} \right) C_L^2 \quad (21)$$

en la que C_L , es el coeficiente de sustentación, pero referido a la velocidad de salida en vez de al vector velocidad media. Tendrá, pues, el valor:

$$C_L = \frac{2S}{c} (\tan \alpha_3 - \tan \alpha_4) \frac{\cos^2 \alpha_4}{\cos \alpha_m} \quad (22)$$

Las pérdidas de presión debidas al rozamiento del gas contra los anillos de cierre en el caso de la directriz, o contra el anillo superior y rotor de la turbina, cuando se trata de los álabes móviles, vienen dadas por:

$$\frac{\text{Resistencia anular}}{\text{Presión dinámica de salida}} = 0,02 \frac{c}{h} \quad (23)$$

fórmula empírica tomada de la misma referencia anterior, y válida para coeficientes de fricción superficiales del orden de 0,008.

Con los coeficientes de pérdida así establecidos puede calcularse fácilmente el rendimiento de la turbina. Contrariamente a como acontecía para los compresores axiales, aquí se han referido los coeficientes a la presión dinámica de salida, en vez de al vector velocidad media, teniendo ventaja hacerlo en dicha forma si se considera variación en la velocidad axial, pues en este caso queda indeterminado el valor del vector velocidad media.

Además de las pérdidas citadas hay que considerar las intersticiales, debido a las cuales parte del gas pasa por los álabes móviles sin desarrollar trabajo. Esto, unido a la desigual distribución de velocidad axial que producen, lleva consigo que haya que afectar a la potencia (no al trabajo periférico) de un coeficiente ξ de pérdida, que puede tomarse igual a 0,95. Deberá, pues, ponerse:

$$P = \frac{C u}{g} (V_3 \text{ sen } \varphi_4 - V_4 \text{ sen } \varphi_1) \quad (24)$$

Cuando se considera la potencia que ha de suministrar la turbina en función de la necesaria para la compresión, deberán considerarse las pérdidas mecánicas en el árbol motor, así como la necesaria para el arrastre de los mecanismos auxiliares. En ellos pueden también incluirse los debidos a la resistencia al giro que presentan los rotores al rozar contra el aire. En el caso de los motores de aviación (turborreactores y turbohélicos), y, en general, para cualquier motor con su eje transmisor montado sobre

cojinetes de bolas o rodillos, estas pérdidas son despreciables; ya que, por otra parte, la potencia necesaria para el arrastre de los mecanismos auxiliares es insignificante en comparación con la gastada en la compresión (menor del 1/1.000). En total, puede afirmarse que el conjunto de todas las pérdidas no llega a valer el 1/100 de la potencia necesaria, por lo cual, en la generalidad de los casos, no habrá necesidad de tenerla en cuenta.

En general, para los tipos de turbinas de pequeño grado de reacción universalmente empleados y para una estimación rápida de características, pueden tomarse los siguientes valores de las pérdidas y rendimientos:

Rendimiento adiabático de la directriz	$\eta_{as} = 0,96$
Rendimiento adiabático del rotor.....	$\eta_{ar} = 0,95$
Rendimiento mecánico.....	$\eta_m = 0,99$
Pérdidas de intersticiales de potencia.....	$1 - \xi = 0,05$
Rendimiento politrópico de la expansión.....	$\eta_{in} = 0,94$

Más adelante indicaremos cómo mediante el conocimiento de estos coeficientes y de la energía cinética residual después de la turbina, puede llegarse al cálculo del salto de entalpía necesario y del rendimiento adiabático total de la turbina.

INCIDENCIA Y DESVIACIÓN.

Análogamente a como acontecía para los compresores axiales, la incidencia del gas contra los álabes tiene una marcada influencia en el rendimiento de la turbina. La curva de variación de las pérdidas debidas a la resistencia del perfil en función de la incidencia presenta un mínimo en la zona próxima a los cero grados. En cambio, la resistencia inducida es función creciente, mientras que la resistencia anular se mantiene constante (fig. 12). Las curvas de pérdidas totales siguen presentando un mínimo en la zona comprendida entre los -10° y los 0° , por lo cual, dentro de dichos valores debe seleccionarse el valor nominal de la

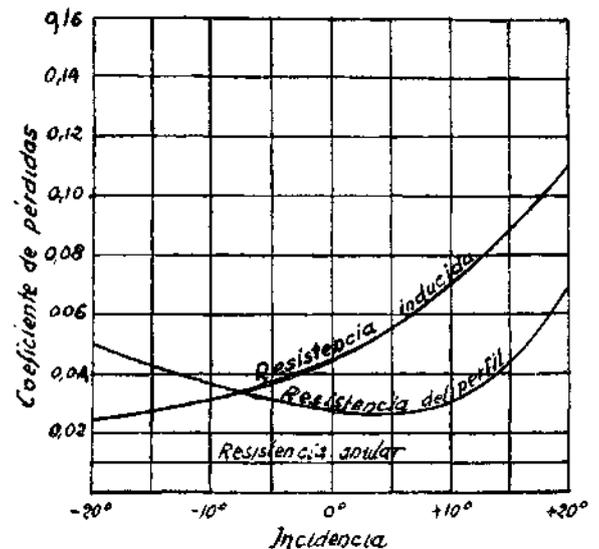


Fig. 12.—Curvas típicas de variación de los coeficientes de pérdidas en una turbina para perfiles del orden del 15 % de espesor, de flexiones de unos 70° y alargamientos próximos a 2-1.

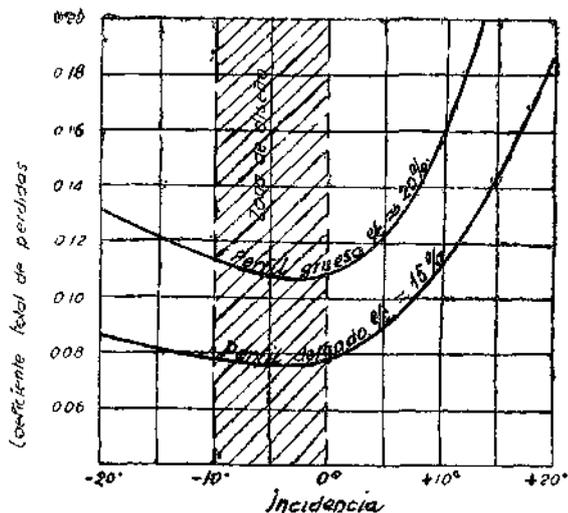


Fig. 13.—Variación de coeficiente total de pérdida en función de la incidencia.

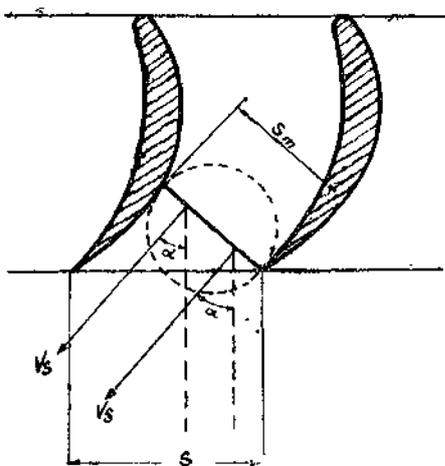


Fig. 14.—Sección mínima de paso y ángulo de salida

$$\cos \alpha = \frac{s_m}{s}$$

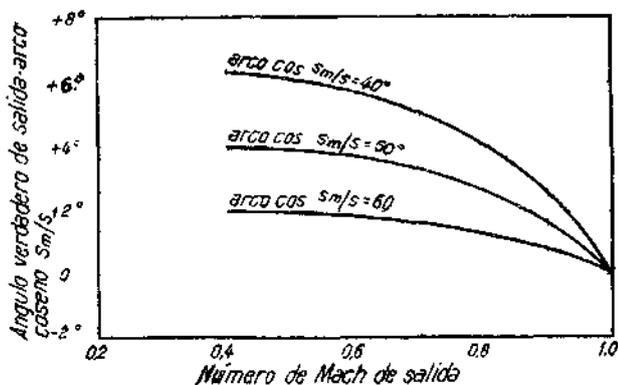


Fig. 15.—Error que proporciona la fórmula empírica del ángulo de salida en función de número de MACH (tomada de la Ref. 3).

incidencia (fig. 13). En esta misma figura puede observarse cómo disminuyen las pérdidas al aumentar el grado de reacción, volviéndose las curvas más planas. Como ya se indicó, habrá de evitarse en todo momento que el álabe trabaje en algún punto con recompresión.

En las turbinas, la desviación $\delta = \alpha_4 - \beta_4$, se rige por muy distintas leyes que en los compresores, no siendo válidas las fórmulas que allí se establecieron. En ellas se utiliza la denominada «fórmula del coseno», que expresa el ángulo de salida en función del paso s y de la sección mínima s_m (fig. 14), en la forma:

$$\alpha = \arccos \frac{s_m}{s} \quad (25)$$

Esta fórmula proporciona resultados que pueden considerarse exactos cuando el número Mach de salida es igual a la unidad. Los errores que se cometen cuando este número de Mach es distinto de la unidad se indican en la figura 15, pudiendo observarse que son de muy poca consideración.

INFLUENCIA DE OTROS PARÁMETROS FUNDAMENTALES: DEFLEXIÓN, RELACIÓN PASO/CUERDA, NÚMEROS DE MACH Y REYNOLDS.

Debido al carácter estable de la expansión de un gas a diferencia de lo que acontecía para los compresores axiales, no hay inconveniente en diseñar los álabes de una turbina para que trabajen con grandes valores de la deflexión, de hecho superiores a 80 y 90°. Por esta misma razón, el valor de la deflexión se subordina a otros factores que se imponen en el diseño; potencia necesaria, pequeña velocidad tangencial, velocidad axial reducida, etcétera, etc.

La relación paso/cuerda debe ser en teoría función de la deflexión, a fin de conseguir el valor deseado de ella con el mínimo de pérdidas, pues no debe olvidarse que estas pérdidas aumentan al disminuir s/c (fig. 16). Ahora bien, existe, por otra parte, un factor de la mayor importancia, que consiste en la disminución de los esfuerzos de flexión cuando se aumenta el número de álabes, o sea, se disminuye la relación paso/cuerda. Como los esfuerzos son un factor primordial en el diseño de una turbina de gas, deberán elegirse valores reducidos de dicha relación. Ahora bien,

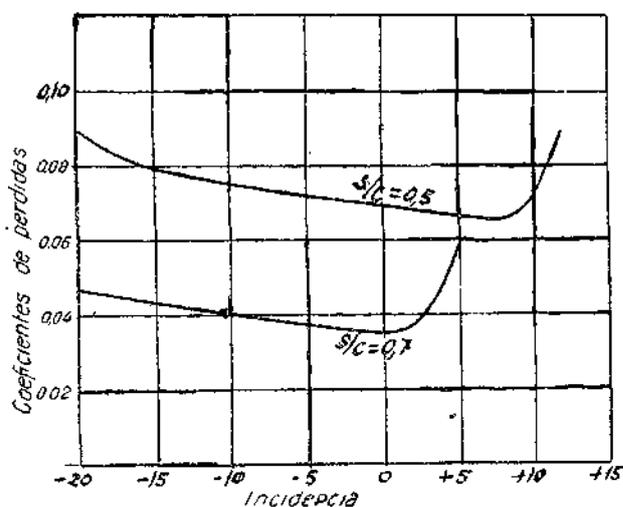


Fig. 16

existe un límite inferior impuesto por el espacio que se requiere para la fijación del álabe por su raíz. Este límite inferior es del orden de 0,55 : 1 a 0,60 : 1. En la práctica, se utilizan valores de la relación s/c. en el diámetro medio comprendidos entre 0,60 : 1 y 0,75 : 1.

En su paso a través de los álabes, no hay inconveniente que el gas lo haga con elevados números de Mach. Puede comprobarse que aumentando el número de Mach de salida desde 0,7 hasta la unidad, las pérdidas crecen debido a la formación de pequeñas ondas de choque locales, pero que este aumento de pérdidas es de escasa consideración. Como veremos, a la salida de la directriz conviene que el número de Mach valga aproximadamente la unidad. En cambio, en la salida de los álabes móvi-

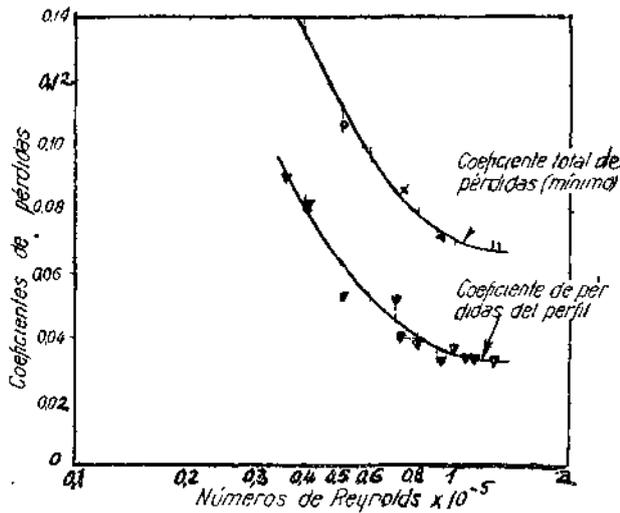


Fig. 17

les debe mantenerse igual o menor que 0,7, a fin de no tener pérdidas demasiado elevadas en la tobera de salida.

Los valores y fórmulas que se han insertado para las pérdidas, son válidas cuando se opera con número de Reynolds superiores a $2 \cdot 10^5$, o ligeramente inferiores (números basados en la velocidad y condiciones de salida).

Por debajo del valor crítico del número de Reynolds, igual a $1,2 \cdot 10^5$, las pérdidas aumentan rápidamente, como puede apreciarse en la figura 17.

**REGLAS GENERALES PARA EL PROYECTO DE UNA TURBINA.
DATOS DE PARTIDA Y LIMITACIONES QUE VIENEN IMPUESTAS.**

Los datos de partida son los siguientes: el gasto en peso del gas G ; las condiciones iniciales, p_0 , T_0 y V_0 ; y, por último, la potencia necesaria P que ha de suministrar la turbina.

Las dos principales limitaciones que vienen impuestas en el proyecto de una turbina son que los esfuerzos centrifugos no superen el valor máximo permitido, y que en ninguna sección de los álabes móviles se produzca recompresión del gas, es decir, que, como máximo, tendremos que fijar las condiciones en la sección central para que en la raíz de los álabes circule el gas con presión constante.

Además de las citadas condiciones, para el caso de la turbina de gas de un turborreactor son deseables otras dos, que son las

siguientes: conviene que la energía cinética residual después de la turbina no sea muy elevada, debiendo de mantenerse el número de Mach correspondiente a la velocidad absoluta V_2 por debajo de 0,7; por otra parte, también es aconsejable que la velocidad tangencial de salida sea pequeña. Estas dos condiciones se traducen en un mayor rendimiento de la tobera de salida y en un mejor aprovechamiento del chorro propulsor.

DIMENSIONADO DE LA DIRECTRIZ.

El dimensionado de la directriz, o álabes fijos de la turbina, es de la mayor importancia. Su sección mínima de paso nos fija las condiciones de entrada del gas en los álabes móviles, teniendo también influencia preponderante sobre las condiciones iniciales, o sea, sobre las que existen en la salida de las cámaras de combustión.

El problema general consistirá en dimensionarla correctamente, para que partiendo de los datos iniciales prefijados, P_1 , T_1 y w_1 , y con un gasto dado G , llegue el gas a los álabes móviles en las condiciones que nos sean más convenientes. Como puede verse, si la directriz se dimensiona basándose en sus magnitudes medias de la sección central, el problema es análogo al del cálculo de una tobera de expansión.

Es norma general dimensionar la directriz de las turbinas de pequeño grado de reacción para que en la sección mínima se produzca la velocidad del sonido, cuando en la sección inicial existen las condiciones prefijadas de presión y temperatura. En el punto medio de la altura de dicha sección y en función de las condiciones de remanso, tendríamos:

$$N_{M1c} = 1 \tag{26}$$

$$T_{2c} = \frac{2}{\gamma + 1} T_0 \tag{27}$$

$$P_{2c} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} P_0 \tag{28}$$

$$\rho_{2c} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \rho_0 \tag{29}$$

$$W_{2c} = \sqrt{g RT_{2c}} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma + 1} g RT_0} \tag{30}$$

En función de las magnitudes medias en la sección central, se obtendrá para el área de la sección mínima de paso:

$$\sigma_m = \frac{G}{g} \frac{1}{W_{2c} \rho_{2c}} \tag{31}$$

En virtud de la fórmula del coseno, tendremos también como expresión de esta sección:

$$\sigma_m = 2\pi r_c h \cos \varphi_{3c} \equiv 2\pi r_c h \cos \alpha_{2c} \tag{32}$$

La velocidad axial, prácticamente constante en su paso por los álabes móviles, viene dada por:

$$V_a = W_{2c} \cos \alpha_{2c} \equiv V_{3c} \cos \varphi_{3c}$$

Conviene que la velocidad axial sea pequeña, para que la energía cinética residual en la turbina también lo sea, siendo más conveniente crearla posteriormente mediante la expansión del gas

en la tobera de salida. Como $V_{a,c}$ viene impuesta, para que V_a sea pequeña ha de tener $\cos \alpha_c$ un valor reducido. Por otra parte, hay que tener en cuenta que el régimen de la turbina viene impuesto por el del compresor, y que la velocidad periférica conviene tomarla lo mayor posible, del orden de los 350-370 m/seg.; máximo compatible con la resistencia del rotor. Por tanto, el radio central r_c viene impuesto, y como la sección mínima σ_0 también viene prefijada (fórmula 31), resulta de la fórmula (32), que al ser $\cos \alpha_c$ pequeño habrá de ser mayor la altura de los álabes. Esto es un grave inconveniente desde el punto de vista de la resistencia mecánica de los álabes móviles, por lo cual, y para compensar estos factores opuestos, suelen tomarse valores de α_c comprendidos entre 60 y 70°.

Una vez determinados los valores de las variables en la sección central puede calcularse su variación radial mediante las ecuaciones de equilibrio.

En el caso de directriz tipo torbellino libre, tenemos:

$$V_a = \text{cte}; V_t r = V_{tc} \cdot r_c$$

y con las ecuaciones:

$$\frac{dP}{dr} = \rho \frac{V_t^2}{r}; \frac{P}{\rho \gamma} = \text{const.}^e$$

resulta:

$$\frac{P_2}{P_{2c}} = \left[1 - \frac{1}{2} \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{\rho_{2c} V_{tc}^2}{P_{2c}} \right] \times \left(\frac{r_c^2}{r^2} - 1 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (33)$$

$$\frac{T_2}{T_{2c}} = 1 - \frac{1}{2} \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{\rho_{2c} V_{tc}^2}{P_{2c}} \left(\frac{r_c^2}{r^2} - 1 \right) \quad (34)$$

$$N_{M2} = \sqrt{\frac{V_2^2}{\rho \gamma R T_2}} = \sqrt{\frac{V_2^2}{V_2^2 + \frac{\gamma - 1}{2} (V_{2c}^2 - V_2^2)}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{r - 1}{2} \left(\frac{V_a^2 = V_{tc}^2}{V_a^2 + \frac{r_c^2}{r^2} V_{tc}^2} - 1 \right)}} \quad (35)$$

En función de la temperatura inicial o de remanso T_0 , pueden obtenerse las fórmulas, obteniéndose:

$$\frac{T_2}{T_{2c}} = \left(\frac{P_2}{P_{2c}} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} = 1 - \frac{1}{4} \frac{(\gamma - 1)(\gamma + 1)}{g R T_0} V_{tc}^2 \left(\frac{r_c^2}{r^2} - 1 \right) \quad (36)$$

$$N_{M2} = \frac{1}{\sqrt{\frac{g \gamma R T_0}{V_a^2 + V_{tc}^2 \frac{r_c^2}{r^2} - \frac{r - 1}{2}}}} \quad (37)$$

Los cálculos efectuados por el método anterior pueden ser de suficiente exactitud para una estimación rápida de característi-

cas, y para obtener resultados y comparaciones cualitativas. Ahora bien, como el cálculo de la directriz, y en especial el de su sección mínima, es de la mayor importancia, ya que fija todas las condiciones funcionales de la turbina, debe efectuarse con la mayor exactitud posible. Con el método que expondremos a continuación se planteará el problema general en dos dimensiones, y en vez de considerar primeramente la sección central se partirá de las condiciones en la raíz de los álabes, parte más peligrosa y primordial en ellos, fijando el valor máximo del número de Mach que puede admitirse en dicha sección.

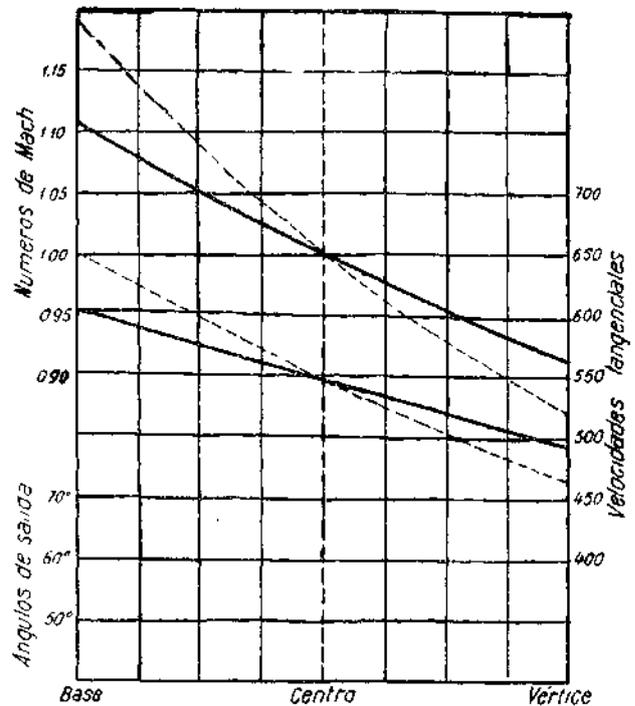


Fig. 18.—Variación radial de los números de MACH, velocidades tangenciales y ángulos de salida en un álabe de torbellino libre.

$$V_a = 250 \text{ m/seg.} \quad \text{-----} \quad h/r_c = 1/5 \\ \text{-----} \quad h/r_c = 1/3$$

Aunque en la realidad existe, puede prescindirse de la variación tangencial de las magnitudes, reduciendo el problema de tridimensional a bidimensional. Cuando sea preciso elevar la exactitud hasta el máximo, deberá substituirse en las fórmulas que expondremos a continuación, el exponente isentrópico γ , por el politrópico n . Teniendo en cuenta que γ es igual a 1,33, y que el rendimiento politrópico es igual a 0,94, resulta para n un valor de 1,30. Asimismo, en las fórmulas del equilibrio radial puede introducirse el rendimiento politrópico, pero los errores que se cometen suponiendo las evoluciones isentrópicas no suelen pasar del 1 %.

En función de las condiciones iniciales, o punto de remanso p_0 , T_0 , las ecuaciones generales que planteamos son las siguientes:

$$\text{Ecuación de continuidad: } G = \int_{r_b}^{r_0} \rho_2 g \cdot V_2 2\pi r dr \quad (38)$$

Ecuación de conservación de la energía:
$$JC_p \left(T_o - \frac{1}{r_v - r_b} \int_{r_b}^{r_v} T_2 dr \right) = \frac{1}{r_v - r_b} \int_{r_b}^{r_v} \frac{V_2^2}{2g} dr \quad (39)$$

Ecuación de la transformación adiabática.
$$\frac{P_2}{\rho_2 r} = \frac{P_o}{\rho_o r} \quad (40)$$

Además, disponemos de las ecuaciones del equilibrio radial en la sección de cálculo.

La ecuación de continuidad, puesta en función de las condiciones iniciales y de las velocidades V_a y V_t , resulta:

$$G = \frac{P_o}{RT_o} V_a \int_{r_b}^{r_v} \left(1 - \frac{r-1}{2} \frac{V_a^2 + V_t^2}{g \gamma RT_o} \right) r^{-1} 2\pi r dr \quad (41)$$

Por otra parte, integrando la ecuación de conservación de la energía, se llega a la expresión:

$$JC_p T_o = JC_p T_{2c} \left[1 - \frac{1}{2} \frac{V_{tc}^2}{g JC_p T_{2c}} \right] \left(\frac{r_v^2}{r_v r_b} - 1 \right) + \frac{V_a^2}{2g} + \frac{V_{tc}^2}{2g} \frac{r_c^2}{r_v r_b}$$

O bien:

$$JC_p (T_o - T_{2c}) = \frac{V_a^2}{2g} + \frac{V_{tc}^2}{2g} \quad (42)$$

La ecuación del gasto es difícilmente integrable. Según la referencia 5, el integrando puede substituirse por la expresión:

$$\left(1 - \frac{r-1}{2} \frac{V_a^2 + V_t^2}{g \gamma RT_o} \right) r^{-1} \approx 0,96 - 0,38 \frac{V_a^2 + V_t^2}{g \gamma RT_o}$$

Con un error inferior al 1 %, cuando r está comprendida entre 1,3 y 1,4, y el número de Mach N_{m1} , igual a:

$$N_{M2}^2 = \frac{1}{\frac{g \gamma RT_o}{V_a^2 + V_t^2} - \frac{r-1}{2}} \quad (43)$$

se limita entre los valores 0,5 y 1,2.

Integrando, se obtiene para el gasto:

$$G = \frac{P_o}{h RT_o} V_a \left(r_v^2 - r_b^2 \right) \left[0,96 - \frac{0,38}{g \gamma RT_o} \left(V_a^2 - V_{tc}^2 \frac{r_c^2}{r_v^2 - r_b^2} \log \frac{r_v^2}{r_b^2} \right) \right] \quad (44)$$

Esta fórmula puede ponerse en función de la altura y del radio central, quedando:

$$G = 2 \frac{P_o}{RT_o} V_a r_c^h \left[0,96 - \frac{0,38}{g \gamma RT_o} \left(V_a^2 - V_{tc}^2 \frac{r_c}{2h} \log \frac{\left(r_c + \frac{h}{2} \right)^2}{\left(r_c - \frac{h}{2} \right)^2} \right) \right] \quad (45)$$

Como $V_{tc} = V_a \tan \alpha_{2c}$, resulta que, conocido el gasto y fijado el valor del radio central r_c , la fórmula anterior nos suministra una relación entre la altura h , la velocidad axial V_a , y el ángulo de salida α_{2c} . Otra relación la proporciona la fórmula (43), pues es norma general fijar un valor del número de Mach en la raíz igual a 1,2, valor máximo del que no debe sobrepasarse.

Resultado de dicha fórmula:

$$N_{M2b} = 1,2 \frac{1}{\sqrt{\frac{g \gamma RT_o}{V_a^2 (1 + \tan^2 \alpha_{2b})} - \frac{r-1}{2}}} \quad (45)$$

que proporciona una relación entre la velocidad axial y el ángulo de salida en la base.

Fijando la velocidad axial y la relación h/r_c , puede calcularse la variación radial del ángulo de salida, número de Mach y velocidad tangencial, con las expresiones:

$$\tan \alpha_{2r} - \tan \alpha_{2b} \frac{r_b}{r} = \tan \alpha_{2b} \frac{r_r - h/2}{r_c + \lambda h} = \frac{1 - \frac{h}{2r_c}}{1 + \lambda \frac{h}{r_c}} \quad (47)$$

$$V_{tr} = V_a \tan \alpha_{2r}$$

$$N_{M2r} = \frac{1}{\sqrt{\frac{g \gamma RT_o}{V_a^2 (1 + \tan^2 \alpha_2)} - \frac{r-1}{2}}} \quad (48)$$

En la fórmula (47), λ es el tanto por uno de altura contado a partir de la sección central; para la base, $\lambda = -\frac{1}{2}$, y para el

vértice, $\lambda = +\frac{1}{2}$.

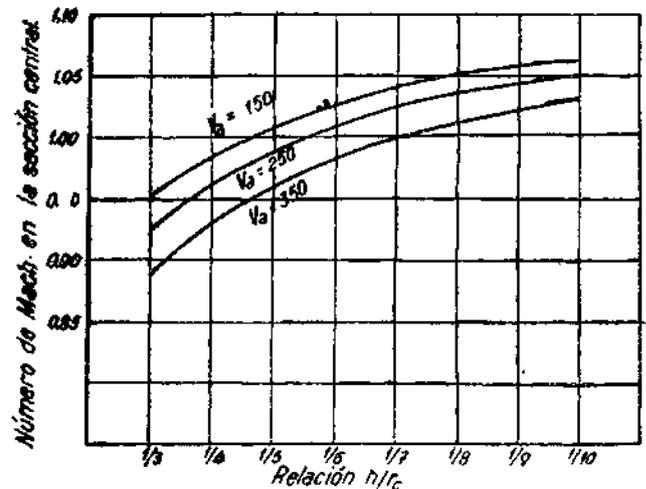


Fig. 19.—Variación del número de MACH en la sección central en función de la velocidad axial y la relación h/r_c , para un valor constante de dicho número de MACH en la raíz igual a 1,20.

En la figura 19 están calculados los números de Mach en la sección central correspondientes al valor de 1,2 en la raíz. Puede observarse que para relaciones normales h/r_0 , del orden de $1/5$ ó $1/6$, y valores de la velocidad axial próximos a 250 m/seg, el número de Mach en la sección central es del orden de la unidad; justificándose de esta forma el valor $N_{M^2} = 1$ tomado en el cálculo aproximado.

En las figuras 20 y 21 están representadas las variaciones radiales de los números de Mach, velocidades tangenciales y ángulos de salida.

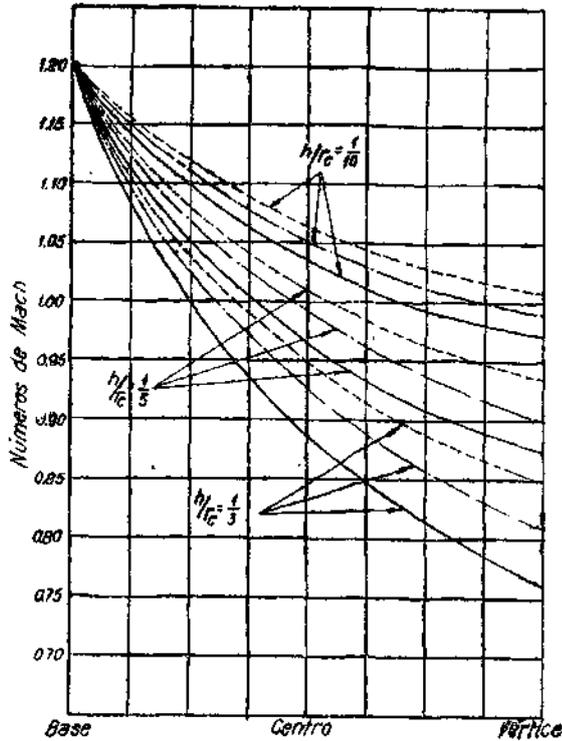


Fig. 20.—Variación radial del número de MACH en un álabe tipo tobillino libre.

- $V_a = 150$ m/seg.
- - - $V_a = 250$ m/seg.
- · · $V_a = 350$ m/seg.

En resumen, habremos, pues, de fijar V_a , α_2 , h y r_0 de manera que cumplan las ecuaciones (45) y (46), quedando siempre en libertad de fijar uno de los parámetros arbitrariamente, pues como ya hemos indicado y veremos también más adelante, el radio r_0 ha de cumplir otras condiciones. El análisis de la influencia recíproca de la velocidad axial y altura de álabe ya se efectuó con el cálculo simplificado, siendo válidas las conclusiones que se obtuvieron, que coinciden con los que resultan con las fórmulas más exactas. En particular, resultan como más convenientes los valores del ángulo α_2 en la base próximos a 70° .

Una vez fijados los valores de estos parámetros fundamentales, el resto del cálculo de la directriz es inmediato. En las turbinas de pequeño grado de reacción la sección de entrada de los álabes fijos suele disponerse con un ángulo α_1 igual a cero grados y sin torsión alguna. Entre las secciones de entrada y salida puede di-

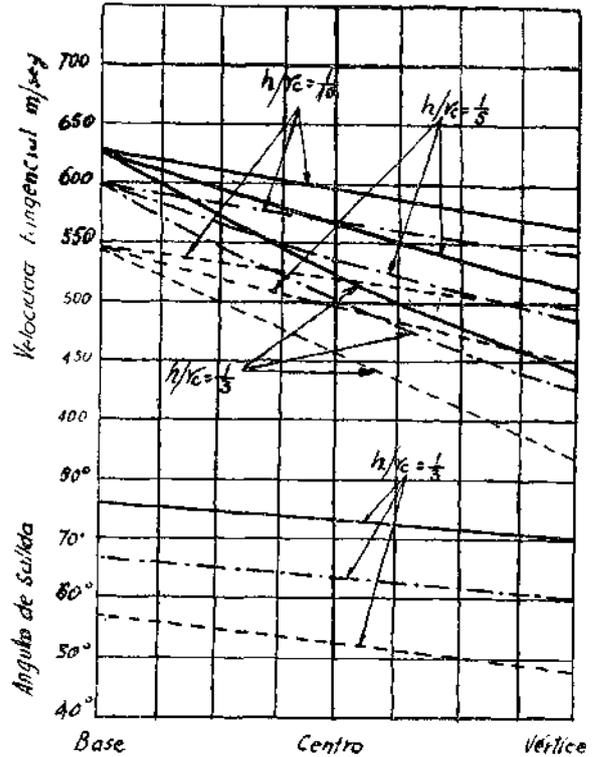


Fig. 21.—Variación radial de la velocidad tangencial y de la velocidad de salida.

- $V_a = 150$ m/seg.
- - - $V_a = 250$ m/seg.
- · · $V_a = 350$ m/seg.

mensionarse la directriz como un pasaje, efectuando una variación gradual de la sección, pero resulta mejor elegir para los álabes un perfil de ala (fig. 22) y llevarlo a partir de una línea de curvatura media, circular o parabólica, calculada de acuerdo con los ángulos de entrada y salida.

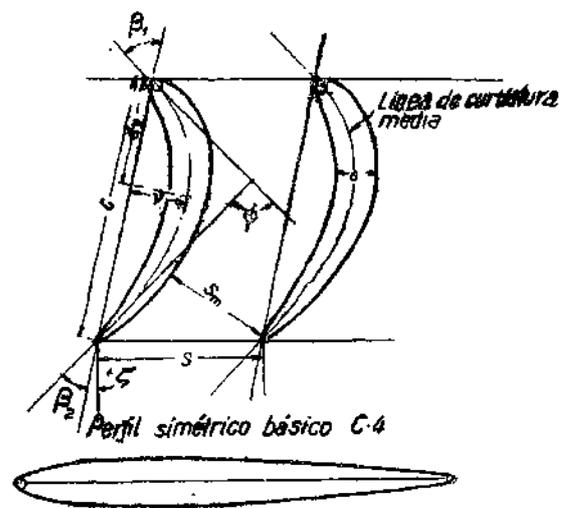


Fig. 22

Los álabes fijos se fabrican fundidos por el método de «molde de cera perdido», pudiendo moldearse en grupos de varios de ellos. Se deponen sujetos por su base y vértice, siendo de poca consideración los esfuerzos que han de resistir, aunque, en cambio, han de soportar valores muy altos de la temperatura, del orden de los 800 y 850°.

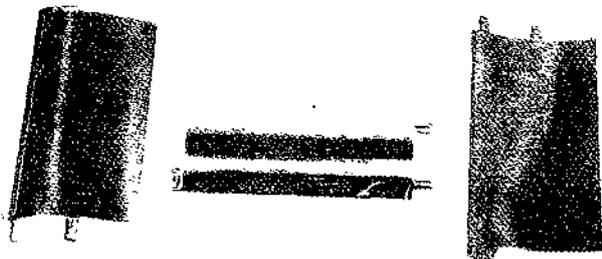


Fig. 23

CÁLCULO DEL ROTOR.

Una vez diseñada la directriz, el tamaño y características de los álabes móviles vienen impuestos.

Como dato fundamental existe la potencia que ha de suministrar la turbina, igual a la necesaria para la compresión, aumentada en las pérdidas mecánicas y en la necesaria para accionar los mecanismos auxiliares (ambas son insignificantes). En la ecuación fundamental:

$$P = \xi \frac{G}{g} u (V_3 \sin \varphi_3 - V_4 \sin \varphi_4) = \xi \frac{Gu}{g} \cdot (V_{a_4} \tan \alpha_4 - V_{a_3} \tan \alpha_3) \quad (49)$$

conocemos el gasto en peso G , y debe estimarse el coeficiente de pérdidas intersticiales ($\xi \approx 0,95$). La velocidad periférica conviene tomarla de manera que se obtenga el máximo de potencia, si es que así se necesita (fórmula 10), valor que, por otra parte, viene limitado por los esfuerzos máximos del rodete, imponiendo esta condición unas velocidades máximas del orden de los 360-370 m/seg. Como el régimen viene impuesto por el compresor, resulta también fijado el radio central V_c , una vez determinada la velocidad periférica. Cuando no se necesita recoger el máximo posible de potencia, el valor de la velocidad periférica se subordina a otras condiciones que, como veremos, ha de cumplir la turbina.

Calculados los valores de u , r_c , V_3 y φ_3 , o bien de u , r_c , V_4 y α_4 , de acuerdo con las condiciones de esfuerzos máximos centrífugos en álabes y rodete, y requerimientos de energía cinética residual no muy elevada; entonces viene impuesto el término $V_4 \sin \varphi_4$ o $V_{a_4} \tan \alpha_4$, a fin de que la turbina suministre la potencia requerida. Esto implica el valor del ángulo α_1 o V_{a_1} , ya que tenemos:

$$\frac{P_4}{T_4} V_{a_4} = \frac{P_3}{T_3} V_{a_3} \quad (50)$$

$$\frac{P_4}{P_3} = \frac{T_4}{T_3} \frac{r-1}{r} \eta_n \quad (51)$$

$$J c_p (T_3 - T_4) = \frac{w_4^2 - w_3^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left(\frac{V_{a_4}^2}{\cos^2 \alpha_4} - \frac{V_{a_3}^2}{\cos^2 \alpha_3} \right) \quad (52)$$

Relacionándose con estas ecuaciones, y en función de los de en rada, el ángulo α_4 y la velocidad V_{a_4} .

Además de las condiciones mencionadas para la determinación de los cuatro parámetros fundamentales: u , r_c , V_4 y $\varphi_3 \equiv \alpha_2$; deben seleccionarse de manera que la velocidad tangencial de salida en los álabes móviles sea lo más reducida posible, y que como máximo se tenga un grado de reacción nulo en la raíz de los álabes móviles, pero nunca recompresión que daría lugar a disminución de rendimiento y a una temperatura excesiva en dicha raíz de los álabes móviles, sección que ha de soportar los máximos esfuerzos. Todo esto obliga a una serie de tanteos, pero todas estas condiciones pueden cumplirse en turbinas de gas trabajando con relaciones de compresión de hasta $h : 1$. Cuando ésta es mayor ha de dimensionarse con más escalones, siendo este el caso general cuando no se utiliza la energía cinética de salida, como para los turbo-hélices y turbina de gas para instalaciones industriales. Con relaciones de compresión de hasta $6 : 1$, bastan dos escalones para recoger un 80 % de la energía de los gases.

Cuando la turbina es de varios escalones existen varias soluciones para su diseño. Una disposición muy conveniente consiste en disponer primeramente un escalón de pequeño grado de reacción, en el que se reduce la temperatura grandemente antes de llegar a los álabes móviles; seguido por otro de mejor rendimiento de 50 % de reacción, ya con temperaturas más bajas de los gases.

Con frecuencia se utiliza el sistema formado por dos escalones de muy pequeño grado de reacción (Inglaterra). En este caso la corona de álabes fijos intermedios es de acción pura, no sirviendo más que para cambiar la dirección de la corriente de los gases. En los Estados Unidos existen también turbinas de gran gasto de aire, mucha potencia y poco diámetro, formadas por los escalones de 50 % de reacción.

En la fórmula (49) de la potencia y en las (51) y (52), no hemos hecho mención de en qué punto del álabes se tomaban las variables. Esto se debe a que en los álabes móviles tipo torbellino libre el trabajo periférico es constante para todos los radios, y en los de tipo de ángulo constante en la directriz, se torsionan los álabes móviles en su salida para que esto suceda.

Una vez fijados los valores de las variables en las secciones de entrada y salida, el cálculo de los álabes móviles es inmediato, bastando elegir un tipo de perfil y llevarlo sobre la línea de curvatura que se determine. La variación radial de todas las magnitudes viene impuesta, así como la altura del álabes. Sobre este último punto conviene advertir que puede tomarse una altura constante de los álabes, tanto para el estator como para el rotor, efectuándose entonces los cálculos en la forma indicada, o bien, ir aumentando progresivamente dichas alturas desde las secciones de entrada hasta las de salida (turbina de Rolls Royce Dart), y en este caso habremos de tomar la ecuación de continuidad para la velocidad axial, en la forma:

$$\sigma_a \rho V_a = cte. \quad (53)$$

No existe dificultad esencial para la elección de perfil en los

álabes móviles, pudiendo tomarse como de ala o dimensionarse como un pasaje. Ahora bien, en la práctica los álabes móviles se fabrican forjados y mecanizados, y, por tanto, es norma común subordinar su forma a esta última operación, diseñándolos a base de recias y arcos de circunferencia (fig. 24).

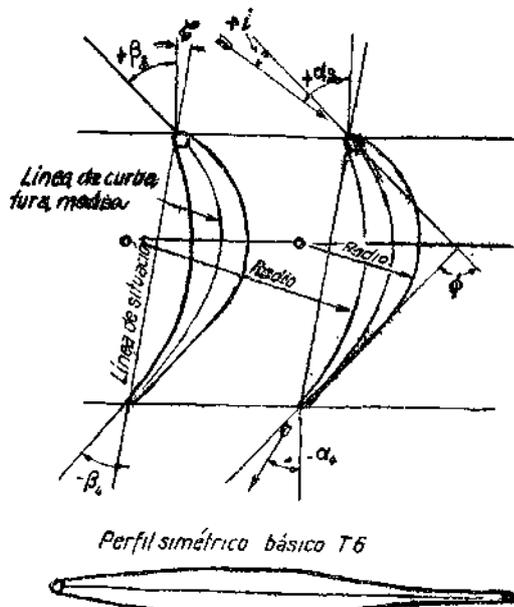


Fig. 24

CÁLCULO MECÁNICO DE LOS ÁLABES.

Los esfuerzos a que están sometidos los álabes móviles son por completo análogos a los de los compresores axiales, y su cálculo se efectúa en la misma forma, determinándose la entrada en función de los esfuerzos máximos que puede soportar. La diferencia fundamental estriba en las elevadas temperaturas que han de sufrir. La temperatura de los álabes se calcula con la expresión:

$$T_a = T_s + K_{2g} \frac{w^2}{J_{cp}} \quad (54)$$

en la que T_a es la temperatura del álabe, T_s la temperatura estática del gas, w la velocidad relativa del gas respecto al álabe, y K una constante que depende de los números de Mach y Reynolds, pudiendo tomarse igual a 0,9 en los álabes de las turbinas.

Teniendo en cuenta estas altas temperaturas, ha de dimensionarse el álabe teniendo en cuenta la deformación en caliente o «creep»; fijándose el valor máximo admisible de esta deformación en el álabe, que será función de los esfuerzos y del número de horas de funcionamiento. Sobre esta cuestión volveremos a insistir en el párrafo siguiente.

Como norma general se dimensionan los álabes móviles con espesor del perfil variable, con valores del orden del 15 al 25 % en la raíz, y del 8-10 % en el vértice. También es frecuente en la práctica disminuir la cuerda desde la base hasta el vértice, disposición que si bien empeora las características aerodinámicas, mejora notablemente el álabe bajo el punto de vista de la resis-

tencia mecánica y de las vibraciones. No obstante, muchas turbinas tienen sus álabes móviles de cuerda constante, como en el caso del Rolls Royce Nene. En cambio, en los álabes de la directriz es norma usual dimensionar los álabes móviles para que exista compensación entre los esfuerzos de flexión producidos por el gas y los secundarios debidos a la fuerza centrífuga, aunque, como acontecía para los compresores axiales, esta compensación total solamente puede producirse para unas ciertas condiciones del gas, ya que los esfuerzos de flexión principales dependen de dichas condiciones, mientras que las centrífugas no dependen más que del régimen.

En la figura 25 están representados los esfuerzos que se producen en un álabe compensado en condiciones normales al nivel del mar con el avión parado.

En general, el álabe se calcula para mantener los esfuerzos máximos de flexión en la raíz por debajo de unos 8 Kg/mm², y el esfuerzo máximo combinado, en ningún punto ni en ninguna condición debe sobrepasar de unos 20-22 Kg/mm²; valores refe-

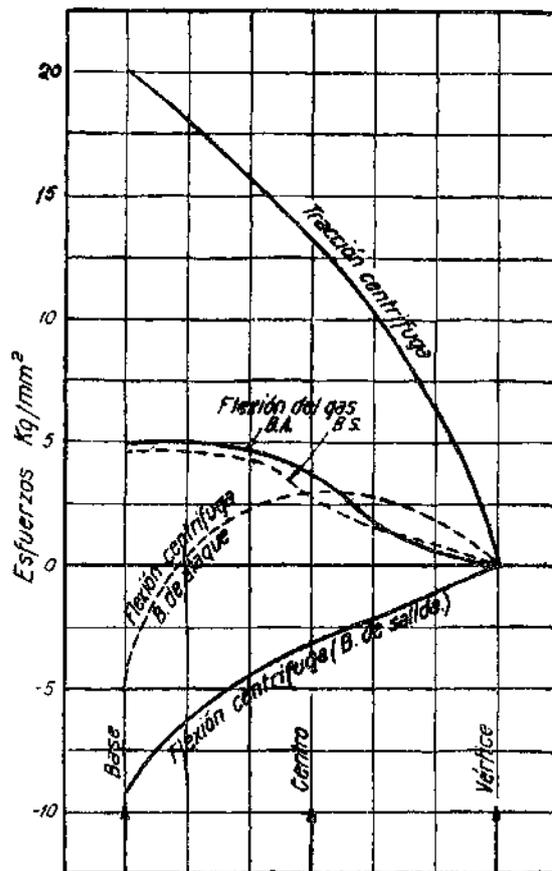


Fig. 25.—Esfuerzos de flexión en los álabes de la turbina del "Derwent" I a 16.700 r. p. m.

ridos a álabes construídos con aleación «Nimonic» 80, o similares.

El rodete también trabaja en condiciones muy duras de funcionamiento, ya que ha de soportar sus propios esfuerzos y los que le llegan transmitidos por los álabes. Además, funciona so-

medido a un fuerte gradiente de temperatura entre su periferia y su centro.

Pueden calcularse sus esfuerzos mediante la Teoría de la Elasticidad (ver, por ejemplo, Ref. 4), en los que se tiene en cuenta el efecto de dilatación que produce el gradiente de temperatura. La suma de los esfuerzos radiales debidas a la fuerza centrífuga y a las dilataciones térmicas se mantiene casi constante en los dos primeros tercios del radio, contado a partir del centro del rodete. Su valor máximo puede admitirse que sea de unos 20 Kg/mm². La suma de los esfuerzos tangenciales debidos a las fuerzas centrífugas y a las dilataciones varía muy rápidamente del centro a la periferia y cambiando de signo. Su gran valor máximo de tracción en dicha periferia, punto donde la temperatura es más elevada, y donde se fijan los álabes, ha sido la causa de muchos fallos y roturas producidos en turbinas.

Los álabes se sujetan al disco mediante ensambladuras especiales, unas 5 veces en forma de bulbo y con mayor frecuencia con el procedimiento denominado de «raíz en forma de copa de abeto» (fig. 27). Suele disponerse bastante holgura en frío, a fin de compensar las dilataciones.

Finalmente, entre otros datos constructivos, mencionaremos los siguientes: el juego radial de los álabes móviles debe mantenerse

ble para evitar el efecto de estela, pero por resistencia de materiales y fenómenos de corrosión no puede construirse excesivamente delgado. Valores normales de este espesor son de 0,5 mm. en el vértice de los álabes y de poco más de 1 mm. en la raíz.

Los álabes se fabrican estampados y mecanizados en máquinas copiadoras. Es fundamental terminarlos con un grado perfecto de pulimento superficial y sin defecto alguno, a fin de que resistan en buenas condiciones los efectos de corrosión.

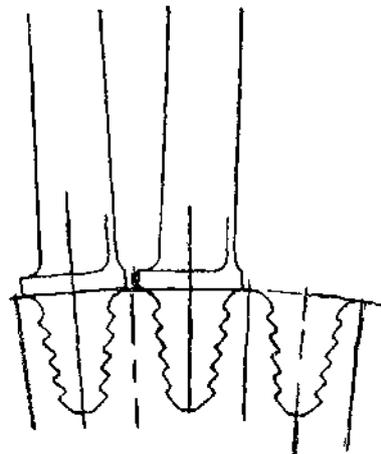


Fig. 27

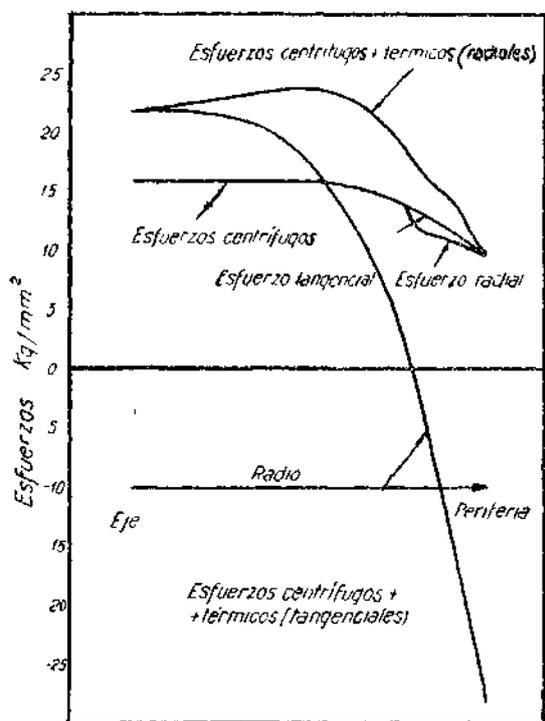


Fig. 26.—Esfuerzos en el disco (rolete) de la turbina del Wab (según Ref. 2).

inferior al 2 % de su altura, pues valores superiores aumentan considerablemente las pérdidas intersticiales. En cambio, el juego axial puede variar entre amplios límites, con valores variables

comprendidos entre $\frac{1}{5}$ y $1/1$ de la cuerda.

El espesor del borde de salida debe disminuirse lo más posi-

VIBRACIONES.

Tanto en los álabes de los compresores axiales, y más aún en los de turbinas, es de gran importancia el estudio de las vibraciones naturales y forzadas que se producen en ellos. Para un álabe de sección constante puede calcularse su frecuencia natural de flexión por el método de Rayleigh, y deducir también los armónicos de la frecuencia fundamental. Ahora bien, en la práctica, la forma complicada de los álabes impide cualquier cálculo teórico aproximado de sus frecuencias propias de vibración. Por otra parte, además de la vibración fundamental de flexión se presentan varios otros tipos de ella: de torsión, compleja, de borde de salida, etc., etc. Esto lleva consigo que las frecuencias de cada tipo de vibración haya que determinarlas experimentalmente mediante vibradores, estudiándose también la influencia que ejerce en ellas la temperatura.

Las fuerzas periódicas aplicadas procedentes de los gases pueden tener diversos orígenes. Pueden señalarse las fluctuaciones de la presión de unas cámaras a otras, las debidas a las vibraciones transmitidas al aire por los álabes del compresor, y especialmente, los cambios de presión que han de soportar los álabes móviles durante su paso enfrente de los vanos y álabes del estator. Con estos datos se dibujan los diagramas de interferencia (fig. 28), debiendo diseñarse los álabes a fin de evitar la resonancia en los regímenes de trabajo.

El problema de las vibraciones no está todavía completamente resuelto, faltando una mayor experimentación sobre el fenómeno. Como reglas generales, se indican que la disminución progresiva de la cuerda de los álabes mejora sus condiciones de resistencia a la vibración. Asimismo, el espesor mínimo del perfil en la

sección en el vértice viene limitado por estos efectos vibratorios, a los que deben añadirse para estas secciones delgadas el efecto «flutter» o de aleteo. También, y además de por las razones que se expusieron, el espesor del borde de salida viene limitado por su resistencia a la rotura por los fenómenos de vibración.

Los datos que se incluyeron de esfuerzos máximos admisibles en los álabes estaban fijados, teniendo en cuenta las fatigas alternativas que normalmente habrán de producirse. Para mayor número de datos y estudios sobre estas cuestiones, puede consultarse la referencia 9.

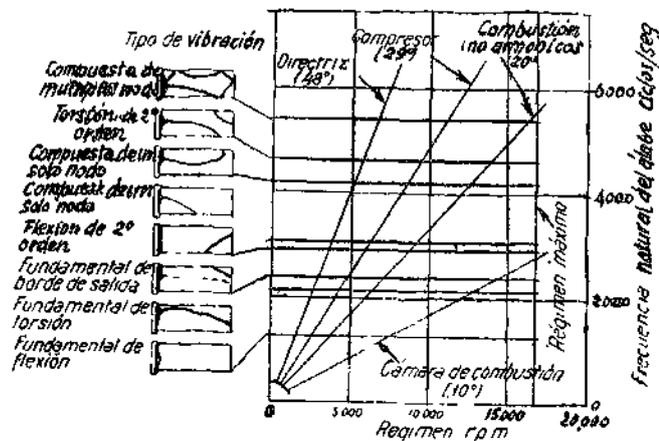


Fig. 28.—Diagrama de interferencias en la turbina del W2/700 a 700° (según Reg. 9).

MATERIALES

Problema de fundamental importancia y que ha ido siempre ligado con el desarrollo de las turbinas de gas es el de los materiales de algunos de sus componentes, especialmente para las cámaras de combustión, álabes y rodetes de las turbinas.

En los primeros proyectos de Whittle y en las turbinas de gas fabricadas en Alemania se había previsto una refrigeración intensa de los órganos sometidos a fuertes temperaturas, incluso por agua; lo que se traducía en una pérdida de rendimiento del motor. Poco a poco se han ido mejorando las calidades de los materiales, habiendo pasado las temperaturas capaces de soportar los álabes móviles de unos 550° con que se funcionaba antes de la guerra, hasta más de 760°. En el estudio termodinámico de las turbinas de gas, ya veremos la importancia esencial que presenta el ir incrementando las temperaturas de trabajo del motor.

Desde el año 1941 el progreso conseguido en los materiales especiales aptos para las turbinas de gas ha sido incesante, habiéndose aumentado la resistencia a la deformación en caliente cerca de diez veces, comparando las aleaciones ahora utilizadas con los mejores aceros ferríticos que entonces se empleaban.

A base de cromo, níquel, cobalto y otros muchos elementos, se han desarrollado multitud de aleaciones capaces de soportar las duras condiciones de trabajo que han de sufrir en las turbinas. Son bien conocidas las características y composiciones de las aleaciones Nimonic, Inconel, Timken, Vitallium, Jessop G18-B, Hastelly, Rex, Discaloy, etc., etc., determinados especialmente en Inglaterra y en los Estados Unidos.

La composición de ellos, según que se los destine a los tubos de llamas, directriz, álabes móviles y disco de la turbina, ha de ser diferente. Para los tubos de llamas interesa que el material pueda resistir muy altas temperaturas, del orden de los 2.000°, pero sin tener que soportar esfuerzos considerables, siendo también necesario que el material pueda soldarse con facilidad. Una aleación que se utiliza con la mayor frecuencia en la práctica para estos tubos de llamas es el Nimonic 75, del que a continuación insertamos su composición y características:

NIMONIC 75

C	0,08 - 0,12 %
Si	< 0,75 %
Mn	< 1,0 %
Fe	< 20 %
Ti	0,25 - 0,50 %
Cr	19 - 21 %
Ni	el resto

Carga de rotura	72 Kg/mm ²
Límite de elasticidad	47 Kg/mm ²
Módulo de Young	21.000
Límite de fatiga en flexión alternativa a la temperatura ambiente	26 Kg/mm ²
Idem id. a 750° C.	19 Kg/mm ²

DEFORMACIÓN EN CALIENTE

Temperatura	Esfuerzo para una deformación del 0,1 % a las 300 horas (Kg/mm ²)
600	13,8
650	10,5
700	6,8
750	4,9
800	3,3

Para los álabes fijos interesa que el material tenga muy buenas características para resistir la corrosión en caliente, que sea capaz de soportar esfuerzos de relativa consideración y que pueda fabricarse fundido. Con frecuencia se utilizan para ellos las aleaciones Vitallium y Crown Max. El Vitallium es una aleación de tipo estelitico, que se presta fácilmente a su moldeo por el método de vaciado en cera.

Su composición es la siguiente:

Cr	28 - 32 %
Mo	5,5 - 6,5 %
C	0,11 - 0,25 %
Co	el resto

La aleación Crow Max, sobre base austenítica, tiene algo pocas características que el Vitallium, pero resulta más barata. Su composición es la siguiente:

C	0,25 - 0,34 %
Si	1 - 2 %
Mn	< 1 %
Ni	10 - 14 %
Cr	20 - 25 %
W	2,5 - 3,5 %

Los álabes móviles de la turbina es la pieza que presenta condiciones de trabajo más duras, pudiendo considerarse por completo excepcionales. Han de soportar esfuerzo del orden de los

20 Kg/mm² (como una biela de un motor de explosión), temperaturas considerables, fatigas alternativas, choques térmicos y tener buenas características de forja y mecanizado.

Después de numerosos ensayos y de la utilización de numerosos materiales se ha llegado a la aleación Nimonic 80, realizada por la Mond Nickel Co., que reúne características excepcionales. Se compone de los elementos siguientes:

NIMONIC 80

C	0,1 %
Si	1 %
Mn	1 %
Al	1,5 %
Fe	5 %
Ti	1,8-2,7 %
Cr	19-22 %
Ni	el resto
S	0,02 %

El tratamiento térmico comprende un calentamiento hasta 1.050-1.080° C. durante 8 horas, seguida de su enfriamiento al aire. Después se somete a un revenido a 700° C. durante 16 horas. Sus características de resistencia en caliente se exponen en un cuadro que a continuación se inserta:

Esfuerzos en Kg/mm ² para producir un alargamiento de:					
Tiempo en horas	Temperatura en °C.	0,1 %	0,2 %	0,5 %	Rotura
100	600	46,5	50,5	52	52,7
	650	33	38,5	41,7	44,1
	700	26	30	32,3	34,6
	750	15,7	19,6	22,8	23,6
300	600	40,5	45,6	48,8	51,2
	650	30	34,6	38,5	40,2
	700	22	26	28,3	30
	750	12,6	15	18,1	20,5
1.000	600	34,6	39,4	44	46,5
	650	26	30,7	33,8	35,4
	700	17,3	21,2	23,6	25,2
	750	9,45	11	12,6	15

CARACTERÍSTICAS DE FATIGA

Esfuerzos, en Kg/mm ² , máximos para soportar 4,10 ⁶ ciclos en 300 h.			
Temperatura °C	Esfuerzo	Temperatura °C	Esfuerzo
20	0 ± 34,7	650	25,2 ± 12,6
600	31,5 ± 21,2	650	0 + 28,8
600	0 ± 30	700	18,9 ± 12,6
650	22 ± 14,2	700	0 + 26,3

El disco de la turbina ha de soportar esfuerzos que pueden llegar a ser superiores a los de los álabes móviles, estando en cambio sometido a menores temperaturas. La aleación Jessop G18-B desarrollada para este propósito, tiene la siguiente composición:

C	0,4 %
Mn	0,8 %
Si	1 %
Ni	13 %
Cr	13 %
Mo	2 %
Nb + Ta	3 %
Co	10 %
W	25 %

Proporcionando también unas excelentes características de resistencia a los esfuerzos y a la deformación en caliente.

Aunque existen otros elementos de las turbinas de gas que también se fabrican con materiales especiales, como las toberas de salida, «carter» de unión de las cámaras de combustión, anillos de recubrimiento, etc., etc., los problemas metalúrgicos que presentan son bastante menos complejos que los de los órganos que hemos reseñado. Para los compresores centrífugos se utilizan aleaciones ligeras derivadas de las RR-56 y RR-57, utilizándose también el acero cuando se proyectan de dos escalones (R. R. Dart).

No queremos terminar esta breve reseña de los materiales utilizados en las turbinas de gas sin hacer mención de las aleaciones y materiales cerámicos. Los alemanes ya trabajaron en este sentido y desarrollaron numerosos materiales, siclita, ardostan, esteatita, etc., de muy buenas características. Hoy día se trabaja activamente en este problema en Inglaterra y Estados Unidos, y aunque son notablemente escasos los resultados dados a la publicidad, se sabe que se han encontrado actualmente materiales cerámicos con resistencias a la rotura por tracción del orden de los 25-30 Kg/mm² y sometidos a temperaturas de unos 1.000° C. El resistir en buenas condiciones el choque térmico, o cambios fuertes de temperatura al calentarse y enfriarse el motor, es uno de los problemas de más difícil solución en los materiales cerámicos, teniendo buenas características a este respecto los materiales a base de carburo silíceo, carbono y hierro.

En los materiales formados a base de carburos, materiales cerámicos tales como el ZrO₂, Al₂O₃, G10, y mezclas de limaduras metálicas con ellos, es en donde debe esperarse el mayor progreso en el desarrollo de las turbinas de gas, ya que las aleaciones puramente metálicas están prácticamente casi en el límite de sus posibilidades, y todas las soluciones a base de refrigeración son siempre a costa del rendimiento del motor.

REFERENCIAS

- ADOLF MEYER: *The Combustion Gas Turbine: Its History, Development, and Prospects.*—The Institution of Mechanical Engineers, Proceedings, vol. 141, núm. 3.
- J. REEMAN: *The Turbine for the Simple Jet Propulsion Engine.*—The Institution of Mechanical Engineers, Proceedings, 1945, volumen 153.
- D. G. AINLEY: *The Performance of Axial Flow Turbines.*—The Institution of Mechanical Engineers, Proceeding, 1948, vol. 159.
- H. T. ADAMS: *Elements of Internal Combustion Turbine Theory.* Cambridge University Press, London, 1949.
- F. W. GODSEY: *Gas Turbines for Aircraft.*—Mc. Graw-Hill Book, New York, 1949.
- A. D. S. CARTER: *Three-dimensional-flow Theories for Axial-Compressors and Turbines.*—The Institution of Mechanical Engineers, Proceedings, 1948, vol. 159.
- J. R. WESKE: *Fluid Dynamic Aspects of Axial-Flow Compressors and Turbines.*—Journal of the Aeronautical Sciences, vol. 14, 1947.

T. A. KESTELL: *The Manufacture of Turbine Blades for the Whittle Engine.*—The Institution of Mechanical Engineers, noviembre, 1947.
 R. G. VOYSEY: *Some Vibration Problems in Gas Turbine Engines.*—The Institution of Mechanical Engineers, Proceedings, 1945, vol. 153.
 T. A. TAYLOR: *Recent Developments in Materials for Gas Turbines.*—The Institution of Mechanical Engineers, Proceedings, 1945, vol. 153.
 M. MONDER: *La Metallurgie du Turbo-reacteur.*—Conferencia de la Hispano Suiza, 10 de marzo 1948.

SEGUNDA PARTE

ESTUDIO TERMODINÁMICO DE LAS TURBINAS DE GAS

III

CARACTERÍSTICAS MOTORAS DE LAS TURBINAS DE GAS

Notación introducida en este capítulo.

- C = subíndice que denota compresión.
- q = subíndice que denota combustión.
- e = subíndice que denota expansión.
- T = temperatura absoluta, grados Kelvin.
- t = temperatura relativa, grados centígrados.
- P = presión, Kg/m².
- S = entropía.
- C_p = calor específico a presión constante. Real/Kg. grado.
- J = equivalente mecánica del calor, igual a 427 Kgm/Real.
- γ = exponente de la evolución isentrópica de los gases.
- W = velocidad de circulación de los gases.
- i = relación aire/combustible en peso.
- L = poder calorífico inferior del combustible. Rcal/Kg.
- m = relación de presiones.
- η = expresión general de rendimiento.
- η_c = rendimiento de la compresión.
- η_q = rendimiento de la combustión.
- η_e = rendimiento de la expansión.
- η₁ = rendimiento de la tobera de entrada.
- η₂ = rendimiento del compresor.
- η₃ = rendimiento de la turbina.
- η₄ = rendimiento de la tobera de escape.
- η_{me} = rendimiento mecánico.
- η_t = rendimiento del ciclo teórico.
- η_k = rendimiento de calidad.
- η_r = rendimiento real del motor.
- P = potencia.
- C_s = consumo específico, en grs/C. V. hora.
- β = relación entre la energía disponible y la necesaria para la compresión.

CICLO TEÓRICO

Estudiaremos un ciclo hipotético en el que no se tiene en cuenta la diferencia de gastos entre la compresión y expansión debida a la adición de combustible, considerando al aire como un gas perfecto.

Este ciclo se aproxima mucho al teórico porque la variación de los calores específicos es muy pequeña, debido a las altas temperaturas de funcionamiento.

Las figuras 1 y 2 representan el ciclo en los diagramas p-V y T-S.

Fase 0-a'. Depresión en la tobera de entrada.

La depresión y el enfriamiento del aire producidos por el compresor se obtienen de:

$$\frac{W_a^2}{2g} = J C_p (T_o - T_a) ; \frac{P'_a}{P_o} = \left(1 - \frac{W_a}{2g J C_p T_o} \right)^{\frac{\alpha}{\alpha-1}}$$

Siendo W_a = velocidad de aspiración.

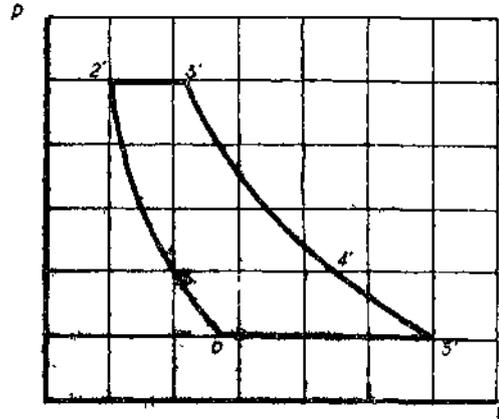


Fig. 1

T_o - T_a puede llegar a valer unos 9°, y la relación P'_a/P_o ser del orden de 0,9.

Esta fase no es preciso incluirla en la práctica, pues si bien el compresor aspira en depresión, también le llega el aire con una energía cinética W_a²/2g, nacida a expensas de ella, que, posteriormente, se transforma en presión.

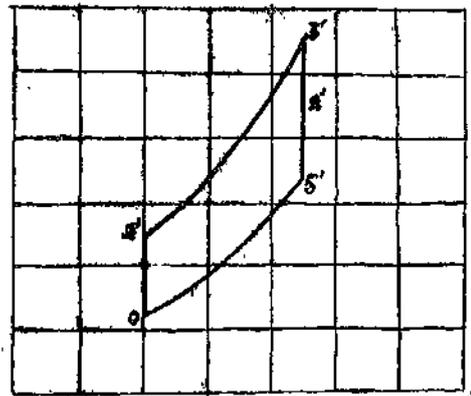


Fig. 2

Fase 0-2'. Compresión adiabática en el compresor.

Es preferible caracterizar un compresor por su trabajo de compresión por Kg. ΔT_c que por su relación de presiones m_o, ya que el primero sólo varía con el régimen, mientras que la segunda depende de las condiciones de presión y temperaturas iniciales del aire.

$$T'_2 = T_o + \Delta T_c ; \frac{P'_2}{P_o} = \left(1 + \frac{\Delta T_c}{T_o} \right)^{\frac{\alpha}{\alpha-1}} \quad (1)$$

Fase 2'-3'. Combustión a presión constante.

Suponiendo que no se producen cambios en la energía cinética de los gases, se tendrá:

$$P'_3 = P'_2 ; C_p (T'_3 - T'_2) = \frac{L}{\alpha} \quad (2)$$

Fase 3'-4'. Expansión adiabática de la turbina.

Llamando W'_4 a la velocidad teórica de salida de los gases de la turbina se tiene:

$$J C_p (T'_3 - T'_4) = J C_p (T'_2 - T'_4) - \frac{W'_4{}^2}{2g}$$

$$\frac{P'_4}{P'_3} = \left(\frac{T'_4}{T'_3} \right)^{\frac{\alpha}{\alpha-1}} \quad (3)$$

Fase 4'-5'. Expansión final en la tobera de salida.

La presión final es teóricamente igual a la ambiente, por tanto:

$$\left(\frac{T'_5}{T'_4} = \frac{P'_5}{P'_4} \right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} = \left(\frac{P_0}{P'_4} \right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} \quad (4)$$

La velocidad teórica de salida de los gases de escape se determina con:

$$\frac{W'^2}{2g} = J C_p (T'_4 - T'_5) + \frac{W'_4{}^2}{2g} \quad (5)$$

Rendimiento del ciclo teórico.

Vendrá dado por:

$$\eta_{it} = 1 - \frac{T'_5}{T'_3} \quad (6)$$

Pueden establecerse fórmulas en las que se considera al aire como gas real, teniendo en cuenta la diferencia de gasto entre la compresión y expansión. Tomando para cada fase un calor específico medio se llega a:

$$\eta_i = \frac{(1 + \alpha) C_p^e (T'_3 - T'_2) - \alpha C_p^e (T'_2 - T_0)}{\alpha C_p^e (T'_2 - T'_3)} ; \quad (7)$$

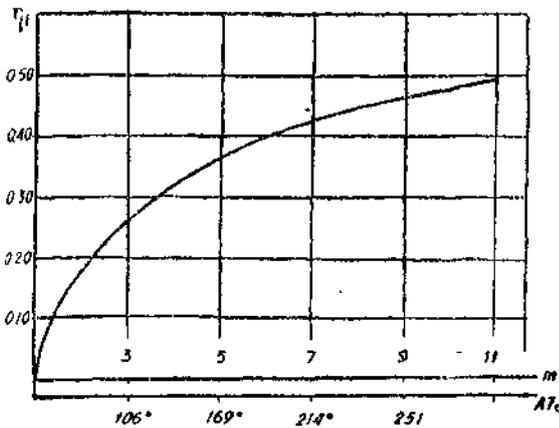


Fig. 3.—Curva $\eta_i = f(m)$ $T_0 = 288$

Haciendo aplicación de ambos ciclos a un motor de tipo normal se obtienen diferencias que no sobrepasan el 2 %, pero puede presentarse el caso de un motor funcionando con temperaturas muy elevadas, o con gran diferencia de gastos entre la compresión y expansión, y entonces se cometerían errores considerables, considerando las simplificaciones señaladas.

En la figura 3, obtenida de (6), se ve que η_i es una función creciente de la relación de presiones m_0 que tiene como asíntota la recta $\eta_i = 1$.

CICLO REAL DE FUNCIONAMIENTO

En este estudio, el factor fundamental que hemos de determinar es el rendimiento, ya que a él se referirán muchas de las características del motor. No habría inconveniente en establecer una fórmula que nos diese su valor en función de diversos coeficientes que representasen las distintas clases de pérdidas, pero siempre existiría la indeterminación de los valores estimados incrementada esta inexactitud con los errores de las teorías experimentales de cálculo y de las condiciones exteriores que hay que admitir. Por todo esto no son útiles fórmulas complicadas en las que se tengan en cuenta pérdidas que, probablemente, ni siquiera las acusen los instrumentos de medida, por ser los errores de éstos superiores a ellas. Por tanto, se introducen simplificaciones, procurando establecer una fórmula lo más sencilla posible en función de pocos parámetros y de manejo cómodo.

Al describir las fases del ciclo iremos destacando sucesivamente las simplificaciones que se adoptan. Una común a todos, será la de no considerar las pérdidas de calor por las paredes, insignificantes en estos motores prácticamente desprovistos de refrigeración.

Aunque ya vimos en el estudio del ciclo teórico la poca influencia de la variación de los calores específicos y de la diferencia de gastos entre la compresión y expansión, se insertarán primeramente los cálculos teniendo en cuenta estos efectos, por las razones que allí se señalaron y porque en la estimación de rendimientos y temperaturas en las fases de expansión pueden cometerse errores de alguna consideración al adoptar la hipótesis de gas perfecto. Los cálculos del ciclo se harán tomando valores medios de los calores específicos en cada una de las fases, teniendo conocimiento de los mismos por la estimación de la temperatura de funcionamiento.

Consideraremos lo que pudiera llamarse un motor de tipo normal, dejando para más adelante el estudio de los recuperadores de calor y del efecto de introducir una fase de combustión posterior a la expansión en la turbina.

Por último, indicaremos que, para facilitar los cálculos, se referirán las temperaturas reales del motor a otras teóricas de igual presión, indicándose estas últimas acentuadas a fin de diferenciarlas fácilmente.

Fase 0-a. Depresión en la tobera de entrada.

Evidentemente se tendrá:

$$\frac{W_a^2}{n 2g} = J C_p (T_0 - T_a)$$

y el rendimiento de la tobera de entrada:

$$\eta_r = \frac{T_o - T'_u}{T_o - T_u}$$

con lo que:

$$\frac{P_a}{P_o} = \frac{P'_a}{P_o} = \left(\frac{T'_a}{T_o} \right)^{\frac{\alpha}{\alpha-1}} = \left(1 + \frac{W_a^2}{2g J C_p T_o \eta_1} \right)^{\frac{\alpha}{\alpha-1}}$$

Para η_1 pueden tomarse valores comprendidos entre 0,85 y 0,95, correspondiendo los mayores a motores con compresor centrífugo de una sola cara activa y con la tobera orientada en el sentido del movimiento.

Ahora bien, análogamente a lo que dijimos en el estudio del ciclo teórico, esta fase no es preciso tenerla en cuenta.

Fase 0-2. Compresión del aire en el compresor.

Para definir el compresor tomaremos un rendimiento adiabático η_2 y un incremento de temperatura teórico ΔT_o necesario para conseguir la relación de presiones m_o . Este último parámetro no dependerá más que del régimen, ya que el incremento real de temperatura sólo depende de él y admitiremos para η_2 la misma condición. En resumen, tendremos:

$$\eta_2 = \frac{T'_2 - T_o}{T_2 - T_o};$$

$$T_2 = T_o + \frac{\Delta T_o}{\eta_2} \frac{P_2}{P_o} = \left(\frac{T'_2}{T_o} \right)^{\frac{\alpha}{\alpha-1}} = \left(1 + \frac{T_o}{T_c} \right)^{\frac{\alpha}{\alpha-1}} \quad (8)$$

Fase 2-3. Combustión.

En realidad se produce una pequeña caída de presión del orden de los 0,2 a 0,3 Kg/cm², pero se supondrá que la combustión se realiza a presión constante. Además, se producen pérdidas debidas a fenómenos de disociación y por combustión incompleta que se traducen en una menor elevación de temperaturas. El diseño de las cámaras con vistas a evitar los efectos de combustión retardada proporcionan un rendimiento de la combustión η_3 muy elevado, del orden de 0,98. Se tendrá:

$$T_3 - T_2 = \eta_3 \frac{L}{(1+r) C_p^g} \quad (9)$$

Fase 3-4. Expansión en la turbina.

Con las hipótesis hechas en la fase anterior no hay variación de la energía cinéticas en las cámaras de combustión; por tanto:

$$J C_p (T_2 - T_o) = \left[J C_p^g (T_3 - T_4) - \frac{W_4^2}{2g} \right] \frac{1+r}{r}$$

Despreciando el término $\frac{W_4^2}{2g} \frac{1+r}{r}$ se tiene T_4 , con un error del 4 %, pero esto lo podemos aceptar, ya que en el cálculo

de T_5 y W_5 , que son los que realmente interesan en el estudio del ciclo, el error es mucho menos. Se tendrá, pues:

$$C_p^c (T_a - T_o) = \frac{1+r}{r} C_p^c (T_6 - T_4) \quad (10)$$

El rendimiento η_3 de la turbina vendrá dado por:

$$\eta_3 = \frac{T_2 - T_4}{T_3 - T_4}$$

y la presión por:

$$\frac{P_3}{P_3} = \frac{P'_3}{P_3} = \left(\frac{T'_3}{T_3} \right)^{\frac{\alpha}{\alpha-1}} = \left(1 - \frac{T_3 - T_4}{T_3 \eta_3} \right)^{\frac{\alpha}{\alpha-1}} \quad (11)$$

Fase 4-5. Expansión en la tobera de salida.

En condiciones nominales de funcionamiento la presión de salida será igual a la ambiente, y si llamamos η_4 al rendimiento adiabático de la tobera se tendrá:

$$\eta_4 = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_5^*};$$

$$T_5 = T_4 \left\{ 1 - \eta_4 \left[1 - \left(\frac{P_o}{P_4} \right)^{\frac{\alpha}{\alpha-1}} \right] \right\} \quad (12)$$

La velocidad de salida de los gases de escape se obtiene de:

$$\frac{Wz}{2g} = J C_p^c (T_3 - T_5) - J C_p^c (T_2 - T_o) \frac{\alpha}{\alpha+1} \quad (12)$$

Y considerando la velocidad W se llega a la misma expresión, pero teniendo T_5 en ambas distinto valor.

Pérdidas mecánicas.

Hasta ahora no se han tenido en cuenta las pérdidas mecánicas. Las debidas al arrastre de los mecanismos auxiliares son insignificantes.

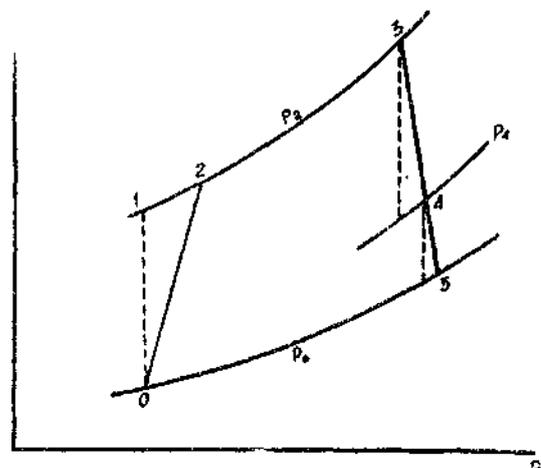


Fig. 4.—Ciclo real del motor.

nificantes, inferiores al 1,5 % de la energía absorbida por el compresor y las debidas a rozamientos en los cojinetes son también de escasa consideración. Por tanto, el rendimiento mecánico η_m es prácticamente igual a la unidad. Sin embargo, cuando quiera tenerse en cuenta hay que introducirle como factor en el segundo miembro de (10), viniendo afectadas las fórmulas siguientes de la expansión por la variación experimentada por T_4 . En particular, para la velocidad de salida de los gases tendremos:

$$\frac{W^e}{2g} = J C_p^e (T_3 - T_5) - J C_p^e (\Gamma_3 - T_0) \frac{\alpha}{\eta_m (\alpha + 1)} \quad (14)$$

En la figura 4 puede verse trazado el ciclo que acabamos de estudiar.

RENDIMIENTO DEL CICLO.

Para el rendimiento se llega a la expresión:

$$\eta_r = \frac{\frac{1+r}{r} C_p^e (\Gamma_3 - T_1) - \frac{1}{\eta_m} C_p^e (\Gamma_2 - T_0)}{C_p^e (T_3 - T_2) \frac{1+r}{r}} \eta_q \quad (15)$$

Los parámetros que se han introducido en el estudio del ciclo pueden clasificarse de la siguiente manera:

- a) Parámetros fundamentales de funcionamiento de los que dependen esencialmente las características del motor: ΔT_0 , L y r , o bien m_0 , L y r .
- b) Parámetros que indican la mayor o menor perfección lograda en el motor: η_1 , η_2 , η_3 , η_4 , η_q y η_m .
- c) Parámetros que fijan las condiciones exteriores: T_0 .

La fórmula (15) da muy buena aproximación, pero analizar la influencia que ejerce cada uno de los parámetros fundamentales resultaría muy complicado. Por ello, se establece una fórmula mucho más sencilla y que da también muy buena aproximación, con el único inconveniente de perder generalidad, ya que se calcula para turbo-reactores de características normales y, por esta razón, en algunos estudios teóricos habrá que utilizarla con ciertas limitaciones. Para llegar a ésta se hacen las simplificaciones siguientes:

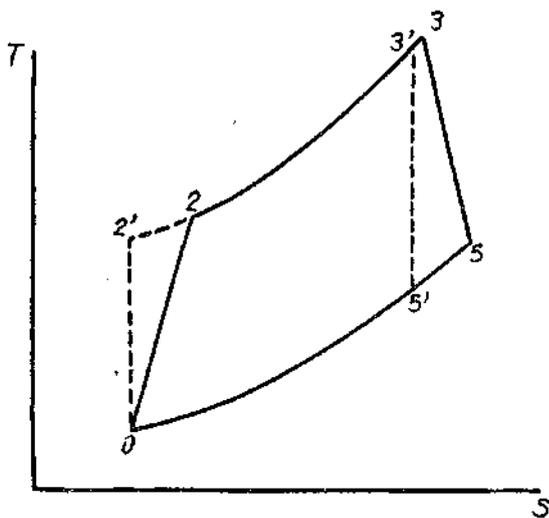


Fig. 5.—Ciclos teórico y real

En el ciclo se evoluciona aire puro comportándose como un gas perfecto, sin tener en cuenta las modificaciones que introduce en sus propiedades el combustible quemado ni la diferencia de gastos entre la compresión y expansión. Es decir, que:

$$C_p^e = C_p^r = C_p^o = C_p$$

$$\alpha^e = \alpha^r = \alpha$$

$$1 + r = r$$

Con estas simplificaciones se desarrolla el cálculo de las distintas fases del ciclo, refiriendo dicho cálculo a un ciclo teórico caracterizado por tener igual presión de combustión, análogos valores para L y r y las mismas condiciones exteriores que las del ciclo real que estamos considerando. Tal ciclo sería el 0-2'-3'-5' de la figura 5, en la que 0-2-3-5 es el real, aunque también se considera $T_3 = T_3'$, lo que se refleja en una disminución en el rendimiento del orden del 2-3 % que sirve, para motores de tipo normal, para compensar los errores introducidos por las simplificaciones anteriores y obtener muy buenas aproximaciones.

De este modo, se obtiene para el rendimiento:

$$\eta_r = \eta_t \eta_k \quad (16)$$

Siendo η_t el rendimiento del ciclo teórico y η_k un factor que llamaremos rendimiento de calidad, ya que indica el grado de perfeccionamiento alcanzado por el motor y cuyo valor es:

$$\eta_k = \frac{\alpha \eta_e - \frac{1}{\eta_2}}{\alpha - 1} \quad (17)$$

Siendo:

$$\alpha = 1 + \frac{L}{r C_p (\Gamma_0 + \Delta T_e)}$$

y η_e el rendimiento de la expansión definido de la manera siguiente:

$$\eta_e = \frac{T_3 - T_5}{T_3 - T_5'}$$

llegándose a:

$$\eta_e = \frac{\eta_3 + \mu \eta_4}{1 + \mu} \quad \text{donde: } \mu = \alpha \eta_2 \eta_3 - 1$$

Aplicación.

Con el fin de comprobar la exactitud que proporcionan las teorías que acabamos de desarrollar, vamos a hacer aplicación a un motor conocido y compararemos los resultados con los datos verdaderos.

Fijémosnos en el turbo-reactor Rolls Royce «Derwent V», del que destacamos los siguientes datos (todos ellos a régimen nominal y en condiciones estáticas del nivel del mar):

$$L = 10.310 \text{ Kcal/Kg.}; \quad r = 60; \quad W = 550 \text{ m/sg.}$$

Condiciones exteriores	$T_0 = 288^\circ$.
Entrada en las cámaras de combustión	$P_0 = 1,03 \text{ Kg/cm}^2$
Entrada en la directriz de la turbina	$T_2 = 480^\circ$.
Salida de la turbina	$P_3 = 4,33 \text{ Kg/cm}^2$
	$T_3 = 1.110^\circ$.
	$P_4 = 4,08 \text{ Kg/cm}^2$
	$T_4 = 885^\circ$.
	$P_4 = 1,41 \text{ Kg/cm}^2$

Sección final de la tobera de salida ... $\dot{T}_5 = 823^\circ$
 $P_5 = 1,03 \text{ Kg/cm}^2$
 Rendimiento verdadero ... $\eta_r = 0,21$
 Rendimiento del compresor ... $\eta_2 = 0,76$
 Rendimiento de la turbina ... $\eta_3 = 0,87$
 Rendimiento de la tobera de escape ... $\eta_4 = 0,96$

Realizando los cálculos con las fórmulas sin simplificar y simplificadas, se obtiene el siguiente cuadro comparativo de los datos más importantes del ciclo:

	T_0	T_2	T_3	T_5	η_r
Datos reales del motor ...	288°	480°	1.110°	823°	0,21
Resultados obtenidos con las fórmulas sin simplificar ...	288°	480°	1.112°	810°	0,22
Resultados obtenidos con las fórmulas simplificadas ...	288°	480°	1.146°	796°	0,223

Como puede observarse, tanto con las fórmulas completas como con las simplificadas, se obtiene muy buena aproximación, siendo para los rendimientos prácticamente la misma en ambas.

En los estudios que haremos a continuación utilizaremos exclusivamente las fórmulas simplificadas, con las que perdiéndose muy poca exactitud, resultan los cálculos extremadamente sencillos. Lo que sí debe tenerse en cuenta es que las fórmulas simplificadas se obtienen para motores que tengan buenos rendimientos orgánicos, relaciones aire/combustibles iguales o superiores a 50 ó 60 y relaciones de compresión de tipo normal comprendidas entre 4 y 6. Si las características del ciclo en estudio fuesen en algún aspecto muy diferentes de las citadas, podrían cometerse errores de bastante importancia, pero, en realidad, todos los motores modernos tienen sus características comprendidas entre las mencionadas.

ANÁLISIS DEL RENDIMIENTO. INFLUENCIA QUE EJERCEN EN ÉL LOS DE LA COMPRESIÓN Y EXPANSIÓN.

Los cálculos se harán tomando η_2 o η_0 como variables independientes, mientras los demás se mantienen constantes. Haremos uso de la fórmula:

$$\eta_r = \frac{\alpha \eta_e - 1}{\alpha - 1} = \eta_t \eta_k$$

Como η_t no depende más que de las temperaturas teóricas, podremos considerar simplemente el estudio de las funciones $\eta_k = f(\eta_0)$ y $\eta_k = f(\eta_2)$, cuya representación gráfica puede verse en las figuras 6 y 7.

Siendo $\frac{\alpha}{\alpha - 1}$ la pendiente de la recta $\eta_k = f(\eta_0)$; y, $\frac{1}{\eta_2^2 (\alpha - 1)}$, la de la hipérbola $\eta_k = f(\eta_2)$, y teniendo en cuenta que los valores de α difieren poco de 2,6, la primera será mayor que la segunda cuando $\eta_2 > \frac{1}{\sqrt{\alpha}} \approx 0,62$.

Por tanto, las variaciones de η_0 ejercen mayor influencia en η_k que las de η_2 . Solamente no ocurrirá esto para motores funcio-

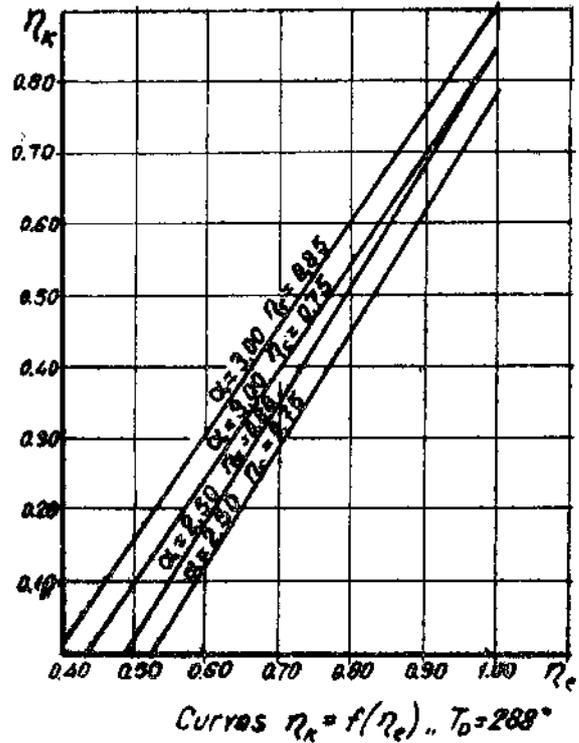


Fig. 6

nando con muy elevadas relaciones aire/combustible, que darán valores muy bajos para α .

La condición para que se anule el rendimiento es evidentemente:

$$\eta_2 \eta_0 = \frac{1}{\alpha} \tag{18}$$

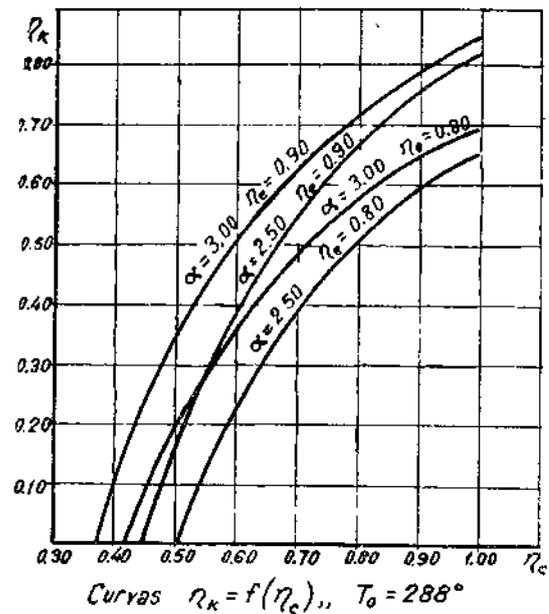


Fig. 7

En los motores modernos, para régimen y condiciones nominales, el producto $\eta_2 \eta_c$ es siempre superior a 0,65-0,70, mientras que $\frac{1}{a}$ vale menos de 0,4. Puede darse el caso en que

los rendimientos disminuyan o $\frac{1}{a}$ crezcan por aumentar, por ejemplo, la relación aire/combustible.

En la figura 8, se da el valor del producto $\eta_2 \eta_c$, que anula el rendimiento en función de la relación aire/combustible para dos relaciones de compresión.

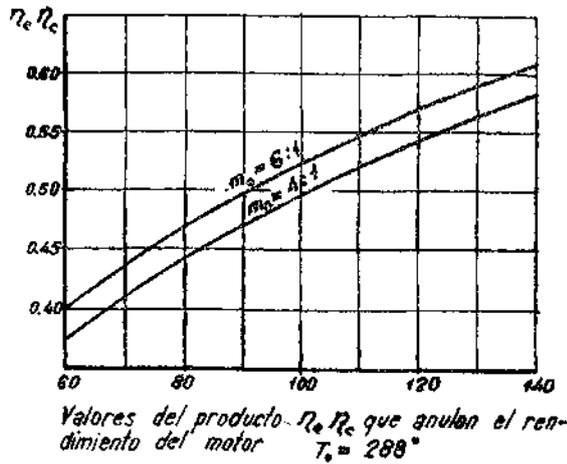


Fig. 8

VARIACIÓN DEL RENDIMIENTO CON RELACIÓN AIRE/COMBUSTIBLE.

La puesta del rendimiento en la forma:

$$\eta_r = \left[\eta_c - \frac{r C}{L} (T_0 + \Delta T_c) \left(\frac{1}{\eta_2} - \eta_2 \right) \right] \frac{\Delta T_c}{T_0 + \Delta T_c} \quad (19)$$

se deduce que disminuye linealmente a medida que aumenta la relación aire/combustible, de acuerdo con el principio de que toda máquina térmica pierde características al disminuir su temperatura de combustión.

De la observación de la pendiente $d\eta_r/dr$, se deduce que la variación es menos acentuada cuanto mayores sean los rendimientos de la compresión y expansión, lo que responde al significado físico de que el ciclo se aproxima más al teórico, en el cual su rendimiento es independiente de r . Dicha pendiente también se reduce al disminuir C_p o aumentar L , ya que ambos incrementan la temperatura de fin de combustión, tendiendo a compensar el efecto producido por el aumento de r .

Finalmente, al aumentar la temperatura de fin de compresión, mayor es la variación de η_r con r . La explicación de esto puede buscarse en que aumentan las pérdidas del ciclo, aunque este efecto se compense con la mejora experimentada en las características del motor representada por el rendimiento del ciclo teórico. De este modo, aunque se gane rendimiento, el ciclo se

aparta más del teórico y ejercerán en él mayor influencia las variaciones de r .

La figura 9 representa la función $\eta_r = f(r)$, para valores normales de los parámetros.

De lo expuesto se deduce que es conveniente que la relación aire/combustible sea la menor posible, pero hay que tener en

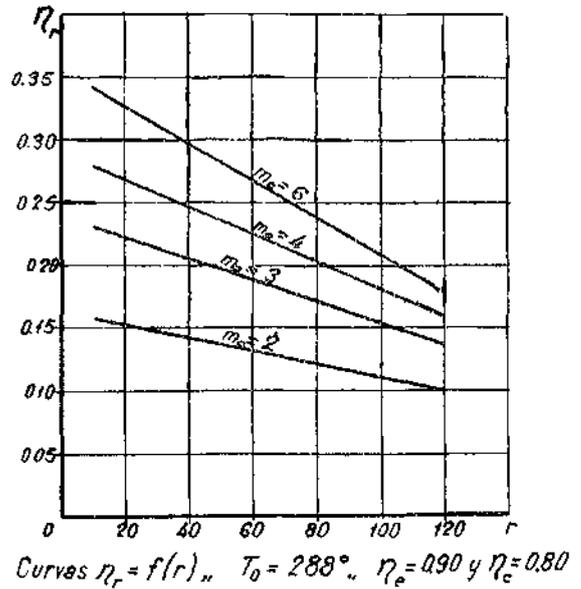


Fig. 9

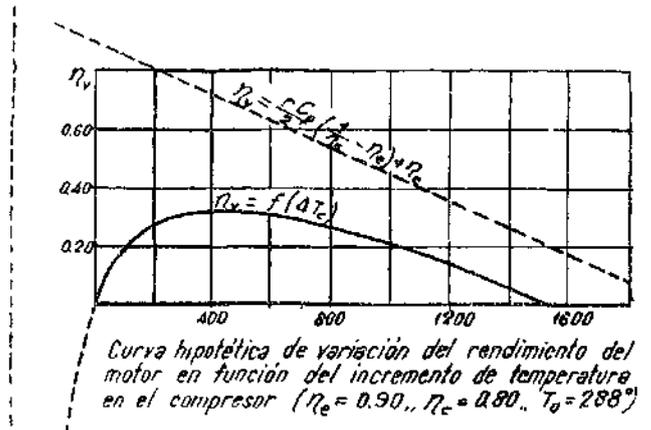


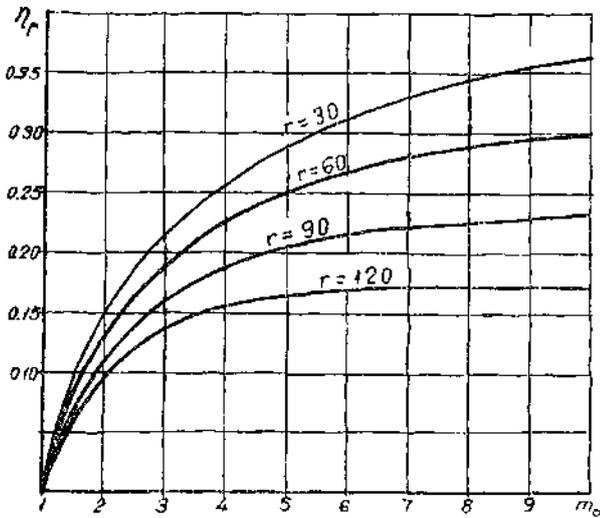
Fig. 10

cuenta la cuestión metalúrgica que impone un límite superior a la temperatura de fin de combustión, o un límite inferior a dicha relación. Para los materiales de que se dispone hoy día para la fabricación de los álabes de la turbina puede cifrarse en unos 850-875° C, la temperatura máxima admisible en la admisión de la directriz, lo que impone un valor de la relación aire/combustible del orden de 60, para relaciones de compresión y tipos de combustible normales empleados.

INFLUENCIA EN EL RENDIMIENTO DE LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN.

El rendimiento de calidad disminuye al aumentar ΔT_c , mientras que el rendimiento del ciclo teórico aumenta. El producto representado por (19) es una función hiperbólica de ΔT_c . Su representación puede verse en la figura 10. No puede aspirarse a que el motor funcione en el máximo de la curva, porque esto ocurre para valores de ΔT_c del orden de los 400°, correspondiendo a relaciones de compresión superiores a 20, inalcanzables en la práctica. Por otra parte, al dibujar las curvas a mayor escala (fig. 11), se ve que, a partir de relaciones de compresión de 6 a 7, las curvas se vuelven muy tendidas, y para aumentar un poco el rendimiento tendríamos que incrementar enormemente la potencia invertida en la compresión.

No debe esperarse, pues, que las relaciones de compresión empleadas en los motores aumentan indefinidamente, y más teniendo en cuenta que se empeora la relación potencia disponible/potencia gastada en la compresión, como veremos a continuación. Únicamente podrían mejorarse estos efectos aumentando los rendimientos del compresor y turbina, pues entonces las curvas $\eta_r = f(m_o, r)$ son cada vez menos tendidas, el máximo se aleja y nos aproximamos a la curva límite del ciclo teórico, curva creciente indefinidamente.



Curvas $\eta_r = f(m_o, r)$, para $\eta_a = 0.90$, $\eta_c = 0.80$, $T_0 = 283^\circ$

Fig. 11

RELACIÓN POTENCIA DISPONIBLE/POTENCIA GASTADA EN LA COMPRESIÓN.

Esta relación, de gran importancia, puesto que de ella dependen esencialmente el peso por C. V. del motor. Se expresa por:

$$\beta = \frac{(T_3 - T_5) - (T_2 - T_0)}{T_2 - T_0} \quad (20)$$

Utilizando las fórmulas simplificadas, resulta:

$$\beta = \alpha \eta_2 \eta_c - 1 = \left(1 + \frac{L}{r C_p (T_0 + \Delta T_c)} \right) \eta_2 \eta_c - 1 \quad (21)$$

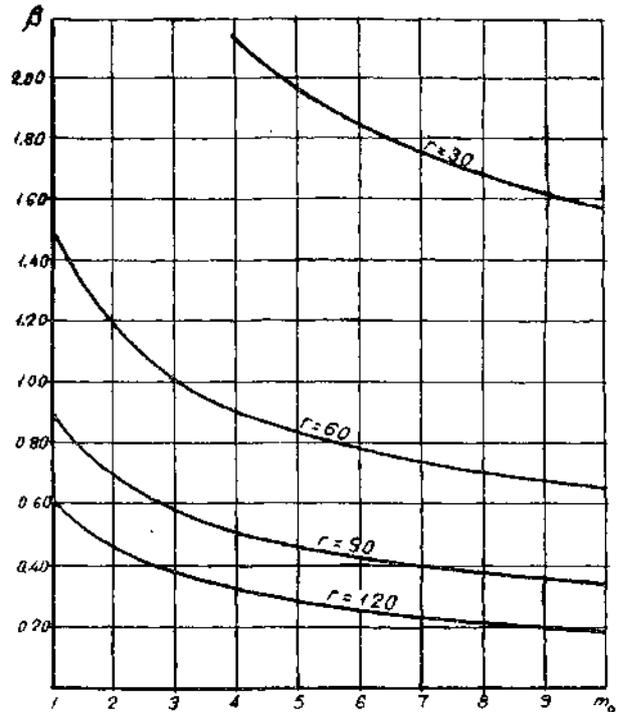
Y por medio de las fórmulas más exactas:

$$\beta = \frac{(1+r) C_p^\circ (T_3 - T_5)}{r C_p^\circ (T_2 - T_0)} - 1 \quad (22)$$

Al principio esta relación era muy pequeña, debido a que η_2 y η_c eran bajos. Aún, hoy día, se mantiene bastante por debajo de la unidad.

La fórmula (21) da valores un poco más elevados que los reales, así, para el R-R Derwent V, con $\alpha = 2.64$; $\eta_c = 0.93$; y $\eta_2 = 0.76$, obtenemos: $\beta = 0.86$, mientras que el valor de esta relación para el motor es: $\beta = 0.79$, que corresponde al cociente entre los 5.900 C. V. de potencia del motor y los 7.000 gastados en la compresión.

Esta diferencia es debida a que los errores de las fórmulas simplificadas afectan a la potencia disponible, mientras que no in-



Relación entre la energía disponible y la necesaria para la compresión, en función de la relación estática de compresión y de la relación aire-combustible ($\eta_c = 0.90$, $\eta_a = 0.80$, $T_0 = 288^\circ$, $L = 10300 \text{ kcal/kg}$)

Fig. 12

fluyen en la gastada en la compresión, pero seguiremos utilizando la (21), ya que no es muy grande el error cometido y puede estudiarse en ella fácilmente la influencia de los demás parámetros del ciclo.

La relación β crece linealmente con el producto $\eta_2 \eta_c$, y será la unidad cuando $\eta_2 \eta_c = \frac{2}{\alpha}$. Este valor es del orden de 0,75, y en motores con compresor axial, el producto $\eta_2 \eta_c$ puede llegar a superarle. El máximo de β ocurriría cuando $\eta_2 \eta_c = 1$, siendo $\beta = \alpha - 1$ del orden de 1,65.

Tanto el aumento de la relación aire/combustible como el de ΔT_c disminuyen β .

En la figura 12 se representa la función $\beta = f(\Delta T_c)$ graduadas las abscisas en valores de m .

A continuación damos los valores que se alcanzan para β en algunos motores:

Nacionalidad	MOTOR	β
Inglaterra	Rolls Royce Dervent V	0,750
	Rolls Royce Nene	0,810
	De Havilland Goblin II	0,716
	De Havilland Ghots	0,953
EE. UU.	Allison-Ceco-400	0,893
Alemania	Jumo 004-02	0,737
	B. M. W. 003	0,710

POTENCIA DEL MOTOR.

La potencia en estos motores se mide por el incremento de energía cinética producido en la unidad de tiempo.

Llamando C al gasto de aire en Kg/seg., el consumo de combustible en las mismas unidades será: $C = \frac{C}{r}$, y la potencia en C.V. vendrá dada por:

$$P = C \frac{(1+r) W^2}{2g75} \quad (23)$$

La velocidad de salida de los gases de escape se puede expresar en la forma:

$$W = \sqrt{\frac{2g \cdot J \cdot L \cdot \eta_c}{1+r}} \quad (24)$$

Con lo que (23) se transforma en:

$$P = \frac{J \cdot C \cdot L \cdot \eta_c}{75} \quad (25)$$

Expresión que puede escribirse también directamente:

El consumo en grs/C.V. hora se deduce de (25), y tomando $J = 427 \text{ Kg/m/Kcal.}$, y $L = 10.300 \text{ Kcal.}$, resulta:

$$C_e = \frac{61,5}{\eta_c} \quad (26)$$

La figura 13 representa esta función para diferentes valores del poder calorífico interior del combustible.

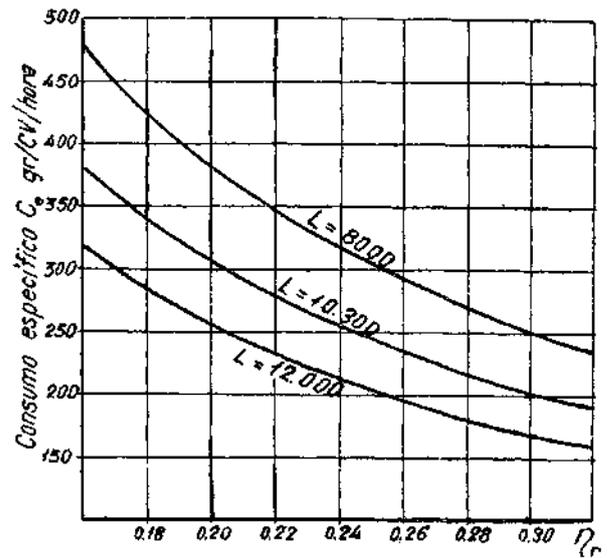
La relación peso/potencia alcanza valores extraordinariamente reducidos en estos motores, inferiores a 0,10 Kg/C.V., mucho más bajos que los obtenidos hasta la fecha en los motores de cilindros, como se ve en los datos que damos a continuación sobre motores de ambos tipos.

La figura 14 representa la variación de la relación peso/potencia y de la potencia motora con la velocidad del motor de avión Rolls Royce Nene.

Como ya hemos dicho, con objeto de comparar los valores que la relación peso/potencia toma en estos motores con los que se obtienen en los de cilindros, damos los siguientes datos tomados de los más modernos motores de cilindros:

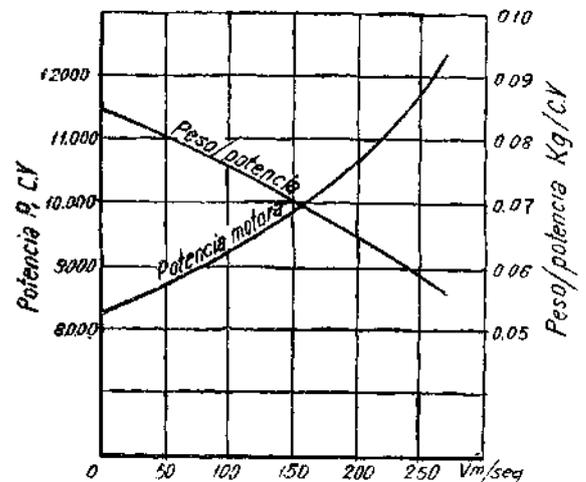
Tipo	MOTOR	Peso/potencia
Cilindros	Pratt & Whitney Double Wasp CA 15	0,563
	Pratt & Whitney Wasp Major / TBS 3-G	0,586
	Rolls Royce Eagle	0,606
	Rolls Royce Nene	0,500
Compresor	De Havilland Goblin II	0,000
	De Havilland Ghost	0,111
	Allison Ceco-400	0,104
Turbina	Jumo 004-02	0,215
	B. M. W. 003	0,243

Estos datos han sido obtenidos, para los dos tipos de motores, en condiciones de máxima potencia al nivel del mar.



Dependencia del consumo específico con el rendimiento del motor y calidad del combustible.

Fig. 13



Variación de la potencia y de la relación peso/potencia en el Rolls-Royce Nene

Fig. 14

IV

CARACTERÍSTICAS PROPULSORAS DE LAS TURBINAS DE GAS

Notación introducida en este capítulo

- V — Velocidad de avance del avión, en m/seg.
- a — altura sobre el nivel del mar, en mts.
- G₀ — gasto de aire al nivel del mar y velocidad nula, Kg/seg.
- C_{va} — gasto de aire a altura a y velocidad V, Kg/seg.
- r_{va} — relación aire/combustible a altura a y velocidad V.
- G_c — consumo de combustible al nivel del mar y velocidad nula, Kg/seg.
- C_{va} — consumo de combustible a altura a y velocidad V, Kg/s:sg.
- E — empuje, Kg.
- E_c — empuje específico, Kg. Kg/seg.
- η_p — rendimiento de la propulsión.
- η_e — rendimiento global.

Estudiaremos en este capítulo la aplicación del grupo compresor-turbina con sistema propulsor. Esta propulsión puede realizarse de dos maneras, aprovechando la energía cinética de los gases después de la primera expansión en la turbina, como ocurre en los turbo-reactor, o acoplando un propulsor (hélice), que funciona mediante la energía remanente del grupo compresor-turbina, que es lo que se realiza en las turbo-hélices.

Por el carácter de los turbo-reactores de ser a la vez tanto motores como propulsores, pueden existir factores (y de hecho existen) que afecten en sentido contrario a cada una de estas funciones, y será necesario hacer un análisis de las subordinaciones que el funcionamiento como propulsor impone al motor.

Aparecen dos nuevos parámetros, la velocidad V y la altura a, que modifica las condiciones de presión y temperaturas ambientales.

TOMA DINÁMICA DE AIRE

La toma dinámica de aire que presentan los turbo-reactores es de gran importancia, ya que el ciclo del motor, y con él su rendimiento, van a depender de la velocidad del avance y con ellos todas las características del motor, que, en general, experimentarán una gran mejora a medida que aumenta la velocidad de avance. Este efecto de toma dinámica actúa de dos maneras diferentes; primero, hace que aumente la presión y temperatura del aire en la admisión del compresor, y, segundo, debido al aumento de densidad experimentado se incrementa

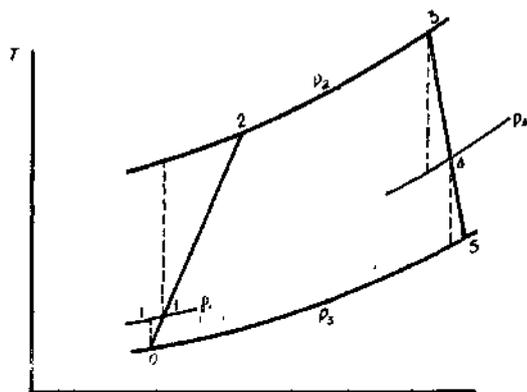


Fig. 1.—Ciclo real del motor con toma dinámica.

el gasto máximo de aire, aunque el motor funcione a régimen constante. El primer efecto influye sobre el comportamiento termodinámico y rendimiento del motor. En cambio, en las características del empuje, aunque tienen influencia los dos, es de mayor importancia el segundo.

En el ciclo hay que introducir una modificación estudiando la fase (0-1) de toma dinámica. Para ello, se considera un punto ficticio —1— definido por el total amortiguamiento de la energía cinética del aire, sin tener en cuenta la velocidad de entrada en el compresor. Con esto se comete un pequeño error, ya que el rendimiento de la toma dinámica afectará a una mayor energía de la fase de compresión, pero este efecto es por completo despreciable. Se tendrá, por tanto:

$$\Delta T_d = T_1 - T_0 = \frac{V^2}{2 g J c_p} \quad (1)$$

La temperatura teórica T₁' correspondiente al punto 1' indicado en el ciclo (figura 1), se deduce de:

$$\eta_{11} = \frac{T_1' - T_0}{T_1 - T_0} \quad (2)$$

y la temperatura de fin de compresión será ahora:

$$T_2 = T_0 + \Delta T_d + \Delta T_c$$

La figura 1 representa el ciclo con esta fase incluida.

VARIACIÓN DEL RENDIMIENTO CON LA VELOCIDAD Y ALTURA DE VUELO

Con la velocidad y altura de vuelo no debe procederse como en cálculos anteriores, tomando valores fijos para los demás parámetros, sino que debe considerarse cómo influye en todas las características del ciclo. Manteniendo constante el régimen del motor y la relación aire/combustible, podremos tomar aproximadamente constantes los rendimientos orgánicos η₂, η₃ y η₄. Esto no es exacto, pero sí lo bastante aproximado.

Hay que tener en cuenta que la toma dinámica altera la expresión del rendimiento en la siguiente forma:

$$\eta_r = \eta_c \eta_k \quad (3)$$

$$\eta_k = \frac{\alpha \eta_c - 1}{\alpha - 1} \quad (4)$$

Siendo:

$$\alpha = 1 + \frac{L}{r C_p (T_0 + \Delta T_d + \Delta T_c)}$$

$$\lambda = \frac{\Delta T_d}{\Delta T_c}$$

rendimiento de la compresión:

$$\eta_c = \frac{\eta_2 (1 + \lambda)}{1 + \lambda \eta_2}$$

$$\mu = \alpha \eta_2 \eta_3 (1 + \lambda) - 1$$

rendimiento de la expansión:

$$\eta_e = \frac{\eta_3 + \mu \eta_4}{1 + \mu}$$

La velocidad ejerce su influencia por intermedio de ΔT_d , y la altura de vuelo por la temperatura ambiente T_0 . En el efecto de la altura no tendremos en cuenta el aumento del número de Mach, que produce una disminución del rendimiento del com-

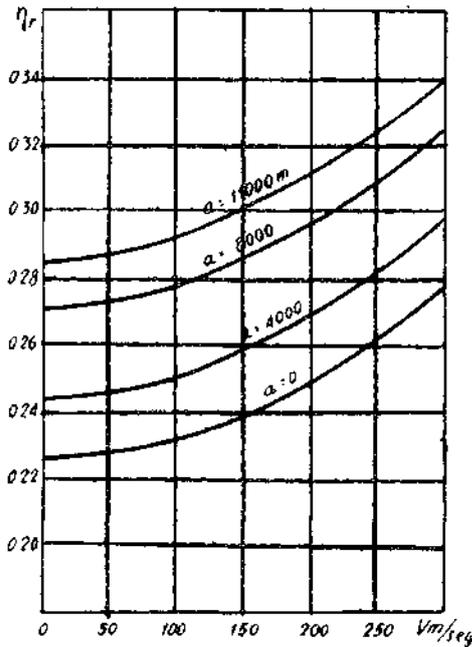


Fig. 2.—Variación del rendimiento del ciclo real del motor con la velocidad para diferentes alturas.

presor, ni la disminución que se produce en algunos turbo-reactores del rendimiento de la combustión. Estos efectos se estudian en capítulo respectivo, prescindiendo de ellos en estos cálculos simplificados.

La figura 2 representa unas curvas típicamente de variación del rendimiento con la velocidad a diversas alturas. Como puede observarse en ellas, el rendimiento del motor mejora no-

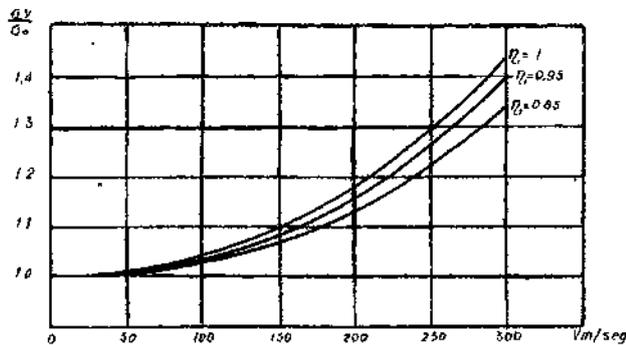


Fig. 3.—Variación del gasto con la velocidad ($\alpha = 0$, $T_0 = 228^\circ$).

tablemente por el efecto combinado de la velocidad y altura de vuelo. Esta es una de las características más importantes de los turbo-reactores, manifestándose este efecto beneficioso, no solamente en las características motoras, sino también en las globales del sistema moto-propulsor.

VARIACIÓN DEL GASTO DE AIRE CON LA VELOCIDAD Y ALTURA DE VUELO

Variación con la velocidad.

A régimen constante, el gasto másico de aire del motor es proporcional a la densidad del gas en la admisión del compresor. El rendimiento de la toma dinámica tiene una gran influencia apreciable en las variaciones del gasto de aire, por lo que se le tiene en cuenta en todos los cálculos.

Siendo G_0 el gasto en las condiciones ambiente, P_0 y T_0 y G_v en las condiciones P_1 y T_1 debidas a la toma dinámica producida por la velocidad V . La variación del gasto viene dada por:

$$\frac{G_v}{G_0} = \frac{\left(1 + \eta_1 \frac{V^2}{2gJ C_p T_0}\right)^{\frac{\alpha}{\alpha-1}}}{1 + \frac{V^2}{2gJ C_p T_0}} \quad (5)$$

función creciente de la velocidad por ser $\frac{\alpha}{\alpha-1} > 1$, y que puede verse representada en la figura 3.

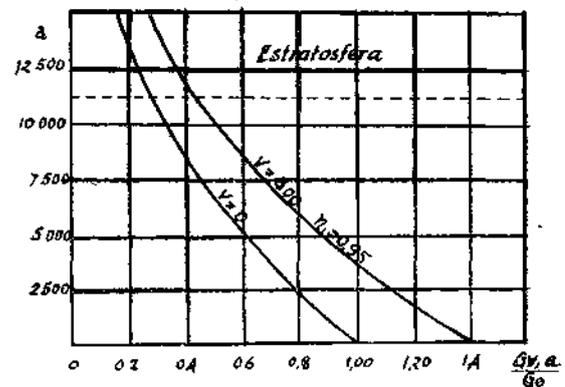


Fig. 4.—Variación del gasto con la altura para dos velocidades.

Influencia de la altura.

La altura influye por dos causas; por la variación de densidad dada por la fórmula:

$$\frac{\rho_a}{\rho_0} = \left(1 - \frac{0,0065}{288} a\right)^{4,225} \quad (6)$$

y porque modifica las condiciones de la toma dinámica. La variación del gasto estará dada por:

$$\frac{G_{va}}{G_0} = \left(1 - \frac{0,0065}{288} a\right)^{4,225} \frac{\left(1 + \eta_1 \frac{V^2}{2gJ C_p T_a}\right)^{\frac{\alpha}{\alpha-1}}}{1 + \frac{V^2}{2gJ C_p T_a}} \quad (7)$$

En la figura 4 se representa la variación del gasto con la altura a distintas velocidades.

VARIACIÓN DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE CON LA VELOCIDAD Y ALTURA DE VUELO

Basará conocer la variación del gasto de aire y de la relación aire/combustible, puesto que:

$$\frac{G_{va}}{G_o} = \frac{G_{va}}{G_o} \cdot \frac{1}{\frac{r_{va}}{r_o}} \quad (8)$$

La primera se acaba de hallar, y en cuanto a la segunda, se deduce de la necesidad de que la temperatura T_3 de com-

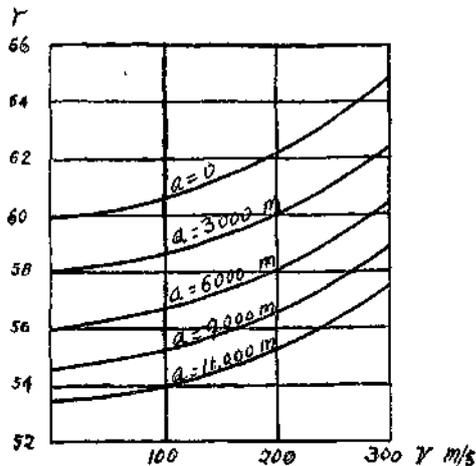


Fig. 5.—Variación de la relación aire/combustible con la velocidad a distintas alturas.

bucción permanezca constante con la velocidad y altura de vuelo para un régimen fijo, para que la potencia en la turbina sea proporcional al gasto de aire, y de esta forma haya equilibrio con el compresor (como se justificará debidamente más adelante).

El valor de la relación aire/combustible se deduce, pues, de la expresión:

$$T_3 = T_o + \Delta T_d + \frac{\Delta T_c}{\eta_s} + \eta_{\eta} \frac{L_i}{(1+r) C_p^q} = \text{constante} \quad (9)$$

y en la figura 5 se ha representado la función $r = f(v, a)$

Conocidas $\frac{G_{va}}{G_o}$ y $\frac{r_{va}}{r_o}$, se ha representado en la figura 6, la

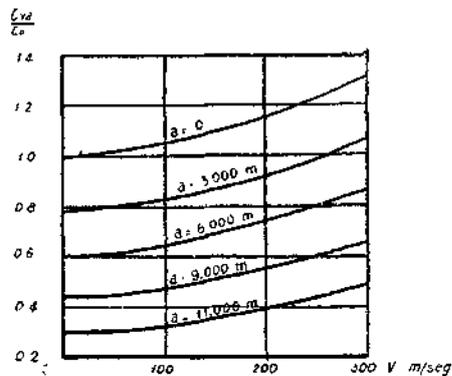


Fig. 6.—Variación del consumo con la velocidad y altura de vuelo.

variación del consumo en Kg/seg. con la velocidad a distintas alturas.

El consumo C_c en grs./C.V. hora, es inversamente proporcional al rendimiento, como vimos en el capítulo anterior y su variación con la velocidad y altura puede verse en la figura núm. 7.

CÁLCULO DE EMPUJE

En el estudio de las características propulsoras es donde se advierte claramente la diferencia específica entre un turbo-reactor y un motor de cilindros. Sería absurdo hablar del empuje producido por este último; factor que corresponde exclusivamente a la hélice, mientras que en los turbo-reactores es su magnitud más característica, indicando con esto su propiedad fundamental de comportarse como motor y como propulsor, a la vez.

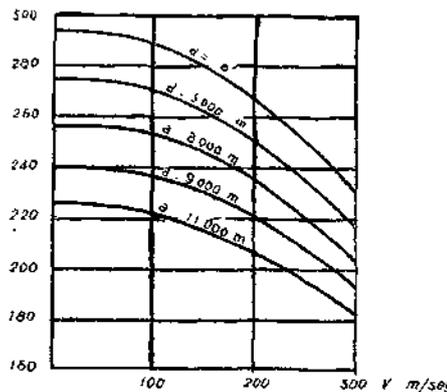


Fig. 7.—Variación del consumo en grs./CV. hora con la velocidad y altura de vuelo.

Expresando que el empuje es igual a la variación, en la unidad de tiempo, de la cantidad de movimiento entre el aire que entra en el motor y los gases de escape, se llega fácilmente a la expresión:

$$E = \frac{C_{va}}{g} \left[\sqrt{(2gJL\eta_r + rV^2)(1+r)} - rV \right] \quad (10)$$

Variación del empuje con la velocidad y altura de vuelo.

Puesto que ya hemos establecido la variación con la velocidad y altura de la relación aire/combustible, consumo y rendimiento, conoceremos la variación del empuje con dichos parámetros. Se obtienen curvas como las que se representan en a figura 8.

EMPUJE ESPECÍFICO

Un grupo motor-propulsor es un sistema destinado a producir un efecto útil, el empuje, consumiendo energía, la del combustible. Por tanto, este sistema será óptimo cuando el empuje específico por kilogramo de combustible:

$$E_c = \frac{E}{C}$$

sea máximo. Los valores más convenientes de este empuje específico son los que decidirán, en la mayoría de los casos, sobre si un determinado factor es perjudicial o beneficioso para el turbo-reactor. Por ejemplo, para un motor de tamaño dado el empuje aumenta indefinidamente con la velocidad de salida de los gases de escape, pero puede haber casos en que no convenga

sobrepasar un cierto límite para esta velocidad, si el aumento de empuje obtenido se efectuase a costa de una disminución del específico.

Influencia de la velocidad y altura de vuelo.

Puesto que nos es conocida la variación del empuje y del consumo se obtendrá inmediatamente la del consumo específico. La figura 9 representa su forma típica de variación.

VALOR ÓPTIMO DE LA RELACIÓN AIRE-COMBUSTIBLE

Dicho valor óptimo será el que haga que el empuje específico sea máximo. Como solamente intervendrán en el problema velocidades de orden normal, se puede tomar para E_o el valor que de la fórmula aproximada:

$$E_o = \frac{1}{g} \left[\sqrt{2 g J L \eta_r r + r^2 V^2} - r V \right] \quad (11)$$

y sustituyendo en ella el valor:

$$\eta_r = \left[\eta_c - \frac{r C_p T_a}{L} \left(\frac{1}{\eta_c} - \eta_c \right) \right] \eta_u \quad (12)$$

y llamando:

$$\begin{aligned} A &= 2 g J L \eta_c \eta_u \\ B &= 2 g J C_p T_a \left(\frac{1}{\eta_c} - \eta_c \right) \eta_u \end{aligned} \quad (13)$$

resulta:

$$E_o = \frac{1}{g} \left[\sqrt{A r + (V^2 - B) r^2} - r V \right] \quad (14)$$

que para las velocidad normales de vuelo es una elipse.

El valor de r que hace máximo a E_o viene dado por:

$$r_1 = \frac{A}{2 \sqrt{B} (\sqrt{B} + V)} \quad (15)$$

Se comprueban en esta fórmula que r_1 es función creciente de los rendimientos η_c , η_u y de la altura de vuelo y función decreciente de la velocidad y relación de compresión o incremento de temperatura ΔT_a , cosa a la que físicamente se encuentra una interpretación inmediata.

Para valores de η_c , comprendidos entre 0,75 y 0,85, y de η_u entre 0,90 y 0,93 y una relación de compresión alrededor de 4/1, corrientes en los motores en uso, se encuentra que el valor óptimo de r se aproxima a 60.

Recordando que desde el punto de vista metalúrgico el valor mínimo de r es también 60, vemos que en los turbo-reactores coincide aproximadamente el valor que da el mejor empuje específico con el impuesto por consideraciones de resistencia de materiales.

Sin embargo, es de gran interés proseguir las investigaciones a fin de obtener materiales aptos para resistir mayores temperaturas. No debe olvidarse que solamente es el empuje específico el que determina estos valores óptimos de r . El empuje global del motor crece indefinidamente al disminuir r , y cuando interese conseguir mayores velocidades máximas a costa del rendimiento se necesitarán valores de la relación aire/combustible inferiores a los que son capaces de soportar, en la actualidad, los materiales de los turbo-reactores.

Por otra parte, en las turbo-hélices el problema es por completo diferente. Su comportamiento como motor es análogo al del turbo-reactor, mientras que su propulsión es por hélice, a la cual no afecta para nada en sus características intrínsecas la relación aire/combustible. Por tanto, en estos sistemas moto-pro-

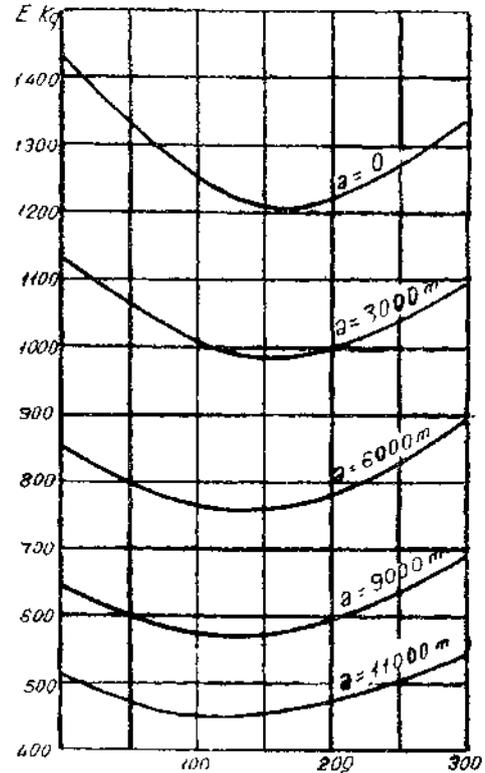


Fig. 8.—Variación del empuje en Kg. con la velocidad y altura de vuelo.

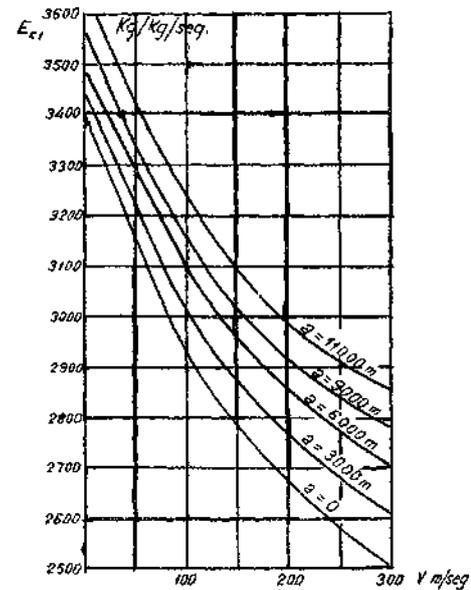


Fig. 9.—Variación del empuje específico con la velocidad y altura de vuelo.

pulsos convendrá funcionar con los valores más bajos posibles de esta relación, o sea, con las mayores temperaturas de fin de combustión que son capaces de resistir los materiales.

RENDIMIENTO DE LA PROPULSIÓN. INFLUENCIA DE LA VELOCIDAD

Si se establece como rendimiento de la propulsión la relación entre la potencia útil y la suministrada por el motor, se llega al absurdo de que llega a tomar valores superiores a la unidad cuando la velocidad se incrementa sin límite. No debe ser, pues, correcta la definición adoptada. En efecto, el error proviene de no haber tenido en cuenta la energía cinética del combustible que se va consumiendo. Esta omisión se hace notar cuando se consideran muy grandes velocidades de vuelo.

En la unidad de tiempo, el efecto útil es producto $E V$ y la energía consumida es la potencia del motor y la energía cinética del combustible. Es decir, que deberá ponerse:

$$\eta_p = \frac{E V}{P_m + \frac{1}{2g} C V^2} \quad (16)$$

Expresando la potencia del motor en ejes absolutos, o sea, igualándola al efecto útil producido más el incremento de energía cinética contado sobre ejes fijos al terreno, se tiene:

$$P_m = E V + \frac{G + C}{2g} (W - V)^2 - \frac{G}{2g} V^2 \quad (17)$$

y substituyendo esta expresión en (16) resulta:

$$\eta_p = \frac{E V}{E V + \frac{G + C}{2g} (W - V)^2} \quad (18)$$

El segundo término del denominador representa las pérdidas que se producen en el propulsor, iguales a la energía cinética producida en el aire. Fácilmente se ve que cuando $V = \omega$ no hay pérdida alguna. El aire queda en reposo después de pasar al turbo-reactor, toda la energía del propulsor se aprovecha como empuje y el rendimiento es $\eta_p = 1$. Cuando es $V > \omega$ el aire «sigue al turbo-reactor en su movimiento», consumiendo energía y siendo, por tanto, η_p menor que la unidad.

En la práctica, pueden emplearse para las expresiones del empuje y potencia las fórmulas aproximadas en las que no se tenga en cuenta el efecto producido por la masa del combustible. Resulta entonces:

$$\eta_p = \frac{2 V (\omega - V)}{\omega^2 - V^2} = \frac{2 V}{\omega + V} \quad (19)$$

y en función del rendimiento η_r :

$$\eta_p = \frac{2 V}{\sqrt{\frac{2 g J L \eta_r}{r} + V^2} + V} \quad (20)$$

Con estas dos últimas fórmulas se comprueba fácilmente que el rendimiento es función creciente de la velocidad de vuelo V .

Para todo el campo de valores, es $V < \omega$, y en el límite, cuando $V \rightarrow \infty$ es $V = \omega$, alcanzándose entonces el máximo de η_p con un valor límite igual a la unidad.

En la figura 10 está representada la curva $\eta_p = f(V)$, para el campo normal de velocidades. También se inserta una curva típica de variación del rendimiento propulsivo de una hélice. Quizá sea ésta la mayor diferencia intrínseca que presentan los dos tipos de propulsión. En el turbo-reactor, el rendimiento crece indefinidamente tendiendo hacia la unidad, mientras que al de una hélice, bastante superior a él en la zona de velocidades medias, decrece bruscamente e incluso se anula en cuanto las velocidades sobrepasan los 750 a 800 Km/hora. Con el empleo de hélices contra-rotatorias se han incrementado algo las velocidades máximas posibles de alcanzar mediante propulsión por hélice, pero, en todo caso, siempre existe un límite por encima del cual no se puede volar.

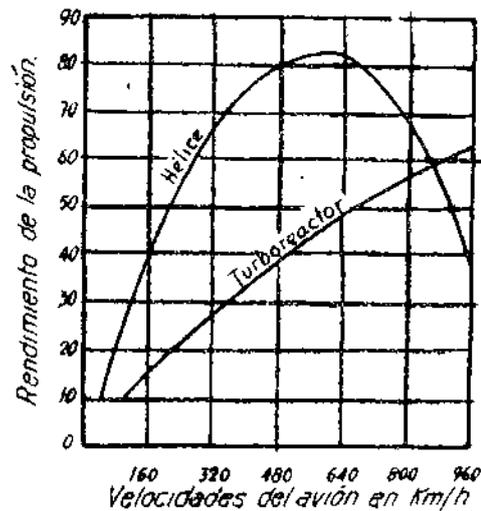


Fig 10- Curvas que comparan los rendimientos de la propulsión de una hélice y de un turbo-reactor a distintas velocidades de un avión

RENDIMIENTO GLOBAL DEL SISTEMA MOTO-PROPULSOR

El rendimiento global del sistema moto-propulsor vendrá dado por la relación entre la potencia útil y la calorífica. Es decir, prescindiendo de la energía cinética del combustible, se tendrá:

$$\eta_g = \eta_r \eta_p = \frac{E V}{J L C} = \frac{V}{J L} E_c \quad (21)$$

Y puesto que conocemos la variación de η_r y η_p con la velocidad y altura de vuelo, también es conocida la variación de η_g con dichos parámetros. Esta función está representada en la figura 11.

El rendimiento real en teoría, después de crecer, se anularía cuando la velocidad fuese demasiado grande. Por esto se evita con la obstaculización de la toma dinámica, manteniendo el rendimiento en su valor máximo.

Por esto el rendimiento global es función creciente de la velocidad y cuando fuese $V = \infty$, $\eta_p = 1$, y tomaría el valor máximo del rendimiento del motor.

No hay, pues, ninguna razón teórica que impida alcanzar con los turbo-reactores cualquier valor de la velocidad, factor esencial que los diferencia de los sistemas motor-hélice.

Según (21), exceptuando la velocidad y el poder calorífico del combustible, todas las variables de que depende el empuje específico afectan en la misma forma el rendimiento global del turbo-reactor.

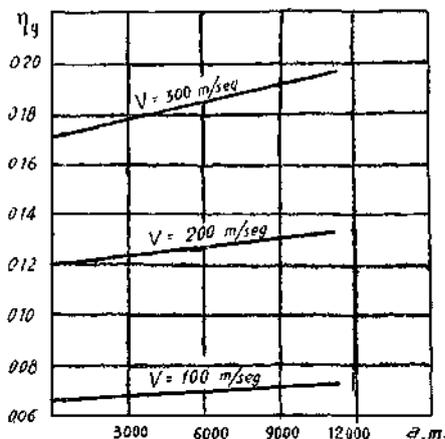


Fig. 11.
Variación del rendimiento global con la velocidad y altura del avión.

Aunque el empuje específico es función creciente del poder calorífico del combustible, al rendimiento global le sucede lo contrario, debido a la influencia de su dependencia directa. Desde este punto de vista, convendría utilizar combustible con bajo calor de combustión, pero entonces tendríamos mayor consumo para obtener el mismo empuje, resultando mayor carga inerte, e incluso podría necesitarse un motor de mayor tamaño para obtener un empuje dado. Es más importante, por tanto, conseguir mayor empuje específico que no mejorar el rendimiento

global, variables, que, por otra parte, sólo se comportan en desacuerdo para esta cuestión.

SISTEMAS PARA INCREMENTAR EL EMPUJE

Muchas veces interesa que durante un cierto intervalo de tiempo el motor dé un empuje superior al normal. Existen distintas soluciones para resolver este problema. Las que ofrecen más interés son las siguientes:

1.º Inyección de un líquido con gran calor latente de vaporización, bien en el compresor, cosa que puede perturbar su funcionamiento e incluso dañar los álabes, o bien en la cámara de combustión, solución ésta, la más empleada. Variando el incremento de empuje obtenido según las condiciones de funcionamiento, aumentando con la altura y velocidad de vuelo. Para dar una idea de los valores alcanzados, puede obtenerse un incremento de un 30 % en un turbo-reactor de tipo normal.

2.º Combustión adicional de combustible en la tobera de salida (postcombustión). Tiene la ventaja de poder utilizar el mismo combustible que en las cámaras no necesitando depósitos distintos como en el caso anterior.

Ambos sistemas presentan el inconveniente de aumentar extraordinariamente el consumo de combustible.

3.º Sistema denominado por los ingleses «ducted fan». Consiste en un compresor de baja presión acoplado al segundo rotor de una turbina de dos escalones al que le llega el aire exterior, que una vez ligeramente comprimido puede unirse o no a los gases de la tobera de salida, saliendo con ellos por dos toberas coaxiales o una sola, según la solución adoptada. Este sistema ha sido empleado en el turbo-reactor Metropolitan Vickers F — 2, con carácter experimental.

El rotor de la turbina en que está acoplado el incrementador de empuje va montado loco sobre el eje de la turbina, debido a que su régimen debe ser algo inferior al de funcionamiento. La energía que produce este rotor es la necesaria para mover al incrementador de empuje.

Se da una tabla en la que pueden apreciarse las características más importantes de algunos turbo-reactores.

MOTOR	Empuje estático	Régimen r. p. m.	Consumo Kg/Kg/h	Gasto de aire Kg/seg.	$m = \frac{P}{p}$	Longitud m.	Diámetro m.	Peso Kg.	Peso/empuje
Rolls Royce Nene	2.265	12.300	1,05	40	4,3	2,463	1,257	705	0,31
Rolls Royce Derwent . .	1.810	14.500	1		4,3	2,248	1,082	680	0,31
Metropolitan Vickers F-2	1.590	7.700	1,05		4		4,028	795	0,50
De Havilland Goblin II.	1.360	10.200	1,23	27,2	3,6	2,717	1,282	705	0,50
De Havilland Ghost . . .	2.260	10.000	1,05	40	4,25	3,111	1,333	860	0,40
Jumo 004-02	860	8.700	1,4	19,5	3	3,86	0,77	720	0,82
B. M. W. 003	800	9.500	1,47	19,3	3,5	3,19	0,67	610	0,82

CICLOS INDUSTRIALES DE LA TURBINA DE GAS

DIVERSOS CICLOS INDUSTRIALES QUE MEJORAN EL RENDIMIENTO

Uno de los mayores inconvenientes de las turbinas de gas es su bajo rendimiento térmico y elevado consumo específico consiguiente. La causa principal de este pequeño rendimiento es la enorme pérdida de energía, debida a la gran temperatura de los gases de escape. No puede pensarse en corregir este rendimiento por elevación de los rendimientos parciales de la compresión y expansión, con valores ya superiores a 0,85. El rendimiento de la combustión, del orden de 0,90, es inmejorable y de momento no puede pensarse en aumentar el salto térmico, pues la temperatura máxima T_3 viene fijada por la resistencia de los materiales a elevadas temperaturas y la entrada del aire viene fijada por la atmósfera.

Al aumentar la relación de compresión el rendimiento empieza creciendo, alcanza un máximo y cae. Esto se debe a la disminución del rendimiento de la compresión y al aumento de pérdidas con la presión. La potencia específica máxima se obtiene para saltos de temperatura adiabáticos de 250°C , que equivalen a una relación de compresión de 6. Este valor aumenta al hacerlo η_2 y T_3 . El consumo mínimo se logra con valores algo mayores de m_0 . En los motores recientes se utilizan ya relaciones de compresión próximas a 6, de modo que tampoco por este lado puede pensarse en mejorar el rendimiento del motor.

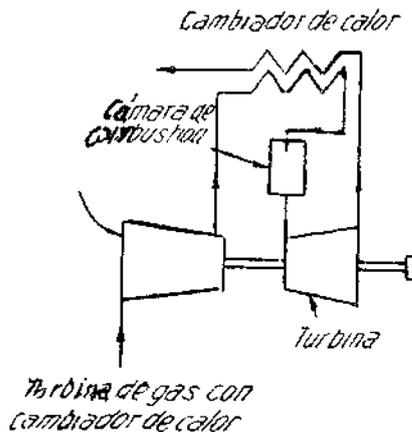


Fig. 1

Puede mejorarse mucho el rendimiento refrigerando el aire de entrada, o bien dividiendo la compresión en varias etapas con refrigeradores intermedios, con lo que puede seguir aumentando m_0 . Siguiendo un camino análogo en la expansión pueden utilizarse varias turbinas con cámaras de combustión intermedias.

Más adelante compararemos los ciclos resultantes con el normal, en ausencia de pérdidas.

Existen otras muchas soluciones, como utilizar la energía calorífica de los gases de escape en la ebullición del agua de una turbina de vapor, o con fines de calefacción, etc.

Nos fijaremos especialmente en los tres siguientes: recuperación del calor de los gases de escape, utilización conjunta del

grupo compresor-turbina con un motor alternativo (motor «compound») y uso del ciclo cerrado.

Todos estos sistemas tienen sus mayores ventajas en las instalaciones de tierra. En Aviación no parecen ser de gran porvenir, debido a consideraciones de peso y tamaño, excepto como veremos, el motor «Compound». En efecto, las mayores ventajas de las turbinas de gas sobre los antiguos motores de émbolo se refieren a su baja relación peso/potencia y a su pequeña sección frontal. La casa Bristol experimentó en el «Thoeseus» la inclusión de un recuperador de calor, pero los resultados no han debido ser muy halagüeños, pues en los últimos motores han prescindido de él.

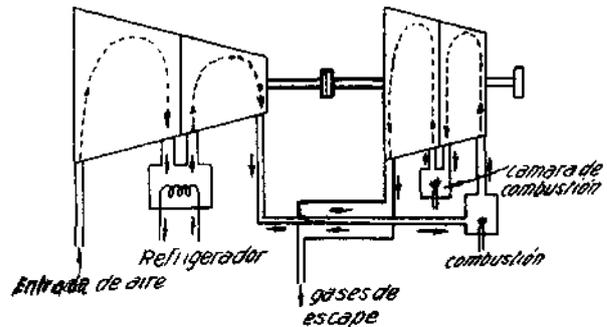


Fig. 2

CAMBIADORES DE CALOR.

Tienen por objeto el aprovechamiento de la energía calorífica de los gases de escape en calentar el aire comprimido, antes de su paso a la cámara de combustión. Este calentamiento previo disminuye el gasto de combustible, puesto que T_3 permanece constante.

Naturalmente, que este sistema sólo podrá utilizarse cuando los gases de escape estén a superior temperatura que el aire comprimido. Al aumentar m_0 disminuye la temperatura de salida de los gases y crece la del aire comprimido.

Se ve fácilmente que para un cierto valor de m_0 esas temperaturas se igualan. Este valor de m_0 depende la temperatura fin de combustión T_3 . Para

$$T_3 = 1.050^\circ\text{K} \quad \eta_n = 0,85 \quad \eta_t = 0,87$$

la temperatura de los gases es 722°K , y la del aire comprimido 540°K , con una diferencia de 182°K . Esto corresponde a compresor axial; con el centrífugo esta diferencia disminuye, así como al mejorar η_t . Debido a las pérdidas que el recuperador origina y que estudiaremos más adelante, no debe utilizarse para menores diferencias de temperatura. Al aumentar T_3 , lo hacen igualmente los gases de escape, con lo que es permisible usar cambiadores de calor hasta mayores relaciones de compresión. El mismo efecto tiene el uso de refrigeradores, que disminuyen la temperatura del aire comprimido.

LLamamos relación térmica, y representaremos por λ al cociente de la caída de temperatura de los gases de escape por la diferencia inicial de temperaturas de los gases y el aire

$$\lambda = \frac{T_6 - T_6}{T_6 - T_1} \quad (1)$$

Esta relación suele fijarse entre 2/3 y 3/4. El cociente de los saltos de temperatura de los fluidos frío y caliente tiene por valor:

$$\mu = \frac{\Delta t}{\Delta T} = \frac{T_2 - T_1}{T_5 - T_6} = \frac{(G + C) C_p}{G T_p} \quad (2)$$

Para los valores normales de $r = 60$, $C_p = 0,24$ y $C_{p'} = 0,27$.

$$\mu = \frac{61 \cdot 0,27}{60 \cdot 0,24} = 1,15$$

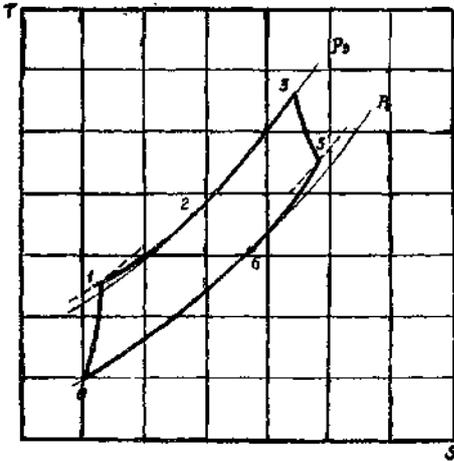


Fig. 3.—Ciclo con cambiador de calor.

El ciclo viene representado en la fig. 3. La fase 0 — 1 es la compresión. La — 1 — 2, con una pequeña caída de presión, representa el calentamiento del aire en el cambiador. La 2 — 3 corresponde a la cámara de combustión. La 3 — 5 es la expansión y la 5 — 6 el enfriamiento en el cambiador.

Suponiendo $\lambda = 2/3$; $\mu = 1,15$; $T_1 = 1.050^\circ \text{K}$; $\eta_c = 0,85$ y $\eta_e = 0,87$, resumimos a continuación los valores del ahorro de consumo de combustible, en tan o por cien, en función de la relación estática de compresión.

Disminución del consumo en función de m_0 .

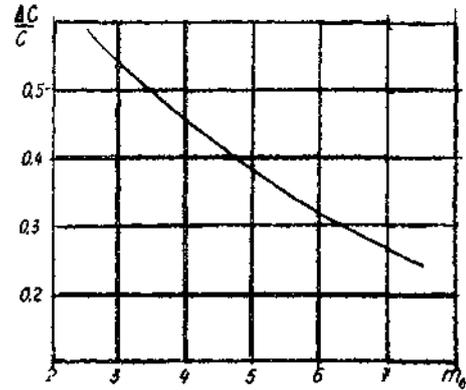
m_0	3	4	5	6	7
T_1	410	450	486	515	540
T_5	868	815	777	746	722
$T_5 - T_1$	458	365	291	231	182
$T_3 - T_1$	640	600	564	535	510
$\Delta C/C$	0,54	0,45	0,39	0,32	0,27

Los resultados de este cuadro han sido resumidos en la figura 4. En realidad, la ganancia en consumo específico es menor, debido a la pérdida de potencia, consecuencia de las caídas de presión que origina la resistencia del cambiador al paso de los gases. Esta pérdida de potencia se compone de un aumento de la absorbida por el compresor y una disminución de la suministrada por la turbina.

El consumo efectivo se mantiene prácticamente constante entre valores de m_0 de 3,5 a 7, lo que quiere decir que el rendimiento apenas varía con el régimen.

Hay dos clases de cambiadores de calor llamados, respectivamente, recuperadores y regeneradores.

Los recuperadores consisten en una serie de tubos de pequeño diámetro, por los que circulan los gases situados dentro de otro de mayor diámetro, que sirven de conducto al aire comprimido. La circulación de ambos fluidos es opuesta o en ángulo recto. No



Variación en el consumo en función de m_0
 $T_1 = 1050^\circ \text{K}$, $\eta_c = 0,85$, $\eta_e = 0,87$, $\lambda = 2/3$

Fig. 4

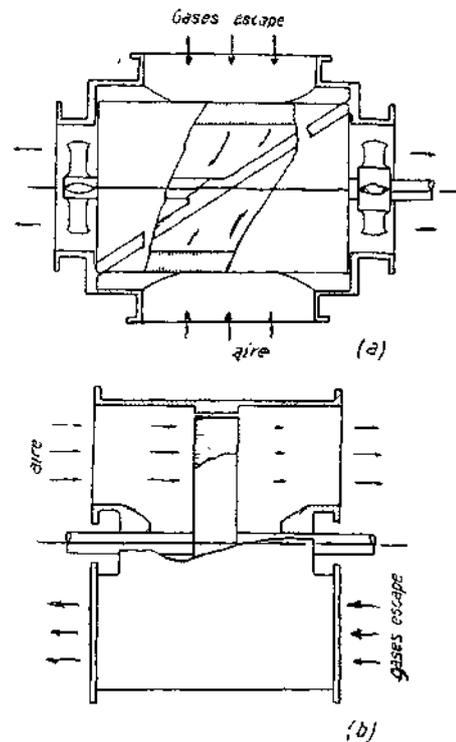


Fig. 5

puede establecerse en el mismo sentido, porque la transmisión de calor es proporcional a la diferencia de temperaturas y sólo funcionaría en buenas condiciones la primera parte del recuperador.

Los regeneradores utilizan el mismo conducto para ambos fluidos, que pasan por él de modo intermitente. La circulación puede ser radial o en sentidos opuestos como se indica en la figura.

Los regeneradores tienen la gran ventaja de ser mucho más

pequeños y de poderse fabricar de cualquier material, pudiéndose elegir en cada caso el más conveniente. Tienen, sin embargo, el inconveniente de carecer de datos experimentales. El principio de funcionamiento es análogo al de los hornos Martín-Siemens.

A continuación pasamos a determinar la caída de presión y dimensionado de los recuperadores de flujos opuestos.

Llamamos L a la longitud del tubo, D a su diámetro, V a la velocidad del fluido, θ a la diferencia de temperatura entre el fluido caliente y la pared del tubo, θ' a la diferencia de temperaturas de los dos fluidos, h al coeficiente de transmisión de calor por unidad de área, tiempo y grado de temperatura, δ al coeficiente de resistencia por rozamiento y $R = \frac{\rho V D}{\mu}$ al número de Reynolds.

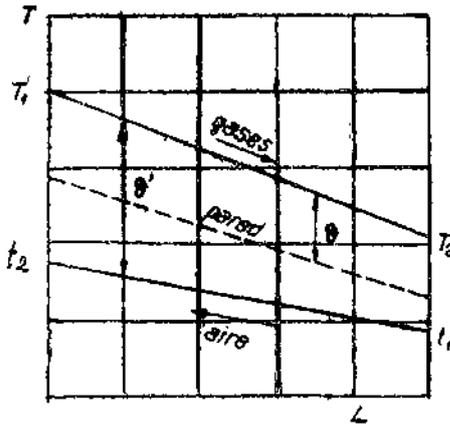


Fig. 6

La cantidad de calor cedida por los gases a su paso por el recuperador, en la unidad de tiempo es:

$$\frac{dQ}{dt} = q = C_p dT = G(a + bT) dT = G \cdot T(a + bT_m) = V \frac{\pi D^2}{4} C_{pm} \Delta T \quad (3)$$

Dentro de los límites en que puede considerarse constante C_p , q es proporcional a T y, por tanto, lo será también a θ .

Para la temperatura de equilibrio la cantidad de calor cedida por la pared será igual a la absorbida. Por tanto:

$$dq = h \cdot \pi \cdot D \cdot \theta \, dx \quad (4)$$

$$q = h \pi D L \theta_m = \rho V \frac{\pi D^2}{4} C_p \Delta T \quad (5)$$

Nos conviene poner esta fórmula en la forma adimensional:

$$\frac{\Delta T}{\theta_m} = 4 \frac{L}{D} \frac{T}{\rho V C_p} \quad (6)$$

Poniendo:

$$\frac{h}{\rho V C_p} = 0,027 \cdot R^{-0,2} \quad (7)$$

é nos convierte en:

$$\frac{\Delta T}{\theta_m} = 0,108 \frac{L}{D} R^{-0,2} \quad (8)$$

Por otra parte, la resistencia a lo largo del tubo tiene por valor:

$$d_s \frac{\rho V^2}{2g} = c \pi D L \frac{\rho V^2}{2g} = \frac{\pi D^2}{4} \Delta p \quad (9)$$

y pasando a la forma adimensional:

$$\frac{\Delta p}{\rho V^2 / 2g} = 4 \frac{L}{D} \delta \quad (10)$$

Para valores del número de Reynolds entre 10^4 y 10^6 se puede poner:

$$\delta = 0,0555 R^{-0,2} \quad (11)$$

con lo que:

$$\frac{\Delta p}{\rho V^2 / 2g} = 0,222 \frac{L}{D} R^{-0,2} \quad (12)$$

Entre las fórmulas (8) y (12) obtenemos:

$$\frac{\Delta p}{\rho V^2 / 2g} = 2,05 \frac{\Delta T}{\theta_m} \quad (13)$$

Para calcular el valor de θ_m dividamos la (4) por la (5)

$$\frac{dq}{q} = \frac{\theta \, dx}{\theta_m L} \quad (14)$$

Por la proporcionalidad entre q y θ

$$\frac{dq}{q} = \frac{d\theta}{\theta_2 - \theta_1} = \frac{\theta \, dx}{\theta_m L} \quad (15)$$

o sea:

$$\frac{d\theta}{\theta} = \frac{\theta_2 - \theta_1}{\theta_m} \frac{dx}{L} \quad (16)$$

que integrada dé:

$$\theta_m = \frac{\theta_2 - \theta_1}{\ln \theta_2 / \theta_1} \quad (17)$$

Esta fórmula suele utilizarse en los refrigeradores, pero no en los recuperadores, en los que por variar poco se toma:

$$\theta_m = \frac{\theta_1 + \theta_2}{2} \quad (18)$$

Si llamamos:

$$v = \frac{\theta}{\theta'} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \theta_m &= \frac{v}{2} [\theta'_1 + \theta'_2] = \frac{v}{2} [(T_5 - T_2) + (T_6 - T_1)] = \\ &= \frac{v}{2} [2(T_5 - T_1) + (T_6 - T_5) + (T_1 - T_2)] = \\ &= \frac{v}{2} \left[\frac{2}{\lambda} - (1 + \mu) \right] \Delta T \quad (20) \end{aligned}$$

En el caso de refrigerador hay que usar la fórmula (17) con la condición $\nu = 1$, pues como:

$$\frac{q}{A} = h \cdot \theta = h' \Delta \theta = h'' (\theta' - \theta) \quad (21)$$

siendo h el coeficiente de transmisión de calor gas-metal, h'' el del metal-agua, h' la conductividad del metal e $\Delta \theta$ la diferencia de temperatura de las superficies de la pared, y tanto h' como h'' son mucho mayores que h , $\Delta \theta$ y $\theta' - \theta$ son despreciables frente a θ .

Los valores frecuentes de h' son 600 cal/m² min. °C para el acero, 1.700 para el latón y 6.000 para el cobre.

Para h'' puede usarse la fórmula:

$$h'' = 2 + 200 V_{\text{agua}} \quad (22)$$

y para h la

$$h = \delta (0,2 + 0,08 V_{\text{gas}}) \quad (23)$$

en la que δ es la densidad relativa y el coeficiente de transmisión de calor viene medido en cal/m² min. y °C. La velocidad se toma en m/seg.

Llamando T_1 , T_2 las temperaturas de entrada y salida del gas en el refrigerador, y t_1 , t_2 las del agua

$$\theta_2 - \theta_1 = (T_2 - t_1) - (T_1 - t_2) = (t_2 - t_1) - (T_1 - T_2) = (1 + \mu) \Delta T \quad (24)$$

$$\frac{\theta_2}{\theta_1} = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{(T_2 - T_1) + (T_1 - t_1)}{(T_1 - t_1) - (t_2 - t_1)} = \frac{-1 + \frac{1}{\lambda}}{\frac{1}{\lambda} - \mu} = \frac{1 - \lambda}{1 - \lambda \mu} \quad (25)$$

Por tanto:

$$\theta_m = \frac{\theta_2 - \theta_1}{\ln \theta_2 / \theta_1} = \frac{(1 + \mu) \Delta T}{\ln \frac{1 - \lambda}{1 - \lambda \mu}} \quad (26)$$

Las caídas de presión valen, pues:

$$\text{En el recuperador } \frac{\Delta p}{\rho V^2 l_2 g} = 2,05 \left(\frac{1}{\lambda} - \frac{1 + \mu}{2} \right) \nu \quad (27)$$

$$\text{En el refrigerador } \frac{\Delta p}{\rho V^2 l_2 g} = 2,05 \frac{\ln \frac{1 - \lambda}{1 - \lambda \mu}}{1 + \mu} \quad (28)$$

La superficie total del recuperador se obtiene de las fórmulas (3), (5) y (27)

$$A = \frac{G C_p T}{h \cdot \theta_m} = \frac{G \cdot C_p}{h \nu \left(\frac{1}{\lambda} - \frac{1 + \mu}{2} \right)} \quad (29)$$

La relación sup/sec. tiene por valor, siendo n el n.º de tubos

$$\frac{A}{S} = \frac{n \cdot \pi D L}{n \cdot \pi \frac{D^2}{4}} = \frac{4 L}{D} \quad (30)$$

y recordando la (6)

$$\frac{A}{S} = \frac{\Delta T}{\theta_m} \frac{\rho V C_p}{h} \quad (31)$$

Para valor de $\frac{h}{\rho V C_p}$ suele usarse, en vez de la fórmula (7)

$$\frac{h}{\rho V C_p} = C \cdot R^{-0,25} \quad (32)$$

en la que C es una constante, representada en la fig. 7 en función de los números de Reynolds y Prandtl.

Recordando la (20) se obtiene, finalmente,

$$\frac{A}{S} = \frac{R^{0,25}}{C} \frac{1}{\nu \left[\frac{1}{\lambda} - \frac{1 + \mu}{2} \right]} \quad (33)$$

Estas ecuaciones sirven para los tubos interiores. Para el exterior se usan estas mismas, cambiando el diámetro por el diámetro hidráulico.

$$D_h = \frac{4 \text{ área de la sección}}{\text{Perímetro mojado}} \quad (34)$$

Por tanto:

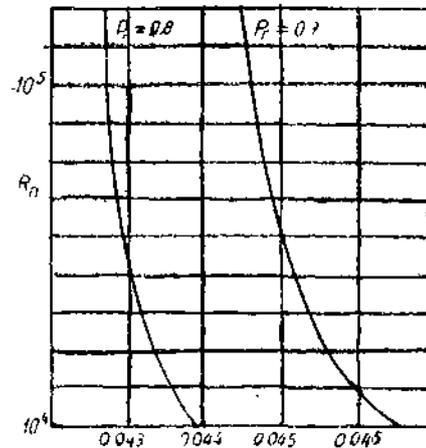


Fig. 7

$$4 \frac{L}{D_h} = \frac{R^{0,25}}{C} \frac{\Delta T}{\theta'_m - \theta_m} = \frac{R^{0,25}}{C (1 - \nu) \left[\frac{1}{\lambda} - \frac{1 + \mu}{2} \right]} \quad (35)$$

La determinación de ν , así como las disposiciones de menor peso y volumen y la expresión de D_h para tubos distribuidos en los vértices de cuadrados y triángulos equiláteros, viene resuelta en el «Internal Combustion Turbine Theory», de H. T. Adams.

La sección de paso y velocidad de los gases pueden obtenerse por consideraciones teóricas. En efecto, la fuerza de viscosidad entre dos capas fluidas viene dada por la variación de la cantidad de movimiento de las partículas que atraviesan dicha capa. Supongamos como superficie de separación la superficie cilíndrica de radio r . Si la velocidad media en la parte exterior es v , en la interior valdrá:

$$v + \frac{\partial v}{\partial r} dr \quad (36)$$

Si m es la masa de las partículas que atraviesan dicha superficie en la unidad de tiempo, la fuerza será:

$$dF = m \frac{\partial v}{\partial r} dr \quad (37)$$

Operando análogamente con la cantidad de calor obtenemos, pues, C_p , se refiere a Kg. peso

$$dQ = g m C_p \frac{\partial T}{\partial r} dr \quad (38)$$

Dividiendo la una por la otra:

$$\frac{dQ}{dF} = g \cdot C_p \frac{\partial T}{\partial v} \quad (39)$$

Esta fórmula da un valor un poco elevado, por lo que en la práctica se introduce un factor de corrección $a = 0,9$.

En la pared hay una discontinuidad y estos valores son finitos con lo que:

$$\frac{Q}{F} = a \cdot g \cdot C_p \frac{\theta_w}{V_m} \quad (40)$$

Sustituyendo los valores:

$$Q = G \cdot C_p \cdot \Delta T \quad F = S \cdot \Delta p$$

obtenemos:

$$g \cdot a \cdot C_p \frac{\theta_w}{V_m} = \frac{G \cdot C_p \cdot \Delta T}{S \cdot \Delta p} \quad (41)$$

o bien:

$$\frac{V_m}{S} = a \frac{\theta_w \Delta p}{C \Delta T} \quad (42)$$

Esta ecuación es la misma (13) con un valor de la constante $a = 0,975$.

Uniendo a la (42) la

$$V_m \cdot S = G/\rho$$

obtenemos:

$$V_m = \sqrt{\frac{a \cdot \theta_w \cdot \Delta p}{\rho \Delta T}} \quad (43)$$

$$S = G \sqrt{\frac{\Delta T}{a \rho \theta_w \Delta p}} \quad (44)$$

A continuación reproducimos una comparación de diversos motores con cambiador, refrigerador y recalentadores, sacada del trabajo de F. K. Fischer y C. A. Mayer «The combustion gas turbine». La comparación se hace con iguales temperaturas extremas ($T_0 = 294^\circ \text{K}$, $T_1 = 293^\circ \text{K}$) y a igualdad de potencia útil. Se supone un solo refrigerador y recalentador y una recuperación del 75 %. Exponemos los datos en forma adimensional.

COMPARACIÓN DE DIVERSOS MOTORES

	Ciclo simp'e	Recuperador	Refrigerador	Recalentador	Recuperador Refrigerador Recalentador
Potencia útil	1	1	1	1	1
P. abs. por el compresor . .	2,95	1,95	1,80	1,88	1,55
P. sum. por la turbina . . .	3,96	2,95	2,80	2,88	2,55
Energía del combust.	4,95	3,75	3,43	3,55	3,11
T_0	0,202	0,266	0,292	0,281	0,322
Temp. fin refrigeración . .	1	1	1	1	1
T_1	—	—	1,3	1,7	1,63
T_2	1,79	2,11	1,95	2,38	2,28
T_3	3,13	3,13	3,13	3,13	3,13
Temp. fin recalentador . . .	—	—	—	3,13	3,13
T_5	2,065	2,36	2,18	2,565	2,5
T_6	—	—	—	—	—
p_1	1	1	1	1	1
p_2	6	3,5	5	5	7
p_3	6	3,48	4,87	4,87	6,83
p_6	1	1,03	1,03	1,03	1,03

Todos estos rendimientos pueden aumentarse elevando T_3 o disminuyendo T_0 . Como vemos, aumenta el rendimiento y disminuye la potencia absorbida por el compresor para una potencia útil dada. La ganancia de peso debida a la disminución de tamaño del compresor es compensada por el mayor peso debido al recuperador, etc.

MOTOR «COMPOUND»

Una manera sencilla de elevar el salto térmico, y, por tanto, el rendimiento, sin sobrepasar la resistencia de los materiales en uso, es el acoplamiento de un motor normal alternativo con un grupo compresor-turbina. Este motor no es, en realidad, sino el último desarrollo de la idea al turbo-compresor, con la diferencia de que aquí es el motor alternativo el que mueve el compresor.

Dado el objeto de esta agrupación parece lógico utilizar un motor Diesel con preferencia al de gasolina, debido a sus mayores temperaturas de combustión (del orden de 2.500°K). La temperatura de los gases de escape del motor Diesel son más elevadas que los normales de entrada en las turbinas, por lo que hace falta mezclar estos gases con aire comprimido. La cantidad de aire necesario es de 2 — 2,5 veces la de los gases, que viene a ser la mitad del utilizado en las turbinas de gas normales. Esto se debe a que gran parte del calor de los gases se transforma en trabajo dentro de los cilindros. Esta reducción tiene importancia, pues así la disminución de rendimiento, debida a la disminución de temperatura y aumento de pérdida en la compresión, es menor.

Por otra parte, disminuyen las dimensiones del compresor y la turbina. La cantidad de aire adicional es también mayor en los motores de gasolina que en los Diesel para igual cantidad de aire total, pues éstos necesitan mayor relación aire/combustible para la combustión.

La existencia forzosa de esta corriente de aire es utilizada para la refrigeración del motor, que suele ser de dos tiempos.

Otras de las ventajas del motor Diesel consisten en poder utilizar un combustible análogo al de los actuales motores de reacción, no presentan fenómenos de detonación y autoinflamación

carecen de equipo eléctrico y poder regular la potencia sin atender más que al combustible inyectado.

La cantidad de combustible que puede quemarse en un Diesel de dos tiempos, sin válvulas, con presión de admisión de 4,4 Kg/cm² y a 2.400 r. p. m., es la de 25-30 Kg./h. por litro de cilindrada, con una posición máxima al cilindro de 95 Kg/cm². Aumentando la presión de admisión a 6 Kg/cm², que parece ser la óptima, el consumo pasa a valer 40 Kg/h. l. Por estudios teóricos (ver «Aeropropulsores por Reacción», de F. Medialdea), se ve que el crecimiento crece poco a partir de una presión de 50 Kg/cm², si bien lo hace mucho con la altura.

Admitiendo un consumo específico de 0,2 Kg/C. V. h. y un consumo de 30 Kg/h. l., se obtiene una potencia de 150 C. V. por litro de cilindrada. Como la potencia de la turbina suele ser 3/2 de la del compresor, la potencia útil será de unos 200 C. V/l.

Un posible inconveniente del motor «Compound» es el pequeño intervalo de régimen de la turbina en que se obtiene buen rendimiento.

La disposición normal del motor es la de la fig. 8, con compresor axial movido por el motor de émbolo, turbina de arrastre de la hélice y tobera de escape.

También es posible modificar los motores con turbo-compresor en el sentido de aprovechar mejor la energía de los gases de escape, de modo que la turbina no sólo mueva el compresor, sino que aumente la potencia útil.

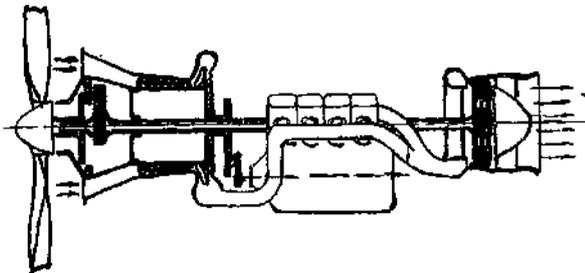


Fig. 8.—Motor «Compound».

Si se quiere conseguir el consumo mínimo de combustible en todas las condiciones posibles, puede adoptarse un segundo grupo compresor-turbina.

El ciclo está representado en el diagrama entrópico (fig. 9). Las fases son las siguientes: 0-1 compresión en el compresor; 1-2 compresión en el cilindro; 2-3 combustión a presión constante; 3-4 expansión en el cilindro hasta $p_4 = p_3$; 4-5 laminado de los gases hasta la presión 1; 5-6 enfriamiento de los gases por mezcla con aire a igual presión; 6-7 expansión en la turbina. Hay que tener en cuenta que la parte rayada del ciclo es realizada por una cantidad de gases en la proporción:

$$n = \frac{\text{gases} + \text{aire}}{\text{gases}} = 1 + 2,25 = 3,25 \quad (45)$$

Para que haya equilibrio, el trabajo suministrado por el motor Diesel tiene que ser igual al del compresor y la temperatura de entrada en la turbina la convenida.

El rendimiento de calidad del motor Diesel rápido puede fijar-

se en 0,75, con lo que la primera condición se expresa del modo siguiente:

$$0,75 \left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right) L \cdot C = G \cdot \Delta H_c = G C_p \frac{\Delta T'_c}{\eta_c} \quad (46)$$

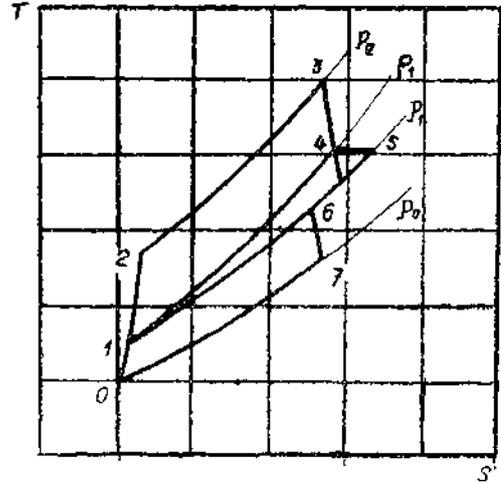


Fig. 9.—Ciclo del motor «Compound».

siendo C el consumo de combustible en Kg/seg., L la energía calorífica en Kcal/Kg., G el gasto de aire en Kg/seg., $C_p = 0,24$ Kcal/Kg. °K, $\Delta T'_c$ el salto adiabático en el compresor y η_c su rendimiento. Llamando r a la relación aire/combustible dentro del cilindro, la expresión (46) puede escribirse en la forma:

$$n + 1 = \frac{0,75}{0,24} \frac{L \cdot \eta_c}{(r+1) \Delta T'_c} \left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right) \quad (47)$$

y para los valores normales $L = 10.310$ Kcal/Kg., $r = 15$ $\eta_c = 0,85$.

$$n + 1 = \frac{1,720}{\Delta T'_c} \left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right) \quad (48)$$

Suponiendo 1.050° K. la temperatura de entrada en la turbina, la segunda condición se expresa en la forma:

$$\frac{n}{n+1} T_1 + \frac{1}{n+1} T_2 = 1.050^\circ \text{K} \quad (49)$$

con la condición:

$$\begin{aligned} T_3 = T_4 &= \frac{T_1 T_2}{T_2} \left(1 + \frac{L}{(1+r) C_p^q T_2}\right)^\gamma - 1 = \\ &= T_1 \left(1 + \frac{L}{(1+r) C_p^q T_2}\right)^\gamma \end{aligned} \quad (50)$$

o sea:

$$\frac{T_1}{n+1} \left[n + \left(1 + \frac{L}{(1+r) C_p^q T_2}\right)^\gamma \right] = 1.050^\circ \text{K} \quad (51)$$

que con $C_p^q = 0,30$; $\gamma = 1,30$ nos da:

$$\frac{T_1}{n+1} \left[n + \left(1 + \frac{2.150}{T_2}\right)^{1,3} \right] = 1.050 \quad (52)$$

Entre las ecuaciones (48) y (52) se puede calcular T_2 y n para cada $\Delta T'_c$, o lo que es lo mismo, para cada relación de composición.

Para $m_0 = 5$, las temperaturas y presiones son del orden siguiente:

$T_0 = 288^\circ \text{ K.}$	$p_0 = 1 \text{ Kg/cm}^2$
$T_1 = 500^\circ \text{ K.}$	$p_1 = 5 \text{ »}$
$T_2 = 1.100^\circ \text{ K.}$	$p_2 = 100 \text{ »}$
$T_3 = 2.650^\circ \text{ K.}$	$p_3 = 100 \text{ »}$
$T_4 = T_5 = 1.850^\circ \text{ K.}$	$p_4 = p_5 = 18 \text{ »}$

CICLO CERRADO

Muchas son las ventajas de la utilización de un ciclo cerrado, entre las que citaremos las siguientes:

Eleva el rendimiento térmico, que sólo depende, para igual temperaturas máxima y mínima, de la relación de compresión, aumentando al disminuir ésta.

Para igual presión máxima, el peso y el tamaño es mucho menor que en las turbinas de ciclo abierto, por lo que pueden conseguirse grandes potencias sin dimensiones excesivas.

Los gases corrosivos no atraviesan al grupo compresor-turbina. Puede utilizar cualquier combustible.

El gobierno de la potencia es muy sencillo, bastando variar el peso específico del fluido utilizado sin modificar la temperatura ni el régimen. Al no variar el régimen, el rendimiento no tiene más variación que la pequeña debida al número de Reynolds.

El arranque se simplifica reduciendo la presión a la atmosférica o a un valor menor.

La utilización de este ciclo tiene que ir forzosamente unida al uso del refrigerador y cambiador de calor. Esto es evidente, teniendo en cuenta que el rendimiento térmico aumenta al disminuir T_0 , y las altas temperaturas de los gases de escape. Debido a las altas presiones, el coeficiente de transmisión de calor de los gases al metal mejora, con lo que la pared se encuentra más fría.

Varias son las posibilidades de realización de ciclo. Expondremos los seguidos por la casa suiza «Escher Wyss» y por la «Westinghouse Company», así como otra funcionando con CO_2 .

El esquema de la turbina «Escher Wyss» está representado en la figura 10. Es completamente cerrado, por lo que puede utilizarse cualquier gas. Como veremos, nos conviene que tenga un elevado γ , para mejorar el rendimiento, y el mayor peso específico posible, con lo que disminuyen las secciones de paso y el

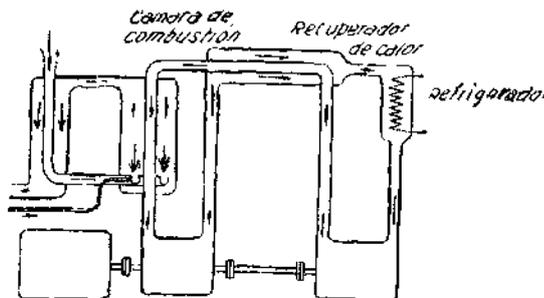


Diagrama de la turbina Escher Wyss

Fig. 10

salto de entalpía en la turbina. Los gases más favorables son los monoatómicos, y entre ellos el vapor de Hg, seguido de Xenon, Kripton y Argón, por este orden. Todos ellos tienen $\gamma = 1,66$, y sus pesos específicos van de 200 a 40. El Hg. tiene el inconveniente de licuarse a 310° C.

El gas pasa del compresor al recuperador de calor, donde se calienta, y de ahí a la cámara de combustión, sin mezclarse con los gases de la combustión. Pasa a continuación a la turbina, al recuperador, y, finalmente, al refrigerador de agua. El mundo se efectúa mediante dos botellas de gas a baja y alta presión y con regulador centrífugo.

Al crecer la carga se abre la válvula de la botella de alta y pasa gas a presión al circuito. Si disminuye la carga se abre la válvula de la otra botella, en la que penetra parte del gas del circuito.

El ciclo es el indicado a continuación, que tiene la diferencia respecto al normal de seguir una compresión (0-1) isoterma. Esto se consigue industrialmente dividiendo el compresor en varias partes con refrigeradores intermedios. También podría conseguirse una expansión (3-5) isoterma, poniendo entre cada dos calones de la turbina pequeñas cámaras de combustión.

En ausencia de recuperador de calor, el ciclo de mejor rendimiento para iguales temperaturas y presiones extremas, es el normal 0-1', 350, cuyo valor es.

$$\eta_1 = \frac{C_p (T_3 - T_5) - C_p (T_1' - T_0)}{T_p (T_3 - T_0)} = 1 - \frac{T_0}{T_1'} \quad (53)$$

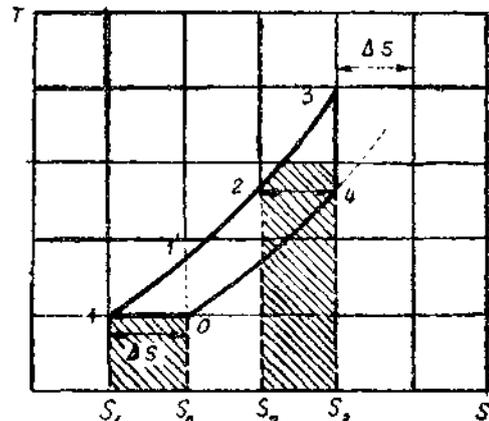


Fig. 11.—Ciclo cerrado «Escher Wyss».

En efecto, al utilizar el ciclo 01350 aumentamos el trabajo con el área 011', pero a costa de una energía de combustible S_1 y S_0 mucho mayor. El rendimiento del ciclo será:

$$\eta_2 = \frac{C_p (T_3 - T_5) - \Delta S \cdot T_0}{C_p (T_3 - T_0)} \quad (54)$$

Si utilizamos recuperador de calor, la cosa cambia totalmente, pues en cualquiera de los dos casos, la temperatura del aire comprimido sólo puede alcanzar la temperatura T_0 de los gases de escape, y eso suponiendo un rendimiento unidad con el recuperador. En el ciclo «Escher Wyss» recuperamos toda la energía calorífica de los gases, mientras en el normal sólo una pequeña

parte. En ambos casos la energía del combustible es $C_p (T_3 - T_2)$ y los rendimientos respectivos.

$$\eta_1' = \frac{C_p (T_3 - T_2) - C_p (T_1' - T_0)}{C_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1'}{T_2} = 1 - \frac{T_0 m_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{T_2} \quad (55)$$

$$\eta_2' = \frac{C_p (T_3 - T_2) - S \cdot T_0}{C_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{\Delta S}{C_p} \frac{T_0}{T_2} = 1 - \frac{\Delta S}{C_p} \frac{T_0}{T_2} \frac{1}{1 - \frac{T_0}{T_2}} \quad (56)$$

Como:

$$dS = C_p \frac{dT}{T} - R \frac{dP}{P} \quad (57)$$

el ΔS para una relación de compresión m_0 vale:

$$\Delta S = R \ln m_0 \quad (58)$$

y, por tanto:

$$\frac{\Delta S}{C_p} = \frac{R}{C_p} \ln m_0 = \frac{\gamma-1}{\gamma} \ln m_0 \quad (59)$$

con lo que:

$$\eta_2' = 1 - \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{\ln m_0}{1 - m_0^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}} \frac{T_0}{T_2} \quad (60)$$

Como dijimos, crece con γ y al disminuir m_0 .

$$\text{Para } m_0 = 1 \text{ vale } \eta_2' = 1 - \frac{T_0}{T_2}$$

Todavía es mayor el rendimiento del ciclo 0135,0 (con recuperador):

$$\eta_3' = \frac{\Delta S \cdot T_2 - \Delta S \cdot T_0}{\Delta S \cdot T_2} = 1 - \frac{T_0}{T_2} \quad (61)$$

igual al ciclo de Carnot.

En el ciclo de la «Escher Wyss» da rendimientos del 60 %, aproximadamente intermedios entre los dados por el ciclo normal abierto por Carnot, para iguales temperaturas y relación de compresión. Todo esto es suponiendo que no hay pérdidas. En la práctica puede obtenerse un rendimiento de 32 %. La variación del rendimiento con la potencia se debe únicamente a las pérdidas en las cámaras, pues la suma de las demás se mantiene prácticamente constantes.

Arthur W. Judge, ha hecho una comparación de los ciclos cerrado, abierto de Carnot para un gasto dado y en las mismas temperaturas extremas. Los resultados para $T_1 = 900^\circ \text{K.}$ y $T_0 = 290^\circ \text{K.}$ se exponen en la figura 12.

La casa «Westinghouse» ha realizado otro ciclo en que los gases de la combustión se mezclan con el fluido comprimido. La presión en la admisión del compresor es de 10 K/cm^2 , y la relación de compresión 4.

Debido a esta disposición, tanto la cámara como la turbina y el compresor da un tamaño mucho menor a las de «Escher Wyss». Sin embargo, dadas las altas presiones, se necesita un grupo compresor-turbina auxiliar que suministra el aire necesario para la combustión a la presión conveniente. La disposición práctica se ve en la figura 13. El aire entra por x y a través del compresor

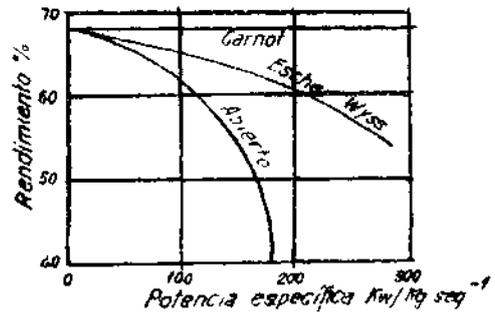


Fig. 12.—Comparación de los ciclos abierto y «Escher Wyss» con el de Carnot.

auxiliar C pasa a la cámara de combustión B. A la salida de la cámara el flujo de gases se divide, pasando parte a la turbina auxiliar y de allí a la atmósfera y el resto por la turbina principal al recuperador de calor, refrigerador y compresor principal, con lo que se cierra el ciclo.

Un ciclo semejante se ha estudiado en Inglaterra, pero a menor presión, por lo que no necesita el compresor auxiliar. Utiliza como fluido el CO_2 , y no admite más aire que el necesario para la combustión; el exceso de CO_2 lo expulsa al exterior.

Estas dos soluciones tienen el inconveniente de someter al compresor y a la turbina al ataque de gases corrosivos.

De todas estas soluciones, la única posible en Aviación parece ser el motor «Compound», pues si bien el peso y tamaño es muy superior al de los turbo-reactores, es semejante al de los motores de émbolo y tiene un rendimiento (40 %) muy superior al de ambos a todas las alturas de vuelo. Su rendimiento es también superior al de un turbo-reactor con recuperador, refrigerador y recalentador.

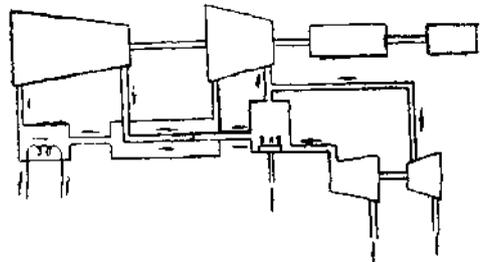


Fig. 13.—Diagrama de la turbina Westinghouse.

El motor «Compound» presenta la ventaja sobre el normal de émbolo de la carencia de bujías, válvulas, mando de distribución, etc. Su consumo es del orden de los 160-200 gr/CV/hora al nivel del mar, y en todo lo anterior hay que tener en cuenta que no se ha contado con el empuje suplementario de salida.

REFERENCIAS

- H. T. ADAMS.—*Elements of Internal Combustion Turbine Theory*.—Cambridge University Press, London, 1949.
- ARTHUR W. JUDGE.—*Modern Gas Turbines*.—Chapman & Hall LTD, London, 1947.
- R. TOM SAWYER.—*The Modern Gas Turbines*.—Prentice-Hall INC, New-York, 1946.
- F. MEDIALDEA OLIVENCIA.—*Aeropropulsores por Reacción*.—Consejo Superior de Investigaciones Científicas, Madrid 1949.
- S. G. HOOKER.—*The Application of the Gas Turbine to Aircraft Performance*.—Journ. Roy. Aeron. Soc. Mayo, 1946.
- F. K. FISCHER y C. A. MEYER.—*The Combustion Gas Turbine*.—Aero Digest, Octubre, 1944.

VI

COMBUSTIÓN Y COMBUSTIBLES ALIMENTACIÓN Y REGULACIÓN

COMBUSTIÓN.

En principio, el proceso de la combustión podría considerarse como caso el fundamental de la turbina de gas, ya que es aquí donde se suministra la energía calorífica para su transformación en energía mecánica, y cualquier pérdida afecta directamente el rendimiento térmico general. En la práctica, sin embargo, generalmente recibe menor atención que otros componentes, quizá a causa de la existencia de una extensa recopilación de datos obtenidos en las técnicas de hornos de combustión y motores alternativos, y por el hecho de que los continuos avances realizados han sido en su mayor parte empíricos. No obstante, el proceso de la combustión tiene una considerable base teórica en los resultados de investigaciones físicas y químicas y en las realizadas en los últimos años en el mecanismo de la combustión en los ciclos Otto y Diesel, de los cuales en alguna medida se ayuda el análisis de las condiciones existentes en la turbina de gas. No obstante, los datos para el desarrollo de las cámaras de combustión han sido adquiridos casi totalmente por medios experimentales, aunque guiados por algunos principios generales, y hasta el momento actual es casi imposible producir una cámara de combustión a partir de los datos previos de diseño sin tener que realizar gran cantidad de experimentos y modificaciones mediante ensayos. Aunque actualmente las cámaras de combustión buenas tienen un rendimiento lo menos del 98 % sobre una gran parte de la zona de trabajo, con unas pérdidas de presión menores del 5 %, se continúa trabajando para su mejora. Se ha ganado mucho en cuanto a la reducción de tamaño, particularmente para motores de avión, como asimismo en seguridad y duración, aparte del factor esencial del establecimiento de un cuerpo de datos utilizables en un anteproyecto y necesarios para proporcionar unas características convenientes.

El mecanismo de la combustión es excesivamente complejo y se conoce imperfectamente, particularmente en lo que se refiere a su aplicación en la turbina de gas, donde el proceso está afectado por factores químicos y aerodinámicos. Aunque hay una cierta semejanza básica en todos los diseños de cámaras de combustión, la carencia de información fundamental ha conducido

a una variedad asombrosa de los detalles de diseño, cuya gran diversidad indica que no ha sido hallada la solución óptima.

Una variable básica es la naturaleza del combustible usado y la manera de su inyección. Para muchas aplicaciones industriales, el carbón es el combustible más utilizable por razones económicas; pero en el caso de las turbinas de gas toda la atención está concentrada en combustibles líquidos y gaseosos, ya que el empleo de combustibles sólidos en turbinas de gas está en su infancia, y, aunque se manifiesta prometedor, no existe experiencia real utilizable.

En las turbinas de gas la mayor parte del peso está destinado al compresor y turbina, lo que hace totalmente necesaria en la construcción de las cámaras de combustión el empleo de láminas de metal para que resulte una construcción ligera, con una vida aceptable. Actualmente el tubo de llamas, que es la parte de la cámara que trabaja en condiciones más duras, llega a tener una vida de unas trescientas horas de funcionamiento.

Las condiciones esenciales que se exige a una buena cámara de combustión, son:

a) Obtención de rendimientos de combustión altos, cosa necesaria a causa de que el consumo de combustible es en la mayoría de los casos grande y no podría admitirse un aumento posterior debido a pérdidas de combustión.

b) Las pérdidas de combustión a través de las cámaras deben ser lo más bajas posibles. Esta necesidad es evidente cuando se considera que las pérdidas de presión reducen el rendimiento termodinámico del ciclo.

c) Se exige el funcionamiento sobre una amplia gama de relaciones aire/combustible y gasto de combustible, siendo esencial mantener la estabilidad de la combustión y el rendimiento en dicha gama. Los valores normales, en peso, para la relación aire/combustible, oscilan alrededor de 60 a 120, pero para evitar la posibilidad de extinción de la llama en vuelo, se ha considerado necesario mantener estable la combustión hasta valores algo superiores a 300.

d) Se exige una temperatura de salida uniforme, lo que implica un alto grado de mezcla de los gases de combustión en la entrada de la turbina.

e) Seguridad de funcionamiento en tierra y en vuelo.

f) Ausencia de depósitos de carbón en la cámara.

g) Ausencia de fallos mecánicos o deterioro de las distintas partes, de manera que la cámara de combustión pueda tener una vida razonable.

Los factores predominantes son, quizá, la necesidad de tener una gran relación de calor producido por unidad de volumen, y el bajo nivel de temperatura final de los gases que se necesita, entre 600 y 800° C. En la tabla I están indicadas las intensidades características de algunas combustiones corrientes, en donde se ve que el nivel de intensidad de combustión que se necesita en la turbina de gas excede en mucho del obtenido en procesos de combustiones industriales. Es comparable con el obtenido en un motor y solamente sobrepasado en procesos muy especiales, tales como en cohetes, en los que la ausencia de nitrógeno atmosférico es una diferencia fundamental.

La significación del bajo nivel de temperatura final de los gases es que éste es inferior a la temperatura a la que puede esperarse tenga lugar una rápida combustión del combustible original o de sus productos de descomposición. Esto introduce la posibilidad de que puedan ocurrir pérdidas de combustión sin

aparición de salida de llamas; tales pérdidas están asociadas bien con el combustible que ha pasado a través de la cámara sin quemar o bien con productos de reacción que han sido enfriados por exceso de aire.

Estas exigencias son fundamentales al ciclo de turbina de gas y su importancia no ha cambiado apreciablemente en los diseños de motores más recientes, a pesar del uso de otros dispositivos mecánicos y de ciclos más complejos.

El primer problema fué desarrollar un sistema que cumpliera las exigencias esenciales, y era inevitable que debería ser resuelto en primera instancia empíricamente. Pero el motor de turbina de gas no era una mera invención empírica, y la segun-

TABLA I

INTENSIDADES DE COMBUSTIÓN EN PROCESOS REPRESENTATIVOS (Ref. 1)

Proceso	Condiciones de trabajo	Intensidad de combustión en Kcal/hora. m ² . atmósfera	Tiempo de reacción en segundos
Llama Bunsen, gas de ciudad	Baja presión. Máx. aireación.	11,6.10 ⁶	
Llama a alta presión mezcla gas de ciudad aire...	Combustión abierta.	97,4 . 10 ⁶	0,005
Inyecciones comerciales de «fuel-oil».	Combustión abierta.	0,80 a 1,8.10 ⁶	
Combustión de carbón pulverizado al aire libre	Tamaño de partícula de 100 a 20 micras.	0,4 a 6,2.10 ⁶	
Quemadores de petróleo... ..		0,3 a 1,62.10 ⁶	
Motor de avión (4 tiempos)... ..	2400 r. p. m., índice octano igual a 110.	35.10 ⁶	0,01
Motor de la V-1...		16.10 ⁶	
Cohete de pólvora.		74.10 ⁶	
Cohete V-2... ..	Máximo empuje.	98.10 ⁶	
Turbinas de avión.	Condiciones de proyecto.	13,5 a 35,6.10 ⁶	0,01 a 0,025

da necesidad obvia era ganar un suficiente conocimiento del proceso de combustión para hacer posible la predicción de los cambios de actuaciones de sistemas dados y el proyecto racional de nuevos sistemas. El segundo problema era, por lo tanto, el de la investigación. El trabajo en ambos campos se simplificó por el hecho de que el proceso de la combustión pudo aislarse de las complicaciones mecánicas del compresor y turbina (diferencia con el motor de émbolo) y pudo examinarse sobre una razonable escala experimental. Además, existe la ventaja de ser un proceso continuo.

TIPOS DE CÁMARAS

Las cámaras de combustión pueden clasificarse en:

1.º Cámaras separadas: Tanto el gasto de aire como el de combustible se reparte en un cierto número de cámaras, trabajando todas ellas en idénticas condiciones y comunicándose cada

una con las dos adyacentes por intermedio de unos tubos de interconexión. A su vez, se clasifican en:

a) Cámaras de flujo inverso: Las llevaban los motores Whittle y los primeros modelos derivados de ellos. Sus principales características son: Reducen la longitud del árbol motor. Se compensan las dilataciones de las cámaras. Los gases circulan a menor velocidad, teniendo el inconveniente de presentar mayor sección. Tienen peor rendimiento, ya que presentan más pérdidas por rozamiento. Su construcción es más cara y más laboriosa.

b) Cámaras de flujo directo: Las tienen los motores Rolls-Royce, De Havilland, etc. Hoy día son las más utilizadas. Tienen el inconveniente de exigir juntas de dilatación.

2.º Cámara anular: Como su nombre indica, es una cámara única de forma anular, a la que se suministra el combustible mediante varios inyectores. Actualmente es utilizada en los turbo-reactores Metropolitan Vickers, Westinghouse, etc., y fué em-

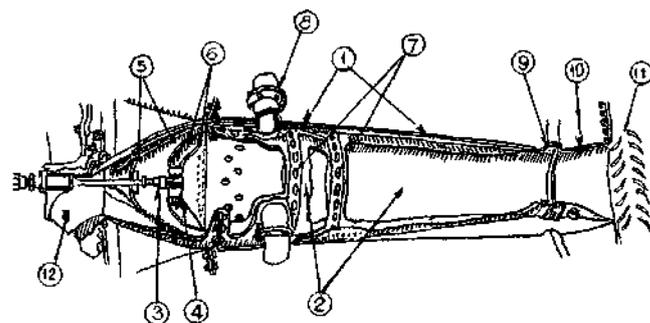


Fig. 1.—Cámara Lucas, de tipo de flujo recto, del turbo-reactor De Havilland Coblin II. Leyenda: 1 cubierta exterior.—2. Tubo de llamas.—3. Inyector.—4. Aletas de turbulencia.—5. Caperuza anterior perforada.—6. Mampara cortafuegos.—7. Agujeros de comunicación.—8. Tubos interconectores.—9. Junta de dilatación.—10. «Cárter» unión con la directriz.—11. Directriz.—12. Entrada de aire.

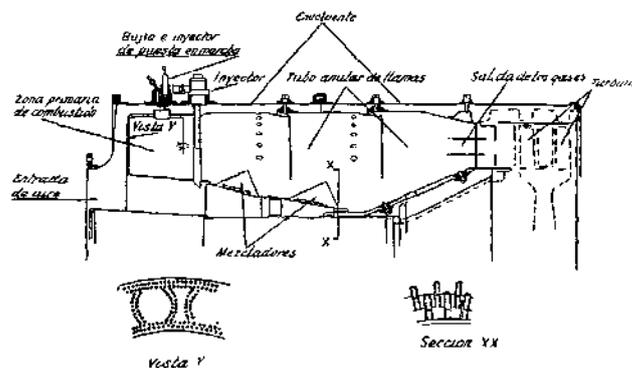


Fig. 2.—Cámara de tipo anular del turbo-reactor Metropolitan Vickers F-2.

pleada en los motores alemanes B. M. W. Su principal ventaja estriba en la menor sección frontal que proporciona al motor. Su mayor inconveniente consiste en que son de algún peor rendimiento que las cámaras y son de más difícil diseño para que proporcionen buenos rendimientos. No obstante, son de un gran porvenir.

En todos los tipos de cámaras de combustión que acabamos de reseñar hay una característica común de proyecto. Es ella la disposición de su parte interior que se separa en dos zonas: una,

para la combustión propiamente dicha, con el denominado aire «primario», y otra, envolviendo a la primera, por la que circula el aire denominado «secundario». Esta disposición viene obligada por la gran cantidad de aire, en relación con la de combustible, con la que han de funcionar las turbinas de gas.

Separando el aire de esta manera, se produce la combustión con el aire primario con una relación en peso con el combustible del orden de 15-18 : 1, es decir, prácticamente la relación estricta para que se realice la combustión de un modo completo. El aire secundario circula rodeando el tubo de llamas, penetrando poco a poco a través de orificios, con lo que se va reduciendo la temperatura y homogeneizando la mezcla. En la zona de la combustión de la temperatura es del orden de los 2.000° C., pero en la salida de la cámara de combustión el aire secundario la ha ido rebajando hasta el límite tolerado por la turbina (850° C., como máximo). Con esta disposición se tienen las siguientes ventajas: aunque la relación nominal aire/combustible en las turbinas de gas suele ser del orden de 60 : 1, debido al necesario equilibrio entre las potencias del compresor y de la turbina hay que ir aumentando a medida que el régimen disminuye y se aparta del

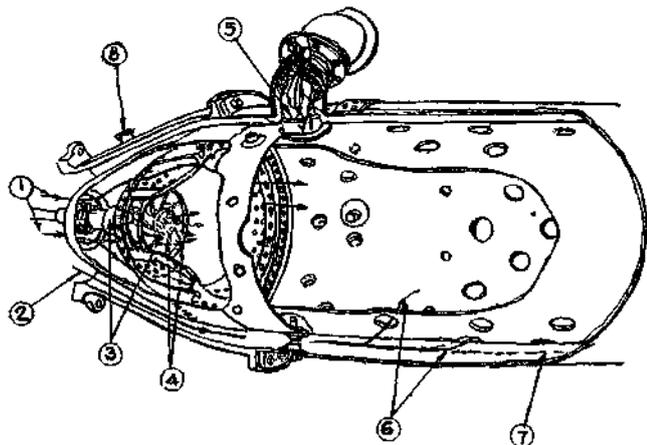


Fig. 3.—Disposición interior de la cámara de combustión del turbo-reactor De Haniffand Goblin. Leyenda: 1. Entrada del aire «primario».—2. Entrada del aire «secundario».—3. Inyector.—4. Aletas de turbulencia.—5. Tubo de interconexión, X comunica con el aire secundario, e Y con el primario.—6. Tubos de comunicación por los que el aire penetra y se mezcla con el primario.—7. Aire secundario residual.—8. Termopar.

nominal, pudiendo llegar a ser del orden de 150 : 1 en los regímenes bajos. Pese a estas grandes relaciones de aire/combustible, la cámara no pierde apenas características, ya que en la zona de la combustión la proporción de aire es mucho menor. Además, el tubo de llamas va refrigerado por el aire secundario relativamente frío, con lo que se disminuyen las pérdidas de calor por las paredes y no se hace necesaria la utilización de material especial para la envolvente exterior. Como vemos, pese a las grandes cantidades de aire con que han de funcionar las turbinas de gas, puede decirse que verifican la combustión en unas condiciones parecidas a las de un motor de explosión, en cuanto a la relación aire/combustible se refiere.

Pérdidas y rendimientos.

Las cámaras de combustión tienen diversos tipos de pérdidas de funcionamiento. Además de los efectos de disociación, que se

traducen en un menor incremento de temperatura, y de las inevitables pérdidas de calor por las paredes, siempre pequeñas por las causas reseñadas, y porque los gases circulan con gran velocidad (velocidad de entrada del orden de los 80 m/seg.-velocidad de salida del orden de los 100-140 m/seg.), en las cámaras de combustión se producen pérdidas de presión y pérdidas de combustión incompleta. Las pérdidas de presión se deben a los fenómenos de rozamiento, siendo necesario también en su parte final que se produzca una pequeña caída de presión, a fin de acelerar el gas que ha de entrar en la turbina. En total, la caída de presión es pequeña, no sobrepasando del 3-5 %.

El rendimiento de una cámara de combustión se define por la relación entre el incremento de temperatura real conseguido, y el teórico que se produciría si no hubiera pérdidas de combustión. Por esta razón, y por la necesidad que hay de que llegue el gas en perfectas condiciones a la turbina, sin puntos inflamados que pudieran deteriorar los álabes, ha de procurarse que la combustión se realice de un modo completo durante el recorrido del gas a través de la cámara de combustión. Para ello se emplean diversos dispositivos que tienden a acelerar la combustión. El aire primario penetra en el tubo de llamas a través de unas altas helicoidales que le producen turbulencia, factor que mejora notablemente la combustión. El combustible se inyecta mediante un chorro continuo finamente pulverizado, formando un cono de unos 80° en el vértice y animado con un movimiento de rotación contrario al que tiene el aire primario en su salida de las aletas de turbulencia. De esta manera la mezcla se realiza íntimamente y la combustión es mucho más rápida. Además, se proyecta la cámara de combustión para que en la zona del inyector se produzca una baja presión, provocándose una corriente en sentido contrario a la general de marcha del aire. De esta forma, permanece más tiempo en contacto el aire con la zona de inyección de combustible, dando más tiempo para que se quemé de un modo completo. Además de las cuestiones citadas, la disposición de orificios, inyector y mamparas, las presiones de inyección utilizadas y otros varios factores, han de estudiarse con el mayor cuidado, a fin de que la combustión se realice con el mayor rendimiento posible.

En general, no deben considerarse satisfactorios rendimientos inferiores al 95 %, teniendo la mayoría de los turbo-reactores modernos rendimientos de la combustión en las condiciones nominales no inferiores al 98 %.

El rendimiento de la combustión viene afectado principalmente por la mezcla de aire que se consiga, pulverización del combustible, temperatura de entrada y relación aire/combustible. Con este último factor disminuye a medida que aquélla aumenta. Por esta razón, y pese a la separación del aire, las turbinas de gas no tienen buenos rendimientos en regímenes bajos. La disminución del rendimiento con la temperatura de entrada es la causa de que decrezca al aumentar la altura de vuelo para las turbinas de gas que equipan aviones. Éste resulta ser uno de los más importantes factores que limitan el techo del avión (fig. 4).

Combustibles.

A los combustibles destinados a alimentar las cámaras de combustión de una turbina de gas, han de exigírseles los siguientes requisitos: buenas características de pulverización, cuando son inyectados en un chorro a presión centrifugado; rapidez de combustión; ausencia de depósitos carbonosos, alto poder calorífico.

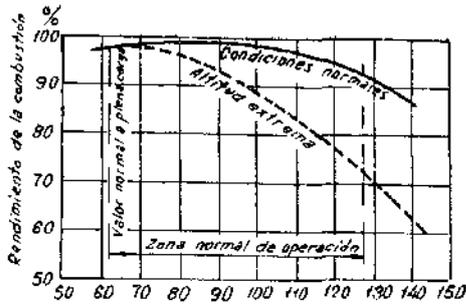


Fig. 4.—Rendimiento de la combustión en función de la relación aire/combustible.

Existe una amplia gama de hidrocarburos, combustible de alto poder calorífico, que cumple las citadas condiciones. En general, las turbinas de gas trabajan perfectamente con cualquier tipo de hidrocarburo comprendido entre las gasolinas y el «gas-oil». Para los turbo-reactores y turbo-hélices se prefiere generalmente el keroseno, pero hay varios de ellos que funcionan con gasolina, pudiendo adaptarse el sistema de alimentación para que pueda funcionar con ambos tipos de combustible. En las turbinas de gas para

usos industriales y para el transporte terrestre y marítimo, se utiliza el «gas-oil».

No resulta fácil adaptar una turbina de gas para que funcione con aceite pesado, ya que es difícil eliminar los abundantes depósitos carbonosos que produce. Esto es un inconveniente desde el punto de vista industrial, ya que el aceite pesado es uno de los combustibles más económicos. Al tratar de las aplicaciones de las turbinas de gas, indicaremos los intentos que se están efectuando para conseguir quemar en ellas satisfactoriamente carbón en polvo.

* * *

De los sistemas de regulación no hacemos mención especial, ya que es un problema del que existe numerosa literatura, describiendo sus órganos y explicando su funcionamiento, no solamente en revistas extranjeras, sino en algunos artículos aparecidos en nuestro propio país. (Ver, por ejemplo, J. Pellegrero Bell, Ing. Aer.; «Sistemas de alimentación de los turbo-reactores», *Revista de Aeronáutica*, núm. 73.) Solamente a título descriptivo nos limitaremos a insertar el sistema de regulación del motor Rolls-Royce Derwent V, (fig. 5).

REFERENCIAS

- PETER LLOYD: *Combustion in the Gas Turbine*.—The Institution of Mechanical Engineers, Proceedings, año 1945, vol. 153.
 PETER LLOYD: *The Fuel Problem in Gas Turbine*.—The Institution of Mechanical Engineers, Proceedings, año 1948, vol. 159.
 A. G. SMITH: *Heat Flow in the Gas Turbine*.—The Institution of Mechanical Engineers, Proceedings, año 1948, vol. 149.
 F. W. GODSEY: *Gas Turbines for Aircraft* (capítulo V).—Mc. Graw-Hill Boog. New York, 1949.

TERCERA PARTE

APLICACIONES INDUSTRIALES DE LAS TURBINAS DE GAS

VII

APLICACIONES DE LA TURBINAS DE GAS AL TRANSPORTE AÉREO, TERRESTRE Y MARÍTIMO. INSTALACIONES INDUSTRIALES. CONCLUSIONES FINALES

MOTORES DE AVIACIÓN

Para la Aviación ha sido fundamental el desarrollo experimentado por las turbinas de gas, hasta llegar a ser un grupo motor-propulsor perfectamente idóneo para ella. Tanto en su versión Turbo-reactor, aprovechando directamente la energía cinética de chorro de salida para la propulsión, como en sistema Turbo-hélice, utilizando la energía sobrante en el árbol motor para accionar una hélice, son perfectamente aplicables a cualquier tipo de aviación.

El reducido peso por CV que puede lograrse, factor esencial en un motor de aviación, así como la pequeña área frontal que presentan, hacen que mediante su aplicación se haya logrado un avance considerable en las características de los aviones. Con la utilización de los turbo-reactores, en los que el rendimiento de la propulsión crece indefinidamente tendiendo hacia la unidad, y con los que fácilmente se llega a potencias superiores a los 10.000 CV., se ha dado un salto realmente impresionante en la

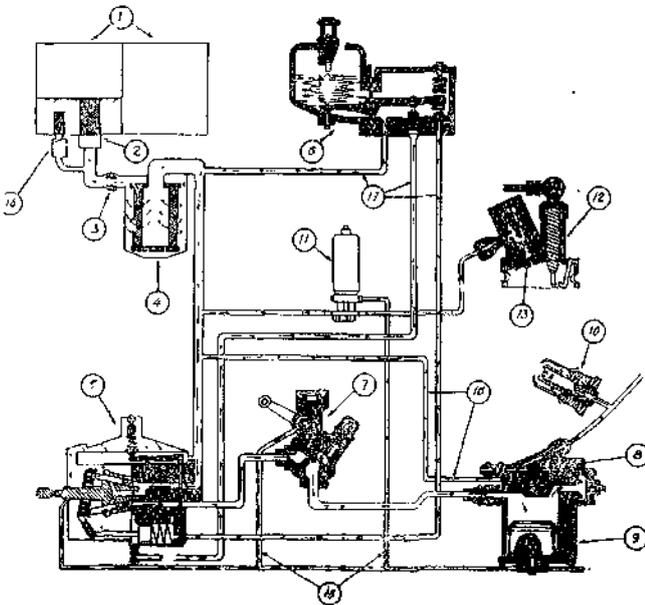


Fig. 5.—Sistema de regulación del turbo-reactor Rolls-Royce Derwent V. Leyenda: 1. Depósitos de combustible.—2. Bomba eléctrica para impulsar el combustible desde los depósitos.—3. Llave de cierre en baja presión.—4. Filtro.—5. Bomba Lucas de embolitos múltiples de carrera variable, con regulador de presión y régimen máximo.—6. Regulador barométrico (dosisifica el gasto máximo según la velocidad y altura de vuelo).—7. Válvula reguladora del consumo de combustible (mandada por el piloto).—8. Llave de cierre en alta presión para parar el motor.—9. Acumulador de combustible para la puesta en marcha.—10. Rampa de inyectores.—11. Bomba especial eléctrica para la puesta en marcha (de tipo de engranajes).—12. Equipos especiales para el encendido (dos por motor), compuesto cada uno de bujía e inyector de tobera cerrada accionada por un solenoide.—13. Tobera del inyector y solenoide.—14. Válvula para vuelos en invertido.—15. Conductos de drenaje.—16. Conductos de retorno.

CUADRO DE COMPARACION DE LOS SISTEMAS DE PROPULSION

velocidad máxima alcanzada en los aviones, que ha pasado de poco más de 700 Km/hora (con motores de cilindros), a cerca de los 1.200 Km/hora (avión estadounidense Douglas «Skyrocket»).

A continuación procederemos a efectuar una comparación entre los sistemas motopropulsores que se utilizan en Aviación (1). Especialmente dedicaremos nuestra atención a la comparación entre los motores derivados de las turbinas de gas (turbo-reactores y turbo-hélices), con los de cilindros; pero, no obstante, algunas veces haremos referencia a los cohetes y termorreactores.

Bajo muchísimos puntos de vista pueden compararse entre sí los distintos sistemas de propulsión. Podrían estudiarse las características motoras o propulsoras aisladamente, o bien, considerar también la aeronave que acciona el sistema motopropulsor, a fin de analizar los factores en que interviene, como la autonomía, el techo, el radio de acción, velocidad máxima, etc., etc. Asimismo, es necesario definir qué elemento es el que se toma como básico para establecer la comparación; como, por ejemplo, al comparar los radios de acción debemos especificar qué se hace para igualdad de combustible con peso consumido, o bien imponiendo un límite a la cantidad de combustible capaz de ser llevada a bordo. Es preciso, por tanto, seguir una ordenación lógica que haga fácil la comparación y destaque sucesivamente las ventajas e inconvenientes de cada tipo. A continuación insertamos un cuadro esquemático en el que se indican los factores más importantes que deben compararse, el orden en que se efectúa y el elemento de comparación.

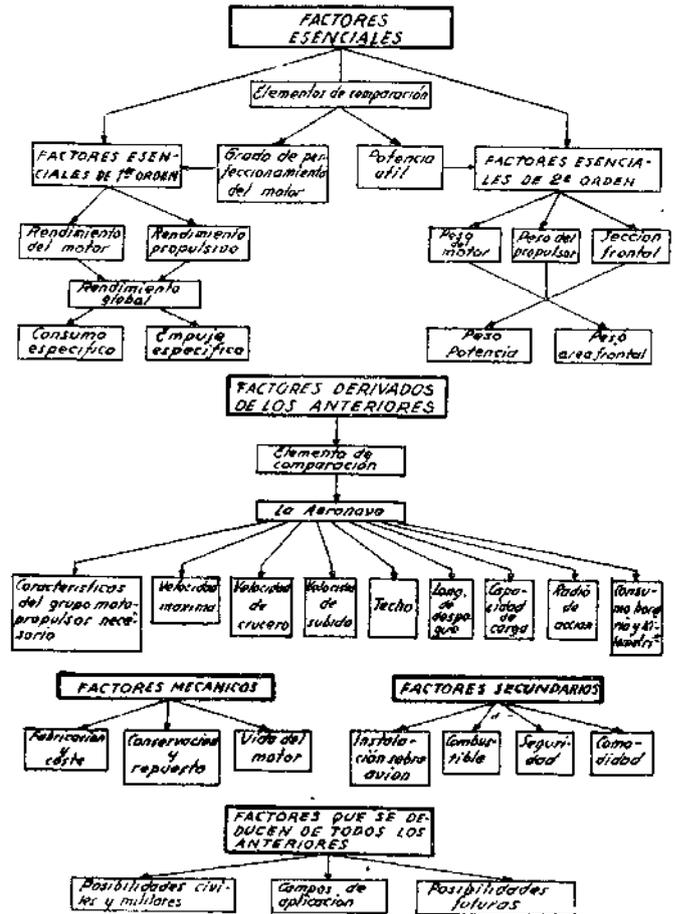
Un estudio detallado del cuadro que se adjunta nos llevaría a extendernos demasiado en estas cuestiones, sobrepasando la amplitud con que quieren tratarse. Por esta razón nos limitaremos a comentar brevemente cada una de ellas, deteniéndonos especialmente en las de mayor interés.

Factores esenciales de primer orden.—Los denominamos de esta manera porque vienen impuestos por la idea básica del tipo de propulsión, independientemente de las características de la aeronave o de las de utilización. Como al efectuar la comparación se tomarán rendimientos reales y no teóricos, resultan dependientes de la realización práctica del diseño ideal y, por tanto, deberá tomarse como elemento comparativo, es decir, el elemento que se toma igual en todos los casos, a fin de establecer la comparación, el grado de perfeccionamiento logrado en el dispositivo motopropulsor. Nos referiremos, por tanto, a motores y propulsores con el mayor perfeccionamiento que se ha conseguido en ellos en la actualidad.

Trataremos de los factores detallados en el cuadro comparativo, o sea, de los rendimientos y consumos específicos, empezando para ello con la comparación de los rendimientos reales de los motores.

Para un motor de cilindros alimentado con gasolina no podemos esperar sobrepasar un rendimiento del motor del orden de 0,27. A regímenes elevados este rendimiento disminuye debido a la necesidad de alimentar el motor con mezcla rica a potencias próximas a las nominales. Con la altura, el rendimiento disminuye, y únicamente estableciendo una expansión en baja presión mediante el aprovechamiento de gran parte de la energía de los gases de escape con una turbina destinada a mover el compresor,

(1) La mayor parte de la comparación que a continuación insertamos, está tomada de unos capítulos escritos por nosotros para el libro de Motores del Ingeniero Aeronáutico Sr. D. Federico Fernández Bobadilla,



sería posible mantener el rendimiento aproximadamente constante hasta unos 10.000 metros, pero de ahí en adelante decrecería rápidamente.

En los turbo-reactores o turbo-hélices, ya que su rendimiento motor es casi análogo, se consiguen hoy día rendimientos de 0,21 al nivel del mar y velocidad nula, pero cuando la velocidad y altura de vuelo aumentan, se incrementan en gran manera, llegando a valores del orden de 0,31 ó 0,32. En la figura 1 están representadas diversas curvas típicas de rendimientos, trazadas en función de la altura y a diversas velocidades. Para el motor de

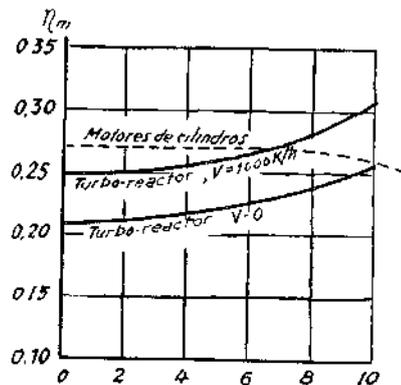


Fig. 1

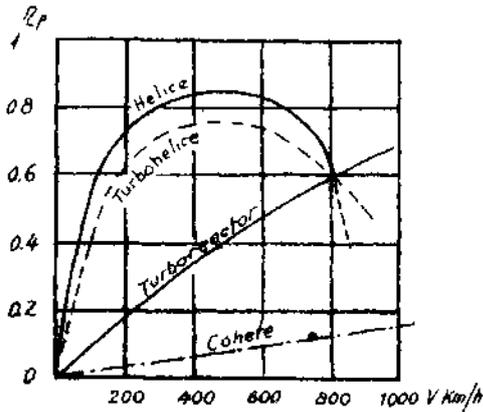


Fig. 2

cilindros no se ha fijado velocidad alguna, ya que su influencia es de poca consideración y se ha supuesto su constancia hasta unos 10.000 metros de altura. Puede observarse que el rendimiento del turbo-reactor llega a superar al del motor de cilindros cuando la velocidad y alturas son suficientes.

Los rendimientos de la propulsión se comparan en la figura 2. En ella puede apreciarse la gran ventaja que presenta la hélice para velocidades inferiores a los 800 Km/hora, y, sobre todo, a velocidades medias. En cambio, el turbo-reactor nos ofrece un campo ilimitado con vistas a incrementar la velocidad, ya que su rendimiento aumenta sin cesar tendiendo próximamente a la unidad. En esto estriba una de las principales ventajas de la propulsión por reacción, ya que la hélice, por su índole especial de producir la propulsión, lleva en sí misma un límite en la velocidad por encima del cual no podría nunca volarse. Con el empleo de hélices contra-rotatorias se mejora este límite, pero siempre sigue existiendo.

La turbo-hélice tiene un rendimiento muy parecido al de la hélice ordinaria. Se obtiene fácilmente con la fórmula:

$$\eta_p = \lambda \eta_{ph} + (1 - \lambda) \eta_{pt}$$

en la que η_{ph} es el rendimiento de la hélice, η_{pt} el rendimiento propulsivo del chorro de gases, y λ , es la relación entre la potencia de la hélice a la potencia total destinada a la propulsión (del orden de $\lambda = 0,8$). Este rendimiento de la turbo-hélice no llegaría nunca a anularse, pues por encima de los 800 Kms/hora sería a la quinta parte del que tendría si toda la potencia se destinase a turbo-reactor exclusivamente, y por tanto, con su rendimiento.

También se ha incluido el rendimiento del cohete, que queda para las velocidades de las figuras, muy por bajo de los anteriores.

El empuje propulsor se consigue lanzando hacia atrás una masa de aire o gases a una cierta velocidad. Para lograr un empuje dado, puede lanzarse una gran masa con pequeña velocidad (hélice), o bien una masa pequeña con gran velocidad (cohete), quedando el turbo-reactor en una zona intermedia. Bajo el punto de vista del rendimiento propulsivo, en los propulsores no autónomos (hélice y turbo-reactor) interesaría impulsar una gran masa de aire con poca velocidad. En cambio, en un propulsor automático (cohete) podría llegar a ser más conveniente el segundo tipo de propulsión, ya que el rendimiento es máximo cuando la velocidad de vuelo es igual a la velocidad de salida de los gases de escape.

Más interesante que el estudio aislado de los rendimientos del motor y de la propulsión es el global, producto de ambos, ya que nos da una idea total del grado de calidad del sistema motor-propulsor. En la figura 3 se insertan los gráficos que aclaran esta cuestión, y sobre ella podrían hacerse consideraciones análogas a las que efectuamos cuando se estudiaron los rendimientos de la propulsión.

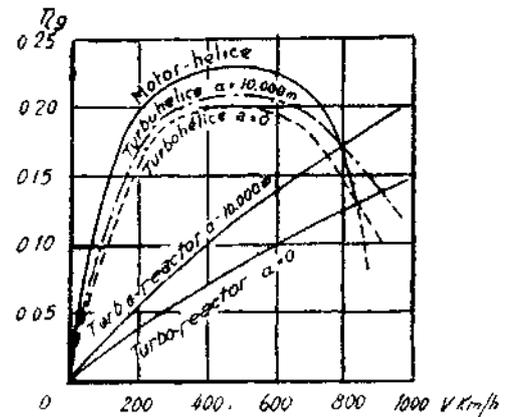


Fig. 3

Factores esenciales de segundo orden.—Análogamente a los de primer orden, son esenciales porque dependen directamente de la idea básica del tipo de propulsión, ahora que en ellos lo que se compara es una característica de diseño en vez de una de funcionamiento, es decir, se compara el peso y tamaño del grupo motopropulsor para una misma potencia. Podría efectuarse esta comparación de varias maneras, tomando igual potencia del motor o con la potencia útil, lo que sería más lógico, pues se haría intervenir las características del propulsor. En el cuadro que insertamos a continuación no se ha tomado ningún factor

	Motor de cilindros y hélice	Turbo-reactor	Turbo-hélice
Peso del motor/potencia del mismo	0,37 Kg/CV.	0,085 Kg/CV.	0,19 Kg/CV.
Peso total del grupo motopropulsor e instalaciones complementarias/potencia	0,9 Kg/CV.	0,13 Kg/CV.	0,33 Kg/CV.
Potencia del motor/área frontal	37 CV/dm ²	65 CV/dm ²	50 CV/dm ²
Peso total/potencia útil a 600 Km/hora	1,1 Kg/CV.	0,24 Kg/CV.	0,43 Kg/CV.
Idem a 800 Km/hora	1,54 Kg/CV.	0,18 Kg/CV.	0,55 Kg/CV.
Idem a 1.000 Km/hora	—	0,09 Kg/CV.	—
Potencia útil a 600 Km/hora/área frontal	31 CV/dm ²	36 CV/dm ²	39 CV/dm ²
Idem a 800 Km/hora	21 CV/dm ²	48 CV/dm ²	30 CV/dm ²
Idem a 1.000 Km/hora	—	60 CV/dm ²	—

igual en los tres motores. Lo que hemos hecho ha sido tomar magnitudes relativas, a fin de poder establecer la comparación para cualquier potencia que tengan los motores (siempre que sean del mismo orden).

Este cuadro está hecho tomando como referencia un motor de cilindros de tipo refrigeración por líquido, un turbo-reactor de compresor centrífugo de dos caras activas (Rolls-Royce) y una turbo-hélice de compresor axil. Los datos de potencia estática del motor se refieren en el motor de cilindros a la potencia al freno, en el turbo-reactor a la energía cinética producida por segundo en la turbo-hélice a la suma de las dos clases de potencia. La potencia útil en el grupo motor-hélice se mide multiplicando la potencia del motor por el rendimiento de la hélice, en el turbo-reactor en igual forma, pero teniendo en cuenta que la potencia varía con la velocidad, o lo que es lo mismo, multiplicando el empuje por la velocidad y en la turbo-hélice mediante la combinación de ambas. Todos los datos están tomados al nivel del mar.

Puede observarse la gran ventaja que presenta bajo este punto de vista el turbo-reactor, siguiéndose la turbo-hélice y quedando el motor de cilindros con características muy bajas.

Factores derivados.—Los denominamos así porque puede deducirse su comparación de los resultados obtenidos en los anteriores. El elemento comparativo tomado igual en todos ellos es el avión. En estas condiciones, el grupo motopropulsor que se instale viene impuesto por las características más importantes que se quieren obtener con el avión. Para un caza, por ejemplo, lo que interesa es la mayor velocidad posible, tanto horizontal como de subida. En este caso, se fijaría la carga alar máxima y la autonomía mínima del avión, siendo el turbo-reactor con su poco peso (lo que permitiría instalar uno de gran potencia) y magníficas características quien nos daría mayores velocidades.

En cuanto a la velocidad del crucero, se puede decir lo siguiente: los turbo-reactores son motores diseñados para funcionar a elevado régimen, perdiendo rápidamente características cuando se apartan del nominal. Esto es un inconveniente en estos motores, obligándoles a tener un régimen de marcha lenta muy elevado (3.000-3.500 r. p. m.). Por esta razón, también es alto su régimen de crucero, estimándose aproximadamente en 0,9 del nominal. Por esta consideración, en aviones análogos equipados con motores de parecida potencia, tendría mayor velocidad de crucero, el que lleva turbo-reactor, después el de turbo-hélice y, finalmente, el de motor de cilindros.

El techo de un avión equipado con turbo-reactores es más elevado que con ningún otro tipo de motor. Se han llegado a alcanzar alturas del orden de los 18.000 metros.

Para poder comparar los radios de acción de un mismo avión equipado con sistemas propulsores diferentes, fijáramos las características del grupo motopropulsor más conveniente en cada caso, sirviéndonos de los datos aerodinámicos y estructurales del avión y de los de régimen y consumo de crucero de cada motor, con objeto de obtener el mínimo consumo kilométrico para cada uno de los grupos instalados, pero teniendo en cuenta las características de despegue que nos fijan un valor mínimo del empuje estático. Determinado de esta manera la potencia, peso y tamaño de cada motor, se completaría el peso máximo total fijado para el avión (igual en todos ellos) con la carga de combustible, resultando ésta mayor para el equipado con turbo-reactor, después para el de turbo-hélice y, finalmente, el de cilindros,

a causa del menor de los dos primeros. En estas condiciones nos resultaría un radio de acción máximo para el avión que llevase turbo-hélice, siguiéndole a poca distancia el equipado con motor de cilindros y con un valor bastante más bajo para el de turbo-reactor.

Los cohetes tienen muy malas características en cuanto a radio de acción, debido a su bajo rendimiento durante el despegue y a la necesidad de llevar en la aeronave el carburante.

Con vistas a la aviación civil para líneas de pasajeros, no se puede efectuar la comparación en la forma que lo hemos hecho. Hay que fijar la carga de pago y el radio de acción, resultando diferentes tanto los aviones como los motores en cada caso. Con las condiciones que se fijaron y diseñado el avión más conveniente en cada caso, resultaría para la turbo-hélice algo más pequeño y ligero, y teniendo el motor alguna menor potencia de despegue. Pese a ello, la velocidad de crucero resultaría mayor, resultando, por tanto, un menor tiempo de viaje. El consumo total de combustible sería del orden del 90 por 100 del que tendría el avión equipado con motor de cilindros y hélice. Finalmente, como el keroseno es más barato que la gasolina, resulta que el gasto por Tm/Km. de carga de pago es inferior para la turbo-hélice con un ahorro del 30-36 por 100 en comparación con el del avión equipado con motor usual.

El avión civil equipado con turbo-reactores proporciona un elevado gasto por Tm/Km., y tiene un radio de acción relativamente reducido. No obstante, debido a su gran velocidad, comodidad y hasta su mayor seguridad, hace posible su empleo; pudiendo compensarse su mayor consumo con un aumento en la tarifa, justificado por las ventajas reseñadas. En la actualidad existen dos aviones comerciales equipados con turbo-reactores. Son el De Havilland Comet y el Avro Canadá Jet Limer, ambos magníficos y de elevadas características.

Factores mecánicos.—Son los que dependen de las cualidades constructivas y mecánicas del motor, incluyéndose en ellos la fabricación, coste, mantenimiento y la vida del motor.

La fabricación de un turbo-reactor es realmente más fácil que la de un motor de cilindros de gran potencia, una vez que se tiene la necesaria experiencia y se dispone de maquinaria especial. En donde radica el mayor inconveniente es en la cuestión de aceros especiales, ya que se utilizan en muchos órganos y han de ser de alta calidad. Esto eleva el coste de la producción, debido a su alto precio y severa vigilancia de fabricación que se exige. Por otra parte hay que tener en cuenta que un turbo-reactor exige un 20 por 100 menos de su tiempo de fabricación, lo que contribuye a reducir su precio de coste.

Pese a los avances metalúrgicos que se han ido logrando, la duración de los álabes móviles de la turbina y tubos de llamas es corta, no sobrepasando las 300 horas. Pueden cambiarse independientemente del resto del motor, ya que las otras piezas importantes tienen una duración mucho mayor. Bajo este punto de vista, los motores de cilindros son mucho mejores, ya que en ellos los períodos de revisiones importantes suelen ser de unas 700 horas.

Finalmente, mencionaremos que, cohetes y termorreacciones, por su índole tan sencilla y ausencia de mecanismos, aventajan a los demás tipos de motores respecto a los factores acabados de considerar.

Factores secundarios.— Aunque se les denomine así, también tienen importancia esencial, sobre todo el aspecto de la seguridad de vuelo.

Dado el estado actual de desarrollo de los motores usuales y de los nuevos sistemas propulsores, sería aventurado el afirmar que un turbo-reactor tiene un funcionamiento más seguro, que el de un motor de cilindros. Ahora bien, lo que sí puede afirmarse es, que como todo mecanismo sencillo, en la actualidad o al menos en un próximo futuro, el turbo-reactor o la turbo-hélice han de tener un funcionamiento más seguro que el del motor de cilindros, mecanismo complejo, con gran cantidad de órganos en movimiento alternativo y diversidad de instalaciones auxiliares.

Otro factor que debe tenerse en cuenta es la aminoración del riesgo de incendio que supone el empleo del keroseno, ya que tiene una elevada temperatura de inflamación espontánea, con lo que se evita uno de los mayores peligros y el que más preocupa a los pasajeros de la aviación civil.

También debe señalarse que un avión equipado con un turbo-reactor, resulta más cómodo para el pasaje, ya que no se producen durante su funcionamiento más vibraciones de alta frecuencia. En cambio, su sonido es más desagradable (un silbido intenso), aunque menos fuerte que el de un motor usual.

Otras consideraciones pueden hacerse, aunque no tan importantes, como por ejemplo, que el tren de aterrizaje es más bajo en los aviones con turbo-reactores, debido a la carencia de hélice. El despegue es inmediato, no interesando, sino al contrario, calentar el motor. Finalmente, las instalaciones sobre el avión son más sencillas al no existir radiadores ni la diversidad de mandos de un avión con motor de explosión, como el regulador de riqueza de mezcla en altura, llaves de paso, de los radiadores, persianas de refrigeración, etc., etc., existiendo también menos instrumentos de gobierno en el cuadro del piloto. Por último, diremos que el peligro de formación de hielo en el motor no existe en los turbo-reactores con compresores centrifugos, aunque sí en los axiles, en los que adhiriéndose en los álabes les hace perder características aerodinámicas, dificultando el funcionamiento del motor.

CONCLUSIONES

Como resumen de lo que acaba de exponerse, pueden obtenerse las conclusiones siguientes.

Para la Aviación militar se ha impuesto por completo el avión equipado con turbo-reactores o turbo-hélices; especialmente el primero ha resultado insustituible para los «cazas», hasta tal punto, que hoy día resulta anacrónico un avión de combate equipado con motores alternativos. Para este tipo de avión no son apenas inconvenientes el elevado consumo de los motores y su no muy larga vida, sobre todo al tener en cuenta las magníficas características de peso/potencia y potencia/área frontal que proporcionan.

Para los aviones de bombardeo también se emplean los turbo-reactores (English Electric «Camberra», «Stratojet», etc.), y para ellos tienen especial aplicación las turbo-hélices, sobre todo debido al gran radio de acción que proporcionan. Este último tipo de sistema motopropulsor equipa un gran número de aviones civiles de pasajeros, estando prevista su instalación (turbo-hélices Bristol

«Proteus») en los aviones gigantes Saunders Roe y Bristol Brabazon.

Todavía no puede afirmarse que las turbinas de gas en su aplicación a los motores de aviación estén perfectamente logradas, ya que es realmente muy corto el tiempo que han tenido para su experimentación de desarrollo. Su futuro es realmente prometedor, y aún en la actualidad, hemos visto que compiten ventajosamente con el motor de cilindros en muchos aspectos. Hay comentaristas que opinan que el motor alternativo de potencia superior a los 1.000 CV, desaparecerá en muy pocos años, y que en toda la zona de velocidades y alturas medias se impondrá el sistema turbo-hélice, quedando los turbo-reactores para el campo de las grandes alturas y velocidades, mientras que el motor de cilindros quedará limitado para la propulsión de pequeños aviones destinados a volar a baja cota y reducida velocidad (fig. 4).

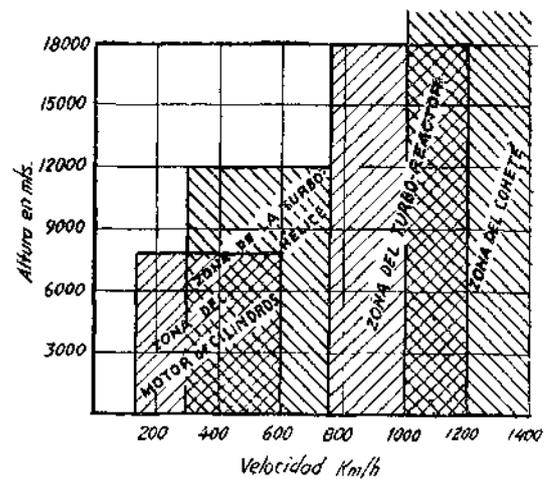


Fig. 4

Aún hay comentaristas que van más lejos, y opinan que la turbina de gas se impondrá por completo en el dominio de la aviación, en cuanto se mejoren un poco más sus materiales y pueda trabajar con más altas temperaturas y mejor rendimiento. Estas autoridades aeronáuticas anuncian la desaparición del motor alternativo, en su aplicación a la aviación, en un número relativamente corto de años.

El motor de cilindros es una máquina de gran perfección y funcionamiento seguro en la actualidad; pero ello se debe a la enorme cantidad de tiempo que le han dedicado, y que le dedican, multitud de ingenieros en todo el mundo. Pero su idea básica no es buena y cada día cuesta más trabajo perfeccionarlos y aumentar su potencia. Los motores de los nuevos sistemas propulsores basados en la turbina de gas son muy recientes, de apenas nueve o diez años, y en un corto plazo de tiempo ya se han puesto a la altura de los motores de cilindros. Esto se debe, más que nada, al triunfo de la máquina rotatoria sobre la alternativa, y esto sin contar las ventajas que se desprenden del sistema propulsor, tan importantes o más que las del motor. En resumen, los turbo-reactores y turbo-hélices todavía en pleno desarrollo, presentan un porvenir magnífico, no presentando la idea básica que

preside su concepción limitación alguna que impida su ulterior desenvolvimiento y evolución hasta alcanzar los mayores grados de perfeccionamiento.

APLICACIONES DE LA TURBINA DE GAS AL TRANSPORTE TERRESTRE Y MARÍTIMO.

Actualmente, la aplicación de las turbinas de gas al transporte terrestre y marítimo no está más que en sus comienzos. Ciertamente que ya existe una locomotora Brown Boveri de turbina de gas, otras unidades destinadas a la Marina, y hasta automóviles accionados por este sistema, habiendo un gran número de proyectos en mayor o menor grado de realización, pero, no obstante, no está todavía el problema nada más que en su fase inicial.

Hasta ahora, el principal inconveniente de las turbinas de gas estriba en la proporcionalidad inversa que existe entre su rendimiento y su duración. Son necesarias muy elevadas temperaturas funcionales para obtener rendimientos aceptables, que puedan competir con los de los motores de explosión y Diesel, llevando esto consigo que la vida del motor sea relativamente corta. Esto es perfectamente compatible con los requerimientos de la Aviación, pero no lo es en absoluto con lo del transporte terrestre y marítimo.

La razón que acabamos de citar ha obligado a proyectar las turbinas de gas que actualmente están en servicio en locomotoras, plantas industriales y barcos, para que trabajen con temperaturas en la admisión de la turbina relativamente bajas, del orden de los existentes en las turbinas de vapor, con lo cual, la vida de aquéllos resulta análoga a la de éstas.

No obstante, con el uso de recuperadores de calor y con temperaturas de entrada en la turbina del orden de los 550°-600°, y relaciones de compresión del orden de 3-4:1, se logran fácilmente rendimientos a 0,20. Este valor del rendimiento es del orden del que se consigue en una turbina de vapor de buenas

características, y muy superior desde luego al de una máquina de vapor de émbolos, pero resulta inferior al de un motor Diesel. No ya en el futuro, sino en proyectos que se están llevando a cabo, se está consiguiendo turbinas de gas de una gran vida y con rendimientos del orden de 0,25, análogos ya a los de un motor Diesel para usos industriales.

Cuestión aparte es la del peso de cada uno de estos motores. La turbina de gas, aún con recuperador de calor, refrigerantes y sistemas de regulación es muchísimo más ligera a igualdad de potencia, que el motor de explosión, máquina de vapor, motor Diesel o turbina de vapor, siendo también considerablemente menos voluminosa.

No queremos insistir más sobre la composición de estos motores ni mencionar aquí sus posibilidades futuras, ya que trataremos especialmente estas cuestiones en las conclusiones finales.

Locomotoras con turbinas de gas.

La primera locomotora de turbina de gas, puesta en servicio, ha sido construída por la Casa Brown Boveri, y fué terminada a finales del año 1941. Es una unidad de 2.200 CV. de potencia, y locomotoras de este tipo prestan sus servicios en los Ferrocarriles Federales Suízos.

En esencia se compone de un compresor axial que eleva la presión del aire hasta unos 3,5 Kg/mm². A continuación pasa a un cambiador de calor, en donde recupera parte de la energía calorífica de los gases de escape. El combustible se quema a presión constante en una cámara única de combustión, pasando a continuación y con una temperatura máxima de 580° C, a una turbina de cuatro rotores.

El régimen máximo del motor es de 5.200 r. p. m., reduciéndose al llegar a las ruedas hasta poco más de 300 r. p. m.

Su rendimiento máximo es igual a 0,18, pudiendo estimarse su rendimiento medio durante un recorrido normal del tren en un valor del orden de 0,12.

La transmisión a las ruedas es eléctrica, siendo este procedimiento mucho mejor que una transmisión mecánica o hidráulica.

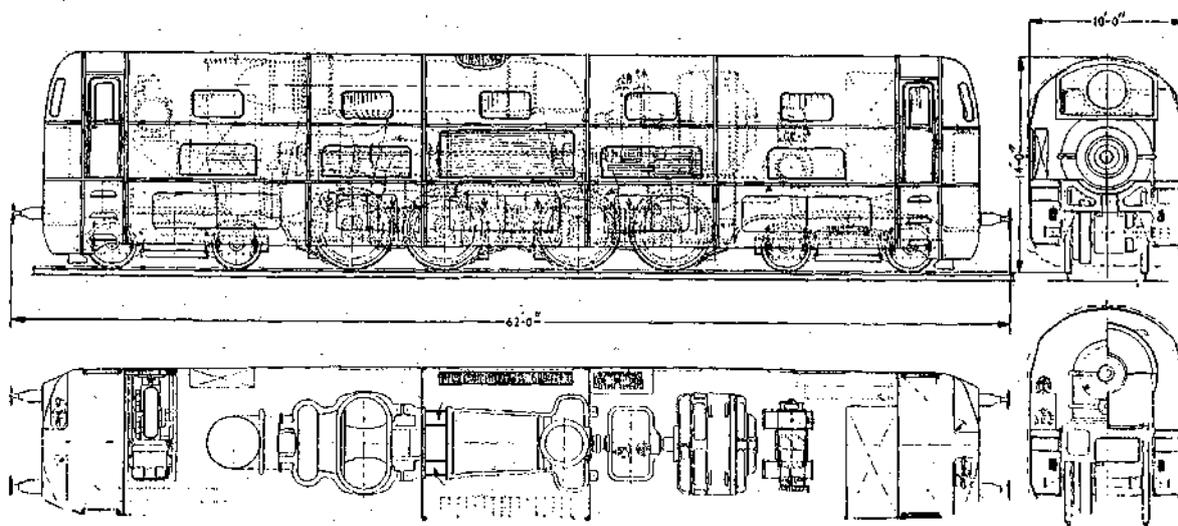


Fig. 5.—Esquema de la organización de la locomotora Brown Boveri de turbina de gas.

lica, ya que se evita el empleo de un reductor y se regula mucho mejor la potencia. Para ello, la turbina acciona directamente un motor eléctrico, que a su vez sirve como motor de puesta en marcha.

Otros proyectos.

Otros proyectos de locomotoras con turbinas de gas en vías de realización son los de las casas Allis-Chalmers y General Electric, en los Estados Unidos.

El Dr. J. T. Rettaliata, ingeniero jefe de la Research and Gas Turbines Development Division of Allis Chalmers, ha efectuado diversos proyectos de locomotoras con turbinas de gas; unas con transmisión eléctrica y otras con transmisión directa, utilizando para ello dos turbinas, una, para accionar el compresor, y otra, acoplada a la transmisión. Las potencias previstas están comprendidas entre 4.800 y 6.000 CV. en locomotoras con un peso de unas 200 toneladas. Se esperan obtener rendimientos del orden de 0,18.

La Casa General Electric tiene en proyecto una locomotora con turbina de gas de elevadas características. Es de transmisión eléctrica, con compresor axial y con una sola turbina. Se ha estimado su rendimiento entre 0,18 y 0,19.

COMPARACIÓN DE LAS LOCOMOTORAS CON TURBINAS DE GAS CON LOS DE OTROS SISTEMAS.

De lo que acaba de exponerse pueden deducirse ya varias consecuencias para la comparación de las locomotoras con turbinas de gas. Para fijar las ideas, insertamos a continuación unos cuadros comparativos de los diferentes tipos de locomotoras, tal y como se encuentran en su estado actual. Están tomadas de las referencias 1 y 2, y han sido establecidos los datos por verdaderas autoridades en la materia.

CUADRO COMPARATIVO ENTRE LOCOMOTORAS DE VAPOR, DIESEL CON TRANSMISIÓN ELÉCTRICA, Y TURBINAS DE GAS

Elemento de comparación	Locomotora de vapor	Locomotora Diesel	Locomotora con turbina de gas
Coste por CV. (1 libra = 50 ptas.)	350 ptas.	375 ptas.	650 ptas.
Rendimiento medido sobre ejes %	6-8	26-28	15-16
Kilometraje por año...	300.000 Km.	400.000 Km.	Mayor de 400.000 Km.
Tiempo para repostar el combustible	El mayor	El menor	Pequeño
Velocidad máxima ...	Reducida	Alta	Alta
Desgaste de carriles ...	Grande	Menor	El menor
Recuperación de potencia mediante frenado	Ninguna	Toda	Toda
Vida aproximada en años	30	15-20	30
Conservación	Reducida	Alta	La más reducida.

Combustible	Carbón	Aceite pesado	«Gas-oil»
Coste del combustible (100 % para los de vapor)	100	50-75, media = 63	50-75, media = 68
Coste del combustible referido al peso de la máquina	100	68	61
Coste del lubricante en tanto por ciento del coste del combustible	10	20-30	Menor que 1
Coste de agua en tanto por ciento del coste del combustible...	10	Pequeño	Nulo
Par de arranque	Mínimo	Grande	Grande

De la observación del cuadro anterior puede deducirse la consecuencia que aun en el estado actual la locomotora de turbina de gas puede competir ventajosamente en muchos aspectos con los otros tipos.

Además de las ventajas citadas, pueden también indicarse que su peso sería menor, y su longitud sería del orden del 50 % de la de una locomotora Diesel; ventaja ciertamente importante, ya que permitiría disminuir el radio de las curvas del trazado de la vía.

En cuanto a sus posibilidades futuras, dejamos el estudio para el final de este trabajo, en el que se insertarán unas conclusiones en las que se analizará el conjunto de características y posible desarrollo de la turbina de gas.

LA TURBINA DE GAS EN SU APLICACIÓN PARA BARCOS.

Desde hace muchos años se ha venido utilizando la turbina de gas para la sobrealimentación de los motores Diesel de los barcos. Un ejemplo importante de esta aplicación lo tenemos en el trasatlántico «Reina del Pacífico», que llevaba sus cuatro motores Harland and Wolf, Burmeister and Wain de 5.500 CV., sobrealimentados con un dispositivo patente Buchi de turbina de gas. Actualmente, la sobrealimentación de motores Diesel de cuatro tiempos ha sido abandonada, habiendo progresado con no mucha rapidez la sobrealimentación de los de dos tiempos. En nuestro trabajo, lo que nos interesa realmente considerar es la aplicación de la turbina de gas no como un sistema auxiliar, sino como el sistema motopulsor fundamental.

Existen actualmente numerosos proyectos de motores marinos formados por turbinas de gas, habiendo sido llevados algunos a su realización práctica.

En noviembre de 1943, en una conferencia pronunciada en la Naval Architects and Marine Engineers, se presentó un interesante proyecto de este tipo de motor por los ingenieros C. R. Soderberg y R. B. Smith. El proyecto comprendía una turbina de gas de elevadas características, con dos compresores tipo Lysholm, uno de baja y otro de alta presión, y dos turbinas, también de baja y de alta presión. La turbina habría de trabajar con cambiador y recuperador de calor, proporcionando un rendimiento del 32,5 %.

El doctor Rettaliata, ya citado en relación con las locomotoras de turbina de gas, ha proyectado también un motor de este tipo

apto para la propulsión de navíos, compuesto también de dos turbinas y dos compresores. El autor espera obtener un rendimiento no inferior al 30 %, y conservar esta buena eficiencia en condiciones muy variadas de funcionamiento.

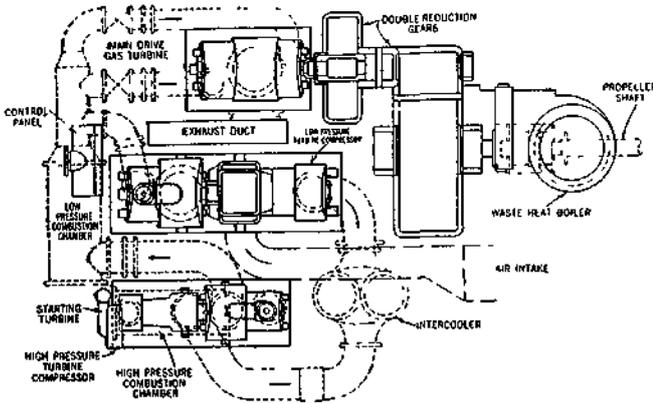


Fig. 6.—Esquema de la turbina de gas para barco, Brown Boveri de 4.000 CV. de potencia, empleando dos escalones de presión, cambiador de calor y doble engranaje reductor. (De la ref. 5.)

Existen otros muchos numerosos proyectos: General Electric, Brown Boveri, de J. K. Salisbury, P. R. Sidler, etc., etc., coincidentes la mayoría en el empleo de doble grupo compresor-turbina, lo que lleva consigo un mejor rendimiento con regímenes variables, y utilizando diversos tipos de cambiadores y recuperadores de calor, así como distintos procedimientos para conseguir la marcha atrás.

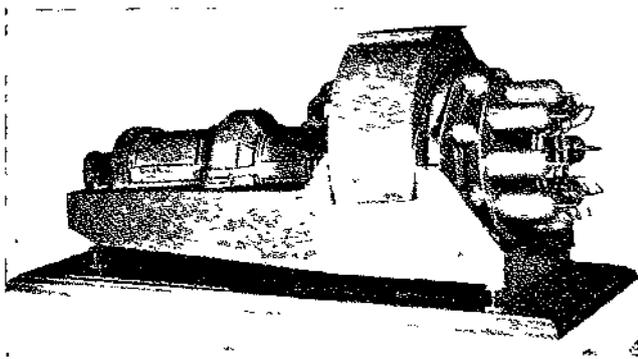


Fig. 7.—Turbina de gas marina proyectada por la General Electric (maqueta de madera). Tomada de la ref. 5.

En cuanto al porvenir de la turbina de gas en relación con la propulsión de barcos parece ser extremadamente prometedor. El motor Diesel es de muy buen rendimiento, pero resulta muy difícil construirlos con potencias superiores a los 15.000 CV. Por otra parte, su peso por CV. es realmente elevado, del orden de los 60-70 Kg/CV. para los de grandes potencias. Con las turbinas de vapor se ha resuelto satisfactoriamente la cuestión de la potencia, construyéndose sin muchas dificultades grupos de más de 100.000 CV. Su rendimiento puede ser de hasta un 21 % en las turbinas de buenas características, resultando también más pesadas y voluminosas que las turbinas de gas.

Ya hemos visto que las turbinas de gas proporcionan rendimientos superiores incluso a los de los motores Diesel, y en las instalaciones marinas su peso por CV. es mucho menor que para cualquier otro tipo de motor, no sobrepasando los 15 Kg/CV. Su inconveniente, quizás más importante, estriba en que el combustible que han de quemar resulta más costoso que el que puede utilizarse en los motores Diesel y en las turbinas de vapor, pues ya vimos en el capítulo de la combustión que las turbinas de gas solamente trabajan bien con la gama de combustibles comprendidos entre la gasolina y el gas-oil, existiendo serias dificultades para que funcionen en buenas condiciones con los combustibles pesados y residuos, que son realmente los de menor precio en la actualidad.

Por debajo de los 1.500 CV. no es de esperar que la turbina de gas tenga mucha aplicación en la Marina, pues no es fácil construir unidades de esta potencia o inferiores que tengan características comparables con los motores Diesel de potencia análoga. En cambio, para potencias superiores a la indicada, y según opinión de autoridades de la mayor solvencia en estas cuestiones (ver referencias), se extiende para la turbina de gas un porvenir extremadamente prometedor en su aplicación a la propulsión de barcos, mucho más prometedor que el de los motores Diesel y turbinas de vapor.

LA TURBINA DE GAS EN SU APLICACIÓN AL TRANSPORTE POR CARRETERA.

Durante la pasada contienda los alemanes trabajaron en diferentes proyectos de turbinas de gas en su aplicación a vehículos terrestres, principalmente orientados en el sentido de su utilización en tanques de combate y camiones militares.

Los proyectos eran de potencias diferentes, oscilando entre los 200 y los 1.000 CV; pero la organización básica era en todos la misma: un compresor axial de nueve escalones, una cámara de combustión anular y una turbina de tres escalones. No se utilizaba recuperador de calor, y se proyectaba la instalación de un reductor después del compresor, al principio de la transmisión a las ruedas.

Estos proyectos no eran demasiado buenos, debido a dos razones. Por una parte, sin la utilización de recuperador de calor, en estas unidades de pequeña potencia, no puede esperarse obtener rendimientos superiores a 0.20. Además, la utilización de una sola turbina, de uno o varios escalonamientos, proporciona unas características bastante deficientes cuando hay que funcionar con regímenes variables. Por estas razones, estos primeros proyectos fueron abandonados, continuando los alemanes trabajando en otros esquemas, que si bien algo más complicados, proporcionaban muchas mejores características.

La turbina única para accionar el compresor y suministrar potencia a las ruedas fué abandonada, proyectándose motores con turbinas mecánicamente independientes: una para el compresor, y otra para la transmisión. A base de esta misma idea puede organizarse el motor de dos manecras diferentes: con las turbinas en serie, lo que es práctica común, o bien en paralelo, dividiendo el aire al salir de la cámara de combustión en dos partes, que habrán de alimentar las dos turbinas separadamente. El primer sistema es más sencillo y barato, pero el segundo presenta mejores características. En todo caso, mediante el empleo de dos

turbinas independientes, se consiguen unas características de par, y un rendimiento funcional con regímenes variables superior al de un motor usual de cilindros.

En sus últimos proyectos, los alemanes habían previsto la utilización de recuperador de calor, con lo que esperaban obtener consumos del orden de los 220 gr/CV/hora.

Desgraciadamente, la guerra malogró estos proyectos, pero sus frutos fueron recogidos por las potencias vencedoras, y especialmente por los ingleses.

La casa Rover Car Co., de Solihull, Birmingham, ha sido la primera fábrica de automóviles que ha construido uno de ellos, accionado por una turbina de gas. Fué terminado en el año 1947, habiendo sido montado el motor en el «chassis» de un automóvil que estaba destinado primitivamente a soportar un motor de cilindros de 75 CV. de potencia al freno.

La turbina de gas Rover es de 100 CV. de potencia. Está constituida por un compresor centrífugo y dos turbinas independientes. El régimen de la primera turbina es de 55.000 r. p. m., y algo más reducido el de la segunda. El motor lleva recuperador de calor y un motor eléctrico de arranque.

El automóvil no necesita cambio de marchas, efectuándose la reducción de régimen entre el motor y la transmisión y en el diferencial.

El peso del motor es solamente de 200 Kg., mientras que el motor antiguo de cilindros pesaba 300. Por tanto, la relación peso/potencia de la turbina de gas, igual a 2 Kg/CV., es del orden de la mitad de la del motor de cilindros.

En la exposición de las industrias británicas de 1948, la casa Centrax presentó otro automóvil impulsado mediante una turbina de gas. El motor tenía un compresor axil de ocho escalones seguido de otro compresor centrífugo, proporcionando entre los dos una relación de compresión de 6 : 1. Debido a esta elevada relación de compresión no se hacía necesario el uso de recuperador de calor, ya que el motor solamente tenía un consumo de poco más de 300 gr/CV/hora, no demasiado elevado para un automóvil. Estaban dispuestas en el motor dos turbinas independientes, la primera funcionando con un régimen máximo de 43.000 r. p. m., y la segunda a 35.000 r. p. m. La potencia del motor era de 160 CV., y su peso igual a 160 Kg., teniendo, pues, una relación peso/potencia igual a la unidad. El combustible normalmente utilizado es el keroseno, pudiendo también funcionar con aceite pesado.

Posibilidades de la aplicación de las turbinas de gas a los automóviles y camiones.

Las posibilidades teóricas y técnicas de la aplicación de las turbinas de gas a los vehículos destinados a marchar por carretera son realmente prometedoras. Pueden dar un rendimiento superior al de un motor de cilindros, pesan muchísimo menos a igualdad de potencia, y no es necesaria la utilización de cambio de marchas.

El inconveniente fundamental que presentan radica en la cuestión económica. Debido a la gran cantidad de materiales especiales; necesidad de dos turbinas; cojinetes de muy buenas características; debido a la necesaria utilización de elevados regímenes, e incluso por el engranaje reductor, resultan las turbinas de gas demasiado caras, bastante más que un motor usual de

cilindros. Por esta razón, los mismos ingenieros de las casas Rover y Centrax opinan que, por ahora, no es negocio la fabricación de automóviles con estos motores, aunque sí puede esperarse que para el futuro lo sea, cuando se encuentren materiales más baratos, o bien que permitan trabajar con temperaturas más altas,

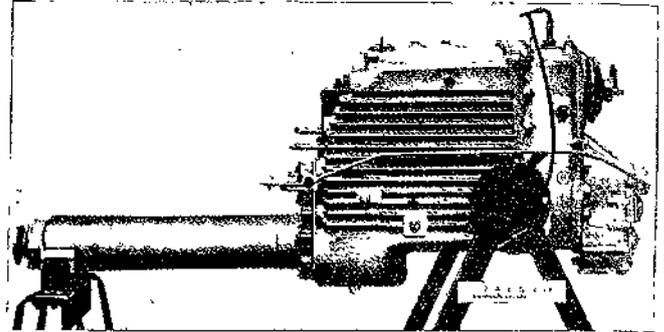


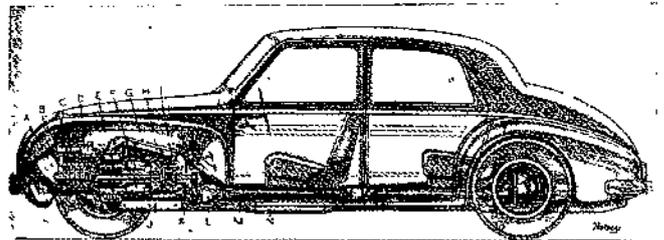
Fig. 8.—Turbina de gas Rover. (Ref. 6.)

ya que en este caso el considerable ahorro que se produciría en el consumo de combustible compensaría el mayor coste inicial del motor. Esta es la razón de la construcción actual de automóviles con turbinas de gas, pues las fábricas de automóviles desean ir logrando experiencia y propaganda, con vistas a un próximo futuro.

LA TURBINA DE GAS EN SU APLICACIÓN A LAS INSTALACIONES INDUSTRIALES.

En esta aplicación de la turbina de gas a las instalaciones industriales es en donde no se ve demasiado claro su porvenir, cuando las opiniones divididas.

En la actualidad existen varias instalaciones de potencia a base de turbina de gas. En Nueva Jersey, la casa General Electric ha



- | | | |
|-----------------------|-------------------------|---------------------|
| A. Air Inlets. | F. Combustion Chamber. | K. Reduction Gear. |
| B. Air Filter. | G. Turbine Efflux Pipe. | L. Reverse Gear. |
| C. Accelerator Drive. | H. Compressor Turbine. | M. Propeller Shaft. |
| D. Air Compressor. | I. Power Turbine. | N. Axles. |
| E. Heat Exchanger. | J. Exhaust Pipe. | |

Fig. 9.—Esquema de la organización de un automóvil con turbina de gas. (Ref. 6.)

construido e instalado diversas turbinas de gas destinadas a funcionar como soplantes en los hornos de fundición.

La casa Brown Boveri ha fabricado diferentes plantas de potencia a base de turbinas de gas con destino a diferentes países y para distintas utilidades. Esta misma casa está trabajando con una turbina de gas de tipo experimental que presenta el ma-

yor interes. Se trata de una turbina de gas de 1500 Kw de potencia, en la cual, en vez de combustible se quema carbon finamente pulverizado. Son realmente grandes las dificultades con que hay que contar para resolver satisfactoriamente la combus-

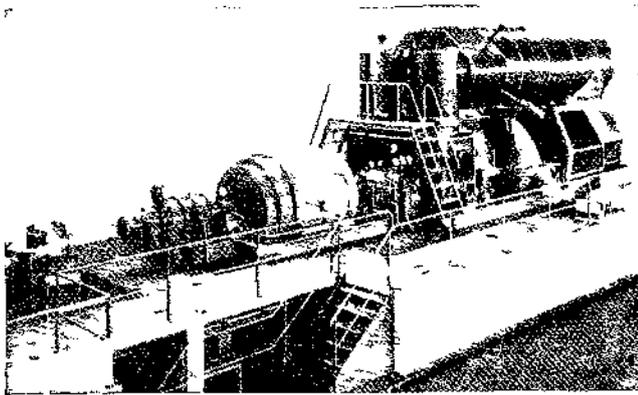


Fig 10—Turbina de gas de 4000 Kw, instalada como generador de electricidad en Neuchâtel (Ref 4)

tion de carbon en polvo en las turbinas de gas, especialmente en lo que concierne a la eliminacion de cenizas y a evitar la formacion de depositos carbonosos. Para la resolucion de este problema presenta el mayor interes, ya que el dia que resulte viable, la turbina de gas podra competir ventajosamente con cualquier tipo de motor y para cualquier clase de instalacion industrial.

Mientras que no se resuelva satisfactoriamente este problema del carbon en polvo, volvemos a repetir que no resulta demasiado claro el porvenir industrial de las turbinas de gas. Su quiz-

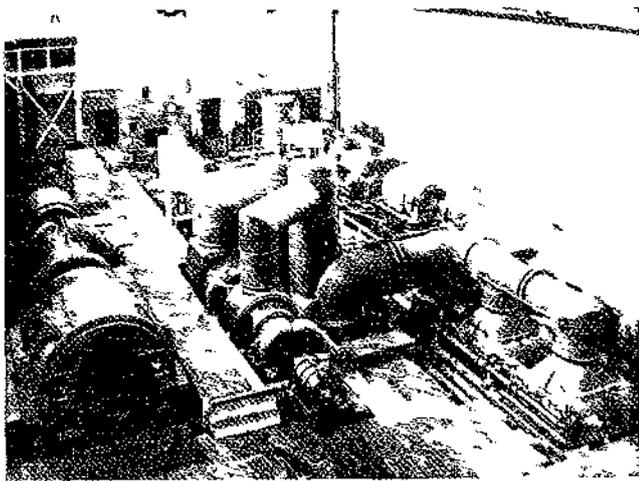


Fig 11—Turbina de gas Brown Boveri de 10000 Kw de potencia destinada a una central de energia electrica de Bucarest. Al fondo y a la derecha, puede verse otra turbina de gas de 4000 Kw destinada al Peru. Ambas estan en los bancos de pruebas de la Brown Boveri (Ref 4)

mas importante ventaja, de su pequeña relacion peso/potencia, no tiene demasiado interes para instalaciones fijas, en las que tampoco es importante su reducido tamaño. Mientras sus rendimientos no se elevan por encima de los de los motores industriales, no

podrian ser de gran aceptacion. Ciertamente que con las turbinas de gas puede conseguirse actualmente rendimientos bastante elevados, pero es a costa de instalar recuperadores de calor o de incrementar grandemente su relacion de compresion, lo que lleva consigo una disminucion en la relacion potencia util/potencia gastada en la compresion. Estas dos soluciones encarecen el motor ya de por si relativamente caro, inconveniente que se agrava con la necesidad de consumir combustibles mas costosos que los que se utilizan en otros tipos de motores.

Por tanto y aunque no pueda decirse que tengan muy malas caracteristicas comparativas, de momento quedan en un segundo plano las turbinas de gas industriales, que solamente tendran una verdadera aplicacion cuando el factor peso sea importante o sea dificil encontrar agua en abundancia.

Pese a las opiniones contrarias que hemos citado, hay tambien muchas autoridades en la materia que pronostican un magnifico porvenir para las turbinas de gas en instalaciones fijas, especialmente cuando se aumenten las temperaturas de trabajo y unos y otros estan de acuerdo que si se resuelve favorablemente la combustion del carbon en polvo, se abre un porvenir inmediato del mayor interes para las turbinas de gas.

REFERENCIAS

- ADOLF MEYER *The First Gas Turbine Locomotive*—The Institution of Mechanical Engineers, Proceedings 1943, vol 150
- HAYNE CONSTANT *The prospects of Land Marine Gas Turbine*—The Institution of Mechanical Engineers, Proceedings 1948, vol 159
- ADOLF MEYER *The Combustion Gas Turbine, Its History, Development and Prospects*—The Institution of Mechanical Engineers, Proceedings, 1949, vol 141
- A. W. JUDGE *Modern Gas Turbines*—Chapman and Hall, London, 1947
- R. T. SAWYER *The Modern Gas Turbines*—Prontice Hall, New York, 1946
- G. GEOFFREY SMITH *Gas Turbines and Jet Propulsion*—Hiffe and Sons, London, 1950

CONCLUSIONES FINALES

A lo largo de este Memoria, y especialmente en el estudio de las aplicaciones de las turbinas de gas, ha sido posible darse cuenta de la importancia fundamental que presentan en el momento actual, importancia que habra de incrementarse hasta grados insospechados en un futuro muy proximo.

Hemos podido observar que para la Aviacion ha resultado ser la turbina de gas un sistema motopropulsor perfectamente idoneo debido a su reducida relacion peso/potencia, y a los grandes valores que se logran en la tambien importantisima relacion empuje/area frontal, razones por las cuales se han hecho imprescindibles en los aviones de caza, y aplicandose cada vez con mayor frecuencia a los aviones de bombardeo y a los destinados al transporte civil de pasajeros.

Tambien hemos podido ver que si bien todavia en sus comienzos las turbinas de gas presentan magnifico porvenir en casi todos los terrenos de la industria, y muy especialmente en su aplicacion directa como motores de transporte en cualquiera de sus divisiones maritimas, ferrocarriles y automoviles.

Destaca todavia mas la importancia de las turbinas de gas cuando se analiza el poco tiempo que han necesitado para alcanzar

el satisfactorio estado actual, y el enorme campo de posibilidades que ofrecen para el futuro: mejora de los actuales materiales metálicos, álabes cerámicos, recuperadores de calor, ciclos mixtos, motor «Compound», incrementadores de empuje, combustión de carbón en polvo, etc., etc.; procedimientos y mejoras susceptibles todos ellos de perfeccionarse en muy poco tiempo, con lo que se conseguirían incrementos notables en casi todas las características de la turbina de gas, que la llevarían a competir en todos los terrenos con cualquier otro tipo de motor.

Pero sin necesidad de pensar en el futuro, en la actualidad, la turbina de gas es un motor al que debe concederse la máxima atención, ya que hemos visto que aún en el estado en que se encuentra hoy día puede cumplir a la perfección multitud de cometidos en competencia con la mayoría de los motores realizados hasta la fecha.

Como consecuencia inmediata de estos hechos incontrovertibles se destaca la atención que en nuestro país debemos conceder a este nuevo tipo de motor.

Es un hecho lamentable, pero verdaderamente cierto, que en España no podemos decir ni siquiera que estamos atrasados en la fabricación de turbinas de gas, ya que todavía no se ha intentado proyectar ni construir ningún tipo de este motor. Aún más, con frecuencia en nuestro país se encuentra en algunos aspectos atrasada la técnica; pero esto en cuanto a su realización práctica por falta de medios, pues es un hecho comprobado que nuestros ingenieros se encuentran situados en un nivel de conocimientos teóricos y técnicos que puede compararse con el de la mayoría de los existentes en los demás países. Pues bien, no es esto lo que sucede con las turbinas de gas, sino que, como norma general, es bastante grande el desconocimiento que existe sobre estas cuestiones; hecho que puede observarse en nuestras publicaciones técnicas, libros y revistas, que, o bien no tratan de estas cuestiones, o lo hacen en forma elemental y breve.

Entre el personal no especializado es verdaderamente notable la confusión que puede observarse. Los motores de reacción son para la mayoría entes misteriosos que se mueven obedeciendo a leyes desconocidas. A ello ha contribuido la desgraciada nomenclatura de origen francés, que se ha adoptado para las turbinas de gas en su aplicación como motores de aviación, y mucho también algunas publicaciones, artículos y libros, que con carácter técnico o de divulgación, y escritos con poco conocimiento de causa, no han hecho más que aumentar el desconocimiento existente.

Resulta difícil y desde luego laborioso, estudiar y profundi-

zar en el conocimiento de las turbinas de gas, ya que toda la información hay que buscarla en el extranjero, y en las que, como en toda cuestión o invento de reciente aparición, la información técnica tratando de ella suele encontrarse dispersa y sin una completa unidad de doctrina. Afortunadamente, han ido apareciendo recientemente libros ingleses y americanos con información bastante completa sobre estas cuestiones; libros que hemos procurado incluir en nuestras referencias, así como la de artículos en los que se tratan más profundamente diversas cuestiones particulares.

La experimentación sobre turbinas es realmente difícil y extremadamente costosa. Son necesarias enormes instalaciones de potencia, tanto como haya de ser consumida en la compresión, llegando fácilmente a los 8 ó 10.000 CV. Por otra parte, es también necesario un equipo industrial escogido, y disponer de materiales especiales en grado anmo.

Por ello, únicamente los países con un elevado grado de industrialización y con poderosos recursos económicos, como los Estados Unidos, Inglaterra y Suiza, son los que han podido desarrollar y construir diversos y numerosos prototipos de turbina de gas.

Existe un recurso para las naciones que no cuentan con dichos medios económicos. Es ello el comenzar los trabajos de experimentación y construcción sobre motores de pequeña potencia. Su proyecto es tan difícil, o quizá más, que el de uno de gran potencia, pero su experimentación y las instalaciones necesarias son infinitamente menos costosas. Estos pequeños motores, con potencias del orden de los 100 CV., pueden tener por sí mismos una real utilización, y sobre todo, con ellos se adquiriría experiencia para una futura fabricación de motores más potentes, en la que ya se marcharía con un buen grado de conocimiento. Este mismo procedimiento ha sido llevado a la realidad por la casa Boeing, en los Estados Unidos, y en Francia, la casa Turbomeca trabaja actualmente en la fabricación de pequeñas turbinas de gas, con unos medios económicos e industriales que se hallan por completo al alcance de nuestro país.

En nuestra modesta opinión, aunque el problema sea difícil, arduo y costoso, resulta necesario comenzar en España el estudio y fabricación de turbinas de gas, si no queremos quedarnos por completo atrasados en muchas cuestiones de instalaciones industriales y de la técnica del transporte, y muy especialmente para la Ingeniería Aeronáutica, de la que nos honramos formando parte de ella.

Madrid, mayo 1950.

Al final de esta exposición, y como no hace observaciones a la misma ningún congresista, se pasa al siguiente trabajo, de cuyo contenido el autor da amplio extracto.