



Límites que a la circulación de gases impone la regulación por válvulas

Comandante MENDIZABAL
Ingeniero Aeronáutico.

Examen de los límites volumétricos.

1.—Canales y válvulas.

En todas las conclusiones establecidas anteriormente hemos visto la influencia tan extraordinaria que ejercen las velocidades del gas en el desarrollo de las curvas de la presión media y la potencia. Para el objeto perseguido, es decir, para que el trabajo de intercambio de gases sea mínimo y se mantenga el coeficiente de alimentación lo más grande posible, se requiere un minucioso estudio y empleo del espacio disponible. Y para comprender exactamente la influencia de la organización total de la distribución, de su accionamiento, de cada uno de sus elementos, como por ejemplo, posición y forma de las tuberías del gas y forma de las secciones de paso para admisión y escape, con su influencia y acción recíproca, así como ya más modernamente el es-

fuerzo mecánico preciso para la distribución por medio de biela de mando, con sus múltiples miembros intermedios elásticos, es necesario un detenido análisis y muchas realizaciones a manera de ensayo. Un factor que influye negativamente sobre esto es el tiempo brevísimo en que tienen lugar los procesos, haciendo más difícil su estudio.

Vamos a ver a continuación cada uno de los elementos constructivos y las posibilidades de su desarrollo en el futuro.

a) *Tuberías del gas.*— No existen límites cúbicos para la disposición e instalación de tuberías de admisión y escape. Únicamente la forma del motor presenta motivo de limitación. La misión de estos canales consiste en conducir por el camino más recto posible, hasta la válvula, el aire o la mezcla en el caso de la admisión y en lograr que su marcha sea lo más uniforme, evitando la formación de torbellinos, que traerían consi-

go estrechamientos momentáneos. El canal de escape tiene que recibir el gas que sale del cilindro y conducirlo por el camino más corto desde la válvula hasta el exterior, siendo conveniente darle una sección creciente para facilitar la expansión del gas. Generalmente se construye la sección del tubo igual a la sección del paso de la válvula en su posición de carrera máxima. Tanto en éste como en el de admisión, la resistencia principal de la circulación está en la válvula.

Para estudiar el ahorro posible de altura del cilindro con sus anejos, importante especialmente en motores radiales, se efectuaron ensayos en un motor "B Pratt-Whitney-Hornet", que describe Taylor en "Science Aeronautic", para reducir el diámetro de los tubos, dando las siguientes variaciones del coeficiente de paso (fig. 1):

Tubo de escape: Reducción en un 31,3 por 100.

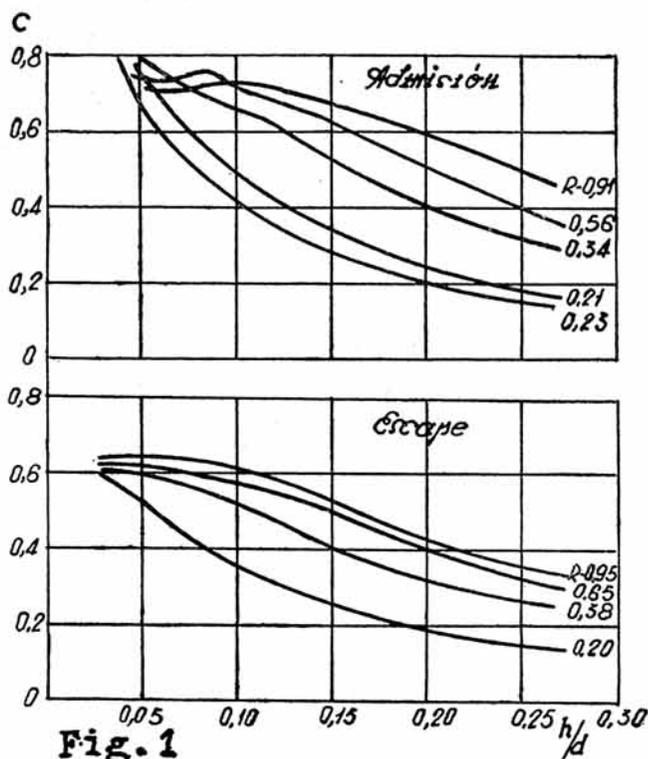


Fig. 1

La relación

$$R = \frac{\text{sección tubo}}{\text{sección paso válvula}}$$

variaba de 0,945 a 0,65, con poca influencia en el caso de pequeñas carreras, y en el caso de carreras grandes el coeficiente de paso se reduce en un 7 por 100.

Tubo de admisión: La disminución de R en un 38 por 100 dió como resultado en el caso de $h/d = 0,25$ una reducción del coeficiente de paso en un 20 por 100. La influencia, sin embargo, en el rendimiento del motor ha de ser más pequeña, puesto que la válvula no está abierta más que un momento. A una carrera media de la válvula ($h/d = 0,18$) la reducción del coeficiente de paso es de un 14 por 100.

De todo ello deducimos que es poco recomendable el reducir la sección del tubo en beneficio del volumen del motor, especialmente en el canal de admisión.

En todos los motores modernos de aviación la sección de los canales se construyen aproximadamente igual a la sección del contorno del orificio de la

válvula o ligeramente más pequeña; sin embargo, a ninguno de ellos puede dársele la forma recta, que sería la más conveniente, y todos se desvían apenas dejan la válvula para ahorrar longitud de éstos y espacio que ocupan.

El conocimiento exacto de la función gas en cualquier momento del proceso y sección del recorrido es difícil de conseguir a causa de las numerosas variables que en ella entran, como son la sección de paso variable de la válvula, presión variable en el cilindro, movimiento de válvula, velocidades y aceleraciones de la columna de gas, y, desde luego, mucho más difícil de estudio es en la sección de paso de la válvula misma. Y otro problema también muy importante que queda en pie es el de aclarar si las formas modernas de los canales garantizan el aprovechamiento de las secciones óptimas establecidas para paso de válvulas, o qué perfeccionamiento podemos conseguir en estas formas. Es de esperar que pronto quedarán resueltos estos problemas, sobre los que se han realizado contados ensayos, con vistas a un posible au-

mento en la velocidad del gas en la admisión.

b) *Válvulas.* — En todos los trabajos efectuados para el análisis de la circulación de gases a través de válvula, encontramos muy interesante como base de estudio la introducción por Tanaka (Aeron. Research Institute-Rep, números 50 y 61 del 29 y 31) de los coeficien-

tes $\frac{W}{W_\infty}$ y k , en los que:

W = peso del aire que pasa a través de la válvula durante su carrera.

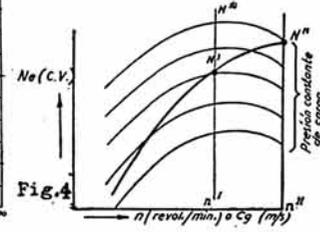
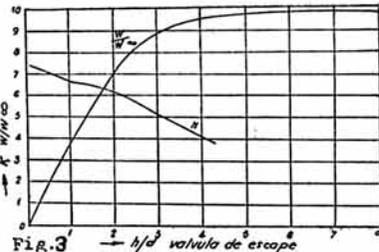
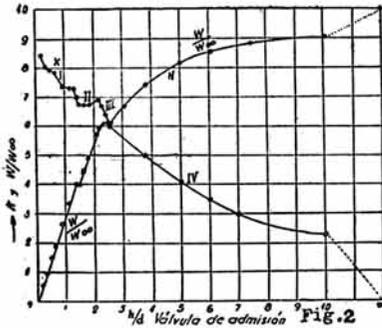
W_∞ = peso del aire que pasa con la válvula quitada en el mismo tiempo.

$k = \frac{\text{peso real}}{\text{peso teórico}}$ del aire que pasa a través del orificio π d. h.,

mediante los cuales logra hacer desaparecer el factor diferencia de presiones a un lado y otro de la válvula. Los valores obtenidos para estos coeficientes en función de h/d están representados en las figuras 2 y 3.

En la figura 4 se ha representado esquemáticamente la variación de potencia en función de n ó c_g para diferentes presiones de carga (curvas paralelas). Y también la curva de potencia de un motor con compresor de accionamiento rígido. Los máximos de potencia se encuentran todos a un número n de r. p. m., y sería inútil elevar n' a n'' para obtener en este motor una potencia N'' , si mediante otra presión de admisión podemos obtener al mismo régimen n' la mayor potencia N''' . Algo análogo a esto ya hemos visto en las pruebas del motor "Wright Cyclone SR 1.870" y las del monocilindro "Argus".

La influencia del ángulo de asiento sobre el gasto es muy grande, especialmente en la válvula de admisión. En la figura 5 (Schfalke) observamos que en el caso de $n = 1.600$ r. p. m. la potencia en una válvula de 30° es aproximadamente un 4 por 100 mayor que con válvula de 45° , habiendo calculado el



coeficiente de escape para valores hoy día usuales de

$$\frac{h}{d} = 1/4 \text{ a } 1/5 h_m =$$

$$= 0,55 h_{m\max} \frac{h_m}{d} = 0,12$$

para el asiento de 30° a 0,81 y de 45° a 0,84.

El asiento de 30° da aproximadamente una sección de paso un 11 por 100 mayor; por tanto, la sección efectiva de paso resulta mejorada en un 7,4 por 100.

Disminuyendo el ángulo de asiento aumenta el coeficiente de resistencia; es decir, el coeficiente de escape disminuye a medida que la sección de paso se hace mayor.

La figura 6 muestra la variación de la cantidad de flujo en función de $\frac{h}{d}$ y el ángulo de asiento.

La línea que une los máximos nos da los valores favorables del ángulo de asiento para cada uno de los valores $\frac{h}{d}$. Así se ve que para un valor usual actualmente de $\frac{h}{d} = 0,12$, debe emplearse un asiento comprendido entre 30° y 35°.

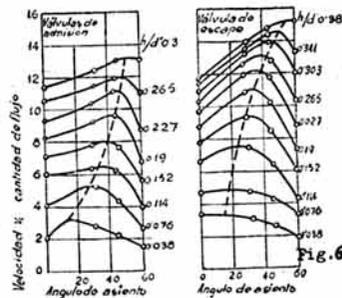
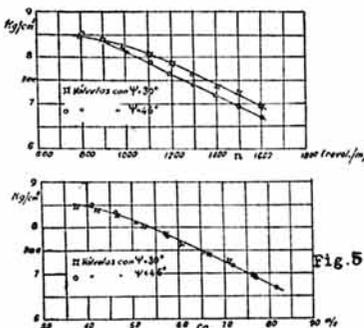


Fig. 7

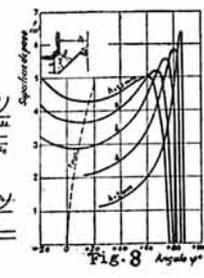


Fig. 8

El redondeamiento de los bordes interiores de la válvula y del asiento disminuyen considerablemente las resistencias del paso y proporcionan una mejora del 26 por 100 sobre las válvulas de asiento y bordes afilados.

2.—Sección de paso en válvulas de asiento cónico.

Las fórmulas más sencillas para la sección de paso de la válvula son de la forma

$$F = \frac{D_1 + D_2}{2} \cdot \pi \cdot h \cdot \text{sen } \alpha$$

o más exactamente,

$$F = D_1 \pi \cdot h \cdot \text{sen } \alpha + \pi \cdot h^2 \cdot \text{sen}^2 \alpha \cdot \text{cos } \alpha$$

que nos dan el valor de la superficie de paso efectiva sólo aproximadamente, por no distinguir las cuatro posiciones de dicha sección (fig. 7), que son:

Cono de la válvula contra el borde del asiento (I). Borde del asiento contra borde interior de la válvula (II). Borde de válvula contra cono de asiento (III), y Borde de válvula contra borde exterior del asiento (IV).

La superficie más estrecha de paso de corriente no puede darse en función de la carrera de

la válvula, sino que cambia a lo largo de éstas, con las secciones indicadas más arriba, en forma de cuatro funciones.

Función I.—En la nomenclatura de la figura 7, la anchura de la ranura para el diámetro exterior D_1 resulta ser:

$$a = h \cdot \text{sen } \alpha$$

el lado,

$$s = \frac{a}{\text{cos } \varphi}$$

y el diámetro variable,

$$D = D_1 - 2s \cdot \text{cos } \alpha - \varphi$$

De la ecuación para la superficie del muñón cónico

$$F = \frac{D_1 + D}{2} \pi \cdot s$$

resulta:

$$F = \left(D_1 - a \frac{\text{cos}(\alpha - \varphi)}{\text{cos } \varphi} \right) \frac{\pi \cdot a}{\text{cos } \varphi}$$

Esta superficie de muñón cónico se representa en función del ángulo de inclinación φ (figura 8) con las dimensiones

$$D_1 = 25 \text{ mm. } \alpha = 45^\circ,$$

y para los valores,

$$h = 2, 4, 6, 8 \text{ y } 10 \text{ mm.}$$

Los valores mínimos de dichas funciones son las superficies más estrechas de paso (F_{min}), unidos por una línea de trazos en la figura. Mediante diferenciación con relación a φ , nos resulta una ecuación que, una vez resuelta, nos da el va-

lor de este ángulo en función de la carrera h o de α .

Esto es:

$$\tag \varphi \cdot 2 a \operatorname{sen} \alpha - \tag \varphi \cdot (D_1 - a \cos \alpha) + a = 0;$$

o bien:

$$\tag \varphi = \frac{(D_1 - a \cdot \cos \alpha) \pm \sqrt{(D_1 - a \cdot \cos \alpha)^2 - 8 a^2 \operatorname{sen}^2 \alpha}}{4 a \operatorname{sen} \alpha}$$

La raíz es siempre real en las dimensiones normales de la válvula. La superficie mínima de paso resulta, pues, menor que la superficie troncocónica normal al cono de la válvula, la cual, con $\varphi = 0$, nos resulta:

$$F = D_1 \pi \cdot a - a^2 \pi \cdot \cos \alpha \quad ..$$

$$S = \sqrt{h^2 + \left(\frac{D_1 - D_3}{2 \operatorname{sen} \alpha}\right)^2} - (D_1 - D_3) h \cdot \cos \alpha \cdot \tag \varphi,$$

$$F = \frac{D_1 + D_3}{2} \cdot \pi \cdot s.$$

El ángulo de base de la superficie troncocónica de paso era en la sección I $\beta < \alpha$, y se transforma en la sección II, $\beta \frac{1}{2} \alpha$.

Función III.—Lo mismo que para la función I, resulta:

$$a = h \operatorname{sen} \alpha \quad .. \quad s = \frac{a}{\cos \varphi}$$

Si se sustituye en el diámetro variable D , D_1 por D_2 y el

$$\tag \varphi = \frac{D_3 + a \cos \alpha \pm \sqrt{(D_3 + a \cos \alpha)^2 - 8 a^2 \operatorname{sen}^2 \alpha}}{4 a \cdot \operatorname{sen} \alpha}$$

Función IV.—Si $D = D_3 + 2s$, $\cos(\alpha + \varphi) > D_3$, la superficie de paso queda determinada por el borde de asiento (D_2) y el de la válvula (D_3), lo mismo que en la función II. Si se sustituye en las fórmulas que nos daba S y F en aquéllas el valor D_1 por D_3 , nos resulta:

$$s = h^2 + \left(\frac{D_2 - D_3}{2 \operatorname{sen} \alpha}\right)^2 - (D_2 - D_3) h \cdot \cos \alpha \cdot \tag \alpha \quad ..$$

$$F = \frac{D_2 + D_3}{2} \cdot \pi \cdot s,$$

Función II.—Si $D = D_1 - 2s$, $\cos(\alpha - \varphi) < D_3$, será entonces determinante para la superficie de paso de la corriente (F_{min}) el borde de asiento (D_1) y el borde interior de la válvula (D_3), siendo tan pequeña que podemos desdeñarla. Tenemos entonces:

signo menos por el más, resulta:

$$D = D_3 + 2 \cos(\alpha + \varphi)$$

y

$$F = \left(D_3 + a \cdot \frac{\cos(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi}\right) \pi \cdot a \quad ..$$

También aquí se obtiene la superficie mínima de paso menor que la superficie troncocónica normal al cono de la válvula. Aquélla se obtiene por el valor de φ , dado por:

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - d^2),$$

que con la apertura máxima, la superficie mínima de paso es la superficie anular correspondiente a la parte alta del asiento:

siendo d el diámetro del vástago de la válvula, y entonces la válvula se llama "supermandada".

En la figura 9 se han representado, para su comparación, los diversos valores que toman los cuatro tipos de secciones de paso, acotando en las abscisas

las zonas correspondientes a cada una de ellas. Como se ve en ella, las funciones I y II no representan prácticamente ningún papel, quedando, por tanto, las III y IV, por ahora, como únicamente dignas de estudio.

Para ampliar los resultados se ha añadido en la misma figura una segunda escala $\frac{F_{min}}{F_R}$, correspondiendo a la primera, y ya reducido el valor de F_R en el 8 por 100 que le resta la sección del vástago.

El resultado puede aplicarse también a válvulas semejantes, es decir, con la misma relación de dimensiones $\frac{D_2}{D_1}$ (que en la figura vale $\frac{27}{25}$). Variando esta relación obtendremos valores crecientes hasta llegar al valor máximo en el límite $\frac{D_2}{D_1} = 1$, en que se confunde la III en la IV, quedando, por tanto, comprobado que la función IV es la más conveniente.

3.—Aplicación de la ley de Analogía a la distribución por válvulas.

Con un aumento (o disminución) geoméricamente semejante k de una válvula, cambian linealmente todas las dimensiones y, por tanto, la carrera de la válvula en la proporción

$$h = h_0 \cdot k;$$

con un coeficiente de carrera invariable la velocidad de la válvula cambia con arreglo a

$$v = v_0 \cdot k,$$

y la aceleración según

$$b = b_0 \cdot k.$$

La fuerza de los muelles P_f (kg/cm^2) aumenta en la proporción

$$P_f = P_{f_0} \cdot k^2,$$

pues p , ρ y τ permanecen invariables y las secciones aumentan en la razón k^2 .

Los pesos y las masas crecen en la proporción

$$M = M_0 \cdot k^3;$$

y como la fuerza de inercia de las partes móviles es

$$P_b = c \cdot M \cdot h \cdot n^2 \quad (c = \text{constante}),$$

P_b aumenta en la proporción $P_b = P_{b0} \cdot k^4$. Y si la fuerza de inercia ha de aumentar, como las fuerzas elásticas, sólo en la proporción k^2 , esto será sólo posible mediante disminución del número de revoluciones en la proporción

$$n = \frac{n_0}{k},$$

con lo cual permanece invariable la velocidad de la válvula.

Establecemos, pues, que: "Manteniendo una razón k de analogía en los aumentos de dimensiones en la distribución por válvulas, la velocidad de ésta debe mantenerse igual o reducir el coeficiente de la carrera en la proporción l/k , a fin de obtener el mismo esfuerzo y quedar dentro de la fatiga crítica.

Esta ley se deriva de las leyes generales de Analogía Mecánica.

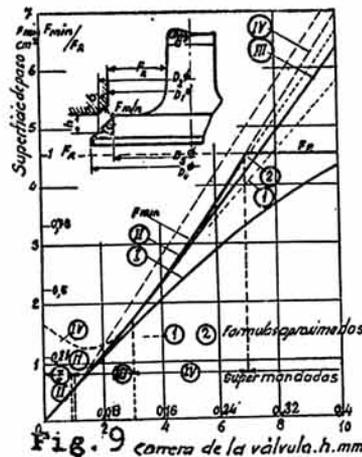
Con variación semejante en un motor en el que "el peso por litro", como es natural, es invariable, permanecen invariables, según Kutzbach (Der Leicht motor als Lehrmeister des Maschinen V. D. I. Sonderheft 14), todos los esfuerzos que tengan su origen en fuerzas de inercia, y permanecen todas las seguridades contra resonancia, si la velocidad del émbolo permanece invariable por el procedimiento que sea.

El coeficiente de oscilación propia del muelle, que con los mismos armónicos de la forma de las levas determina el límite de aleteo, y con ello la velocidad de rotación admisible, es, según Hussman (Schwingunge in Schraubenförmigen Ventilfedern R. d. L. 37),

$$e = \lambda \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{G}{2\rho}} \frac{d}{4r^2 z} = \frac{c_0}{k}.$$

"El coeficiente de oscilación propia se reduce igualmente en la proporción l/k , con un aumento del muelle en un valor k ."

La compresión media P_m de flanco, producida por la leva de



longitud de contacto l y radios r_1, r_2 , vale, de acuerdo con Hertz,

$$P_m = 0,465 \sqrt{\frac{PE}{l \cdot d r}} \quad (\text{kgs/cm}^2).$$

Y como ya se ha dicho la parte de presión de flanco P_f originada por la fuerza elástica $F = F_0 \cdot k^2$ no cambia nunca por el aumento de valor k , así como tampoco cambia la parte de presión originada por las fuerzas de inercia, mucho más considerable, cuando se mantiene invariable la velocidad de la carrera de la válvula o, lo que es lo mismo, la del émbolo.

4.—Número de válvulas.

A continuación vamos a estudiar la influencia que en la sección de paso tienen el número y tamaño de las válvulas.

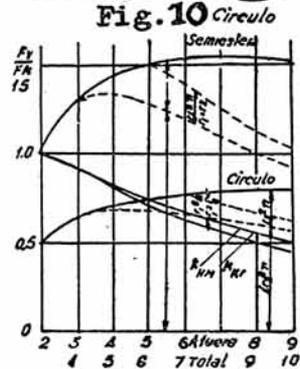
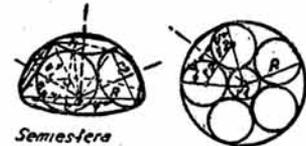
Prescindiendo de las dificultades de construcción, que surgen en la distribución por válvulas dispuestas paralela o radialmente, podemos establecer en general la relación

$$\frac{\Sigma \text{sección de válvula}}{\text{superficie émbolo}} = \frac{\Sigma F_r}{F_k}$$

y representarla gráficamente (figura 10).

Por mayor sencillez se suponen las válvulas "supermandadas", considerando ya como óptimas las secciones del canal.

Para la culata plana circular del cilindro, y con la nomenclatura de la figura 7, cuando se



emplean i válvulas, valen las relaciones

$$2. i. \psi = 360^\circ$$

$$r_1 = R - 2 r_2$$

para la válvula central;

$$r_2 = R \cdot \frac{\text{sen } \psi}{1 + \text{sen } \psi}$$

para las válvulas exteriores.

La relación de magnitud

$$K_k = \frac{d i}{d_2}$$

para el caso de dos válvulas, vale

$$k_{kr} = \frac{2 \text{ sen } \psi}{1 + \text{sen } \psi}$$

Para forma semiesférica de la culata:

$$2. i. \psi = 360^\circ$$

$$\text{sen } \alpha = \frac{\text{tag } \psi}{\sqrt{1 + 2 \text{tag}^2 \psi}}$$

$$r_1 = R (1 - 2 \text{sen}^2 \alpha)$$

$$r_2 = R \cdot \text{sen } \alpha$$

$$k_{hk} = \frac{\sqrt{2} \text{tag } \psi}{\sqrt{1 + 2 \text{tag}^2 \psi}}$$

La culata semiesférica permite el alojamiento de un número doble por término medio de secciones que la plana. Sin la válvula central (r_1) se alcanza la sección total máxima con cuatro válvulas; mientras que con la central proporcionan este

valor máximo 7-8 válvulas. La colocación de cinco válvulas da, aproximadamente, estas del mismo tamaño ($k' = 1,0$, $r_1 = 0,488$, $r_2 = 0,506$). La relación $\frac{F}{F_h}$

para válvulas exteriores y central del mismo tamaño ($r_1 = r_2$) ha sido representada por línea de trazos.

En la culata plana de cilindro sin válvula central alcanza su valor máximo con 4-5 válvulas. Con válvula central y con $i = 6$, las válvulas resultan del mismo tamaño. Para número de válvulas superiores a 5-6, se necesitan válvulas centrales relativamente grandes; con una disminución analógica del tamaño de las válvulas puede aumentarse el coeficiente de la carrera de las mismas en la proporción $1/k$.

Los dos valores k_{k_2} y k_{Hk} para culatas plana y semiesférica están representados en la misma figura, y como se verá, muy próximo el uno al otro.

La relación

$$\frac{\text{Sección entrada}}{\text{Sección escape}} = \frac{\Sigma F_E}{\Sigma F_A}$$

que para motores de gran potencia se halla entre 1,3 y 1,5, es factor que hay que tener en cuenta en el objeto que estudiamos, toda vez que no debe sobrepasarse la distancia mínima entre ellas, a causa del peligro de retroceso de llama en los cruces de válvula cuando es demasiado pequeña la zona de culata que las separa. Vemos, pues, que la mejora que suponía el aumento del número de válvulas presenta un límite.

La presión de flanco en las levas no debe superar, con el régimen más alto, a la medida admisible por los materiales en contacto. Para el cálculo del desgaste entre leva y balancín o pulsador debe considerarse como determinante el valor

$$P_m \cdot v,$$

siendo v = velocidad de deslizamiento en las levas.

En los ensayos llevados a cabo por F. Schmidt ("Gaswechselvorgang und Greuzen der Ventilsteuerung", L. Forsch, 1939,

página 261) alcanzó, sin desgastes dignos de tenerse en cuenta, aceleraciones de válvula de 8.800 m/seg², que corresponde a una presión de $p = 4.500$ kgs/cm², y a un valor $p_m v = 4'1 \times 10^6$ kgs/cm/seg.

Sobre la variación de la presión media p_{im} que puede alcanzarse en la misma relación de presión y los mismos tiempos de distribución, y con ello el rendimiento por litro, no se ha llegado aún a ninguna conclusión definitiva, ya que las influencias que ejercen sobre la marcha de la corriente son bastante complejas. Únicamente ensayando sobre motor cambios de la sección de paso y de los tiempos de distribución podríamos obtener algo nuevo.

Con una relación de presiones $\frac{p_1}{p_2} = 1,5$ y un diámetro de válvula $D_1 = 31$ mm., resulta un coeficiente de paso

$$\mu = 0,90 \text{ cm. } h = 2 \text{ mm.}$$

y de sólo

$$\mu = 0,56 \text{ cm. } h = 8 \text{ mm.}$$

Suponiendo que el peso del llenado se determina por la primera mitad del diagrama de apertura, pues en la segunda mitad se ha establecido el equilibrio de presión antes y después de la válvula.

De donde deduciremos que la carrera de la válvula no nos sirve como dato absoluto de comparación, sino que debemos emplear la integral de paso, es decir, la suma de todos los volúmenes de paso en las sucesivas fases de elevación de la válvula.

De todo lo dicho se desprende que para alcanzar las máximas velocidades de émbolo, teóricamente la solución más favorable es la culata semiesférica, con siete válvulas de diferentes tamaños, cuatro de admisión y tres de escape. En la práctica la realización de esta distribución presenta dificultades.

5.—Forma de las levas.

a) Levas parabólicas. — La característica de una leva la constituye la curva de elevación de la válvula, que en este caso de leva parabólica o de aceleración constante está formada

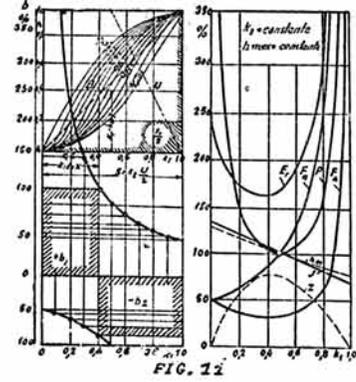


FIG. 11

por dos ramas de parábola AB y BC (fig. 11), de ejes verticales y tangentes en un punto B.

Las aceleraciones, tanto positiva como negativa, son constantes en este tipo de leva, y valen

$$b_1 = \frac{2h}{k_1} \left(\frac{n}{30k_2} \right)^2$$

$$b_2 = \frac{2h}{1-k_1} \left(\frac{n}{30k_2} \right)^2$$

siendo n = r. p. m. de la leva.

A una reducción del período de aceleración k_1 s corresponde una reducción de b_2 y un aumento de b_1 , y a la inversa. Los vértices de los rectángulos de aceleración se hallan sobre dos hipérbolas.

En el punto B la presión de flanco P alcanza su valor máximo a causa de la fuerza elástica aumentada en F_B ; luego desciende rápidamente a O, en el caso límite, con $n_{máx}$. pues las fuerzas elástica y la inercia se hallan exactamente en equilibrio. Si aumentáramos el valor de n , las masas movidas se separarían de la leva.

El mínimo de esta presión de flanco será para $k_1 = 0,5$. Si se quiere obtener aún un valor menor, entonces

$$Z = \frac{\text{Carrera media válvula}}{\text{Presión flanco}} = \frac{h_m}{P}$$

deberá ser máximo. Como la apertura y cierre de la válvula (k_2), establecidos ya prácticamente, por razones de rendimiento puede presentarse

$$\frac{h_m}{P}$$

como una función de k_1 .

$$Z = C(2 - k_1)(1 - k_1)k_1,$$

en la que C es un valor constante:

$$\frac{dZ}{dk_1} = 0,$$

$$k_1^2 - 2k_1 + \frac{2}{3} = 0,$$

$$k_1 = \frac{\sqrt{3-1}}{3} = 0,4255.$$

En beneficio de una mayor perfección se emplea generalmente $k_1 < 0,4$, por admitirse presiones de flanco mayores con lubricación suficiente.

El número de revoluciones en función de k_1 vale

$$n_{m\acute{a}x} = A \sqrt{(1-k_1)[k_1(1-\alpha)+\alpha]},$$

siendo $A = \text{constante}$.

Con arreglo a la figura, vemos que es posible una elevación de dicho número mediante una pequeña k_1 y un muelle blando ($\alpha \rightarrow 1$).

Los muelles blandos de una gran tensión inicial F_A son, sin embargo, perjudiciales por tres razones:

- 1.ª Fuerte penetración de la válvula en el asiento.
- 2.ª Gran presión de flanco en el período de aceleración aun con un número bajo de revoluciones.
- 3.ª Número bajo de oscilaciones propias y peligro de aleteo.

El número de oscilaciones propias de un muelle vale, con un esfuerzo final k_d y una fuerza elástica lineal F con rigidez c ,

$$n_e = \lambda \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{G}{2\rho}} \cdot \frac{d}{4r^2 z} =$$

$$= 30 \lambda \sqrt{\frac{G}{2\rho}} \cdot \frac{k_d \cdot c}{F \cdot G}.$$

El número de oscilaciones propias del muelle es también independiente de la relación de fuerzas de inercia:

$$\frac{c}{F_c} = \frac{1-\alpha}{h}, \quad \frac{F_A}{F_c} = \alpha,$$

$$n_e = B(1-\alpha) \quad B = \text{constante}.$$

La resonancia aparece cuando

$$n_{m\acute{a}x} \cdot i = n_e,$$

$i = \text{número de orden de los armónicos.}$

La velocidad propia ha de ser tan grande que con el número máximo de revoluciones sólo los armónicos más altos y más pequeños exciten la oscilación propia del muelle:

$$i = \frac{n_e}{n_{m\acute{a}x}} =$$

$$= \frac{B(1-\alpha)}{A \sqrt{(1-k_1)[k_1(1-\alpha)+\alpha]}} \text{ m\acute{a}x}$$

En los motores de camiones, por su gran margen en número de revoluciones, no es posible un funcionamiento sin resonancia. Con todo, se puede establecer una velocidad propia del muelle cuatro a cinco veces más alta que el número máximo de revoluciones de las levas, evitando así resonancias peligrosas, ya que el cuarto o quinto armónico sólo alcanza, aproximadamente, el 10-5 por 100 de los armónicos fundamentales.

b) *Levas sinusoidales.* — La curva de elevación está compuesta de dos curvas sinusoidales, tangentes en el punto B (figura 12), en la que hemos empleado las mismas anotaciones que en las anteriores.

Para este tipo de levas la aceleración vale:

$$b_1 = \frac{k_1 h}{1 - \cos \varphi} \times$$

$$\times \left(\frac{n}{30} \cdot \frac{\varphi_1}{k_1 k_2} \right)^2 \cdot \cos \varphi =$$

$$= \frac{h}{k_1 (1 - \cos \varphi)} \left(\frac{n \cdot \varphi_1}{30 k_2} \right)^2 \cos \varphi \quad "$$

$$b_2 = \frac{h}{(1 - k_1) (1 - \cos \varphi)} \times$$

$$\times \left(\frac{n \cdot \varphi_1}{30 \cdot k_2} \right)^2 \cos \varphi \quad "$$

Por la medición límite para el punto B puede calcularse el número máximo admisible de revoluciones, de acuerdo con

$$M b_2 = F_B.$$

Para un ángulo pequeño φ , la curva senoide de elevación se aproxima a la forma parabólica de aceleración constante, como podemos ver desarrollado en serie el cos

$$y = R_1 \left(1 - \cos \frac{x}{R_1 M_1} \right) =$$

$$= R_1 \left[\left(\frac{x}{R_1 M_1} \right)^2 \frac{1}{2!} - \left(\frac{x}{R_1 M_1} \right)^4 \frac{1}{4!} + \left(\frac{x}{R_1 M_1} \right)^6 \frac{1}{6!} - \dots \right] "$$

pues los miembros de orden elevado pueden despreciarse.

Mediante la elección de un ángulo conveniente φ_1 puede acomodarse ampliamente el recorrido de aceleración a la ley del muelle. Además, en los puntos B y C puede igualarse la fuerza de inercia a la fuerza elástica, ampliando la condición

$$\frac{F_B}{F_C} = \cos \varphi_1 \quad "$$

o bien

$$k_1 (1 - \alpha) + \alpha = \cos \varphi_1.$$

En la figura 12 vemos que la variación de φ_1 no afecta grandemente ni a F_c ni a h_m . Por tanto, para fijar el valor φ_1 habrá que hacerlo de acuerdo con el recorrido de aceleración deseado, mientras el diagrama de elevación quedará determinado por el valor de k_1 que admitamos.

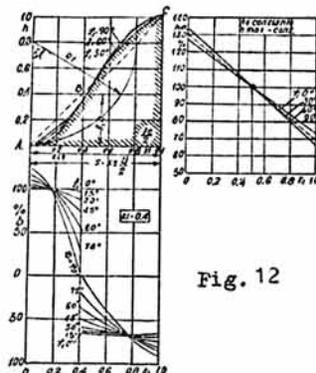


Fig. 12

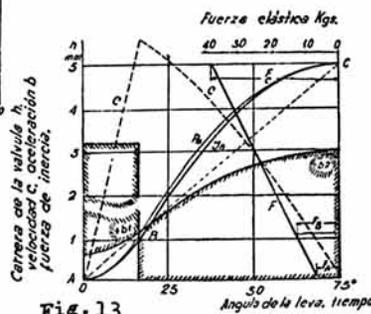


Fig. 13

c) *Levas integrales.*—En las dos levas descritas anteriormente no se aprovecha completamente la fuerza elástica variable, ya que hay ocasiones en que el muelle está más tendido que lo necesario. Por ello, al proyectar una leva de gran potencia, deberá fijarse en primer lugar el recorrido de aceleración.

En la práctica el perfil de las levas que se emplean está formado por arcos de círculo y tangentes, que, una vez trazados y construída la matriz, se fabrican por medio de máquinas copiadoras (Reinecker, Norton, etc.).

Para el trazado de una curva de elevación de válvula con determinadas aceleraciones puede emplearse el siguiente procedimiento gráfico, suficientemente aproximado para cualquier exigencia (fig. 13).

Trazamos la línea característica del muelle F para una relación de fuerza elástica α dada, en el diagrama de carrera de válvula y ángulo de leva, en el cual se toma como base en primer lugar la curva P_a de elevación parabólica con los valores s, h, k_1 y k_2 , previamente elegidos.

La curva de la fuerza elástica corresponde ya en el segmento BC al recorrido de aceleración con el número límite de revoluciones. La presión de costado (fuerza elástica + fuerza de aceleración) del segmento AB se hace constante, con lo cual las superficies limitadas por el rayado

$$\int_A^B b_1 \cdot dt = \int_B^C b_2 \cdot dt$$

deben hacerse iguales.

Con el número límite de revoluciones el esfuerzo entre leva y válvula es cero en todos los puntos del segmento BC ; la fuerza elástica se aprovecha íntegra y exclusivamente como freno a la masa de la válvula.

La curva de velocidad se obtiene de la de aceleración mediante una integración gráfica, y la curva de trayectoria, mediante una integración doble. El procedimiento de integración, en oposición a la diferenciación gráfica de la curva de elevación de la válvula, tiene la

ventaja de una gran precisión. Es posible, sin ningún otro requisito, calcular sobre un papel milimetrado DIN. A3, grado a grado, el valor de la carrera de la válvula en error menor de 0,001 mm., e igualar el recorrido de aceleración a la ley del muelle mediante repetición del procedimiento, esto es, trazando la línea característica del muelle en el diagrama tiempo-trayectoria y tomando por base la curva de elevación J_n recién hallada.

En general basta con una aproximación.

También existe para este procedimiento gráfico la posibilidad de calcular el número límite de revoluciones:

$$M_t \frac{\text{seg.}}{\text{cm.}} \cdot U \frac{\text{cm.}}{360^\circ \text{ ángulo } L} = \\ = \frac{60}{n_{\text{máx}}} \cdot \frac{\text{seg.}}{360^\circ \text{ ángulo } L}$$

El aumento del número de revoluciones de una leva integral, por ejemplo, con

$$k_1 = 0,22,$$

$$\frac{F_A}{F_C} = \alpha = \frac{1}{5},$$

en comparación con la leva parabólica con aceleración y retardo uniformes, es de un 25 por 100, con lo cual la carrera media de la válvula disminuye solamente en un 25 por 100. En el caso de igual plenitud, el aumento del número de revoluciones es de un 50 por 100.

6.—Determinación del espacio entre las válvulas de admisión y escape.

Para la determinación de este espacio que debe quedar entre los orificios practicados en la culata para entrada y evacuación de gases, existen varios trabajos, la mayor parte de ellos experimentales, que deducen en primer lugar los inconvenientes que supone, respecto a la potencia y rendimiento de un motor, el ampliar este espacio a costa de la válvula de admisión, si queremos conservar una válvula de escape grande.

Ricardo recomienda el escoger las dimensiones de las válvulas y su situación relativa de for-

ma que la velocidad del gas en la válvula de escape sea un 5 por 100 mayor que la velocidad del gas en la admisión; es decir:

$$F_e = 1,5 F_a.$$

Christian indica, después de establecer una comparación entre diversos motores conocidos, que debe ser

$$F_e = 1,3 F_a,$$

y Coussins aconseja:

$$\frac{F_e}{F_a} = 1,33 \text{ a } 1,5.$$

En el caso de una gran presión de sobrealimentación deberá hacerse, en cambio, la proporción F_e/F_a lo más pequeña posible, para evitar pérdidas indirectas. Este punto de vista lo confirma Oestrich en sus ensayos, en los que comprobó que en el caso de aspiración máxima las contrapresiones máximas de escape se alcanzan siempre 30° después del PMI, y la compensación de la presión del cilindro y el aire exterior, en el caso de máxima aspiración, se efectúa entre los 20° y 30° antes del PMS.

7.—Obtención de las máximas dimensiones de válvulas para diferentes cilindradas.

Para la determinación de las dimensiones geométricas es de gran interés el fijar las dimensiones de las válvulas y de los cilindros.

Como ya se sabe, la forma de cámara de combustión más adecuada para las grandes potencias es la semiesférica, con las válvulas colocadas en sentido oblicuo. Este tipo de culata tiene las ventajas de tener, para una capacidad dada, superficie mínima; permite, a causa de su forma sencilla y de los trayectos cortos de combustión, elevados grados de compresión, y aunque parezca paradójico, tiene el mayor espacio disponible para las válvulas de admisión y escape.

A continuación se examinan las magnitudes de las válvulas que hay que colocar en una culata semiesférica de dos válvulas para obtener las proporciones:

1.^a $F_e = F_a$; es decir, $d_e = d_a$.

2.^a $F_e = 1,4 F_a$; o sea, $d_e = 1,17 d_a$, según dedujimos en el número anterior, suponiendo carreras iguales en admisión y escape con 30° de asiento en admisión y 45° para escape.

Y para efectuar una comparación se recurre, además, a la culata de cuatro válvulas, como la que se emplea generalmente en motores refrigerados por agua, con válvulas paralelas al eje del cilindro o ligeramente inclinadas.

Para la fijación del diámetro de las válvulas se han tomado como base las siguientes consideraciones:

1.^a La cámara de compresión la forma la cavidad semi-esférica, y la superficie del émbolo es apta para absorber calor.

2.^a La culata del cilindro no puede adoptar la forma de bolsa por encima de su unión al cilindro. Únicamente se admite la pequeña elevación que produce la junta.

3.^a Las culatas de los cilindros están hechas de metal ligero. Los asientos de las válvulas tienen las dimensiones corrientes actualmente, y la distancia entre ellos no puede ser inferior a las medidas adoptadas experimentalmente. También entre los asientos y el cilindro debe haber materia suficiente de culata.

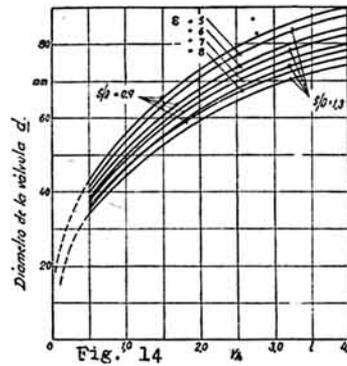
4.^a Las válvulas no deberán moverse en grandes carreras, en previsión de que sería inevitable su rotura y hasta la del cilindro en caso de inversión.

5.^a Los cilindros de cuatro litros no se les ha dotado de mayores válvulas para no disminuir demasiado la consistencia de la culata, evitando así roturas.

De acuerdo con estas condiciones, se determinaron los diámetros, iguales para admisión y escape, para cilindradas entre 0,5 y 4 litros: relaciones entre

$$\frac{S}{D} =$$

entre carrera y calibre, = 0,9 a 1,3, y para compresión, $\epsilon = 5$ a 8. Las dimensiones obtenidas pueden verse en la figura 14.



Hay que hacer la salvedad de que no se han hecho intervenir para nada los límites térmicos en estos estudios. Su consideración haría necesarios análisis más complejos, que hasta la fecha no se han llevado a cabo.

8.—Carrera de válvulas.

Observando una serie de motores nos damos cuenta que en la mayoría de ellos se ha escogido una carrera de válvula tan grande, que la sección de paso, una vez ésta abierta, es aproximadamente igual a la sección de válvula correspondiente a la parte comprendida entre el asiento. Si suponemos un diámetro de vástago de valor

$$d_s = 0,35 \cdot d \text{ válvula}$$

se obtiene, aplicando la fórmula del asiento a 30°:

$$\frac{d}{h} = 4,35.$$

A partir de esta sección, la resistencia de paso más importante que encuentra el gas es la superficie de la válvula. Por tanto, es conveniente ampliar la carrera de forma que a partir de su valor medio la sección de paso sea equivalente a la sección transversal de la válvula.

Como carrera media deberá escogerse la que se obtenga del diagrama de elevación entre el PMS y el PMI. Entre unos cuantos motores examinados de carrera lenta con un ángulo pequeño de apertura, era:

$$h_m = 0,75 h,$$

y en el caso de carrera rápida,

$$h_m = \text{hasta } 0,79 h.$$

Para nuestro estudio puede admitirse como término medio:

$$h_m = 0,75 h,$$

y por tanto,

$$\frac{d}{h_m} = 4,35$$

y

$$\frac{d}{h} = \frac{d}{h_m} \cdot 0,75 = 3,26.$$

Con estas dos proporciones

$\frac{d}{h}$ y con los diámetros de las

válvulas quedan determinadas las secciones transversales de las aperturas. Y podremos hallar los números de revoluciones obtenidos empleando la ecuación de continuidad para una velocidad media de corriente determinada, según veremos.

Número de revoluciones obtenidos en un motor.

(Determinado por límites cúbicos.)

Si introducimos en la ecuación

$$\frac{V_h \cdot n}{30} = c \cdot f$$

la velocidad media del gas fijada anteriormente

$$c_g = 60 \text{ m/seg.}$$

y

$$\frac{d}{h} = 4,35,$$

obtendremos

$$n = 130 \cdot \frac{d^2}{V_h}$$

en la que d viene expresado en (cm.) y V_h en (lts.).

De esta expresión obtendremos los números límites de revoluciones para las relaciones

$$\frac{\text{admisión}}{\text{escape}} = 1,$$

y

$$\frac{\text{admisión}}{\text{escape}} = 1,4,$$

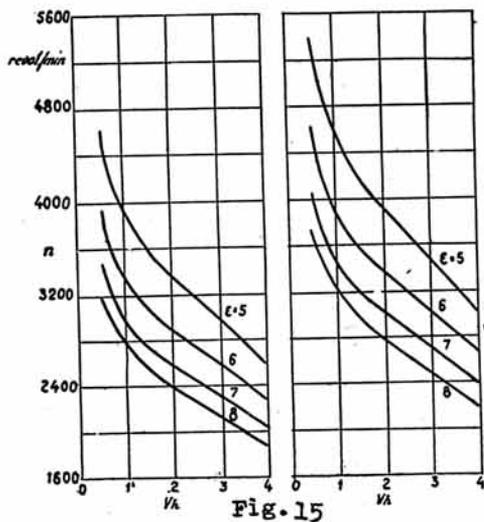


Fig. 15

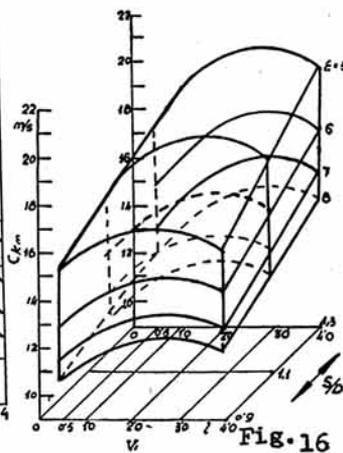


Fig. 16

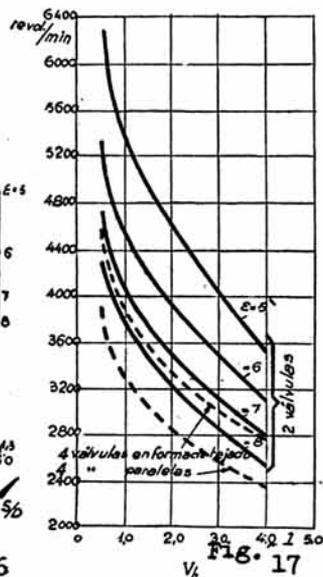


Fig. 17

y se representan en la figura 15 para

$$\frac{S}{D} = 1,1.$$

En ellos observamos que tan-
to al aumentar ϵ como $\frac{S}{D}$,

dentro de cada cilindrada, el número de revoluciones alcanzadas disminuye considerablemente.

La figura 16 nos da las velocidades del émbolo deducidas del número de revoluciones, y es notable que los máximos de estas curvas estén todos entre valores de cilindradas comprendidos entre 2 y 3 litros.

Resumiendo, puede decirse lo siguiente sobre límites cúbicos:

1.º La colocación de los canales necesarios para admisión y escape no proporciona ninguna dificultad, si bien únicamente en motores de aviación está justificado por necesidades exclusivas el darles desviaciones pronunciadas. No está todavía

determinada la forma que se les ha de dar, atendiéndose por ahora a su adaptación al volumen límite de que se puede disponer.

2.º Los mayores diámetros posibles de las válvulas los determinan las características de la construcción de los conjuntos del motor.

Los numerosos ensayos efectuados hasta ahora con corriente estacionaria no son suficientes para aclarar la forma más favorable de la válvula. Deberían ampliarse con ensayos con corrientes turbulentas.

3.º La sección de paso para la admisión debe ser tan grande como sea posible. Y de acuerdo con los resultados obtenidos puede ser $F = 1,4 F_a$.

En el caso de motores sobrealimentados deberá aumentarse la sección de escape. Todavía no está determinada la proporción

más favorable $\frac{F_e}{F_a}$ con diferentes presiones de carga.

4.º El examen de los números de revoluciones obtenidos por límites cúbicos, sin considerar los límites térmicos y mecánicos, muestra (fig. 17) que la culata semiesférica con dos válvulas tiene sus números límites de revoluciones muy por encima de los números de revoluciones de la culata "Bristol" de cuatro válvulas hasta una relación de compresión $\epsilon = 7,5$.

5.º Las velocidades del émbolo, para todos estos números de revoluciones, están, en su mayor parte, por encima de los hoy día usuales en motores.

Las cilindradas entre 2 y 3 litros alcanzan las mayores velocidades del émbolo. En motores de gran velocidad, con sus pequeñas cilindradas, la colocación de las válvulas de admisión y escape encierra dificultades, pues hay medidas, como son: distancia entre las válvulas elevadas, distancia entre los asientos de las válvulas, dimensiones de los asientos de las válvulas y anchura de los asientos, que no pueden exceder de la tolerancia de fabricación fijada.