



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

Comandante MENDIZABAL  
Ingeniero Aeronáutico.

### Límites mecánicos de la distribución por válvulas.

#### 1.—El muelle de la válvula.

Comenzaremos por exponer los diferentes tipos de sollicitación de los muelles; después desarrollaremos la relación directa entre el número de revoluciones y carrera de la válvula.

Esta relación, expresada en fórmula, nos servirá para determinar los números límites de revoluciones para diferentes dimensiones de cilindros. Después presentaremos los límites para las levas propuestas por Hussman (DVL).

a) *Generalidades.*—Para el cálculo del muelle de una válvula son determinantes los tres puntos siguientes:

1.º La sollicitación máxima del alambre del muelle  $K_{a2}$ .

2.º La diferencia entre las sollicitaciones con la válvula abierta y cerrada (radio de carga).

3.º El incremento del radio de carga, producido por las vibraciones del muelle.

1.º La máxima sollicitación del alambre del muelle  $K_{a2}$  no puede sobrepasar, con un coeficiente de seguridad, de la capacidad de la resistencia del alambre. Este coeficiente de seguridad debe abarcar:

a) Los incrementos, todavía no conocidos exactamente, del radio de carga, los cuales sobrevienen por vibraciones del muelle, debido a variaciones posibles de juego, a grandes elasticidades, etc. (Véase [cap. V, 1 d] levas Hussman.)

b) Por la inexactitud, no vencida hoy en día, en la fabricación de los muelles, como es el no alcanzar la elevación exigida tolerancia de carga, y especialmente el desarrollo de los muelles al iniciarse las primeras espiras, donde, como se sabe, actúan las máximas sollicitaciones.

Considerando los coeficientes de Röver, no debe someterse un muelle a una compresión mayor de 5.000 kgs/cm<sup>2</sup>, máxime cuando al aumentar la tensión media disminuye el radio de carga admisible (fig. 1).

2.º El radio de carga  $U_{kt}$  debería ser tan pequeño como fuera posible; pero, según veremos en el capítulo siguiente, para él resultan límites inferiores y superiores.

La figura 1 contiene los radios admisibles de carga indicados por varios investigadores que se indican, para muelles de válvula.

El radio de carga recomendado por Nixon (*Aircraft Engineering*, 1933, sept.) coincide perfectamente con los radios de carga desde 2.000 a 2.400 kgs/cm<sup>2</sup>, empleados por los alemanes.

3.º El incremento del radio de carga por las vibraciones del muelle ha sido hasta ahora un obstáculo para el aumento del número de revoluciones, y sobre todo para el régimen constante empleado en los motores de avión. Más adelante trataremos brevemente la esencia y relaciones entre vibraciones, para hallar por este medio los límites para levas y muelles usuales hasta ahora.

El muelle y la válvula forman un sistema que requiere se les considere juntos. Al muelle se le da mediante la leva un movimiento de ley determinada. La curva de elevación de la válvula puede representarse, respondiendo a una serie de Fourier, mediante armónicos aislados con un valor límite y una fase determinados. Cada uno de estos armónicos puede producir en el muelle vibraciones, siempre que el número de vibraciones propias sea un múltiplo entero del número de revoluciones del árbol de levas, las cuales pueden oscilar en el caso de pequeña amortiguación o gran valor límite, y que podemos considerar como flexiones adicionales del muelle.

De esta forma se producen ampliaciones del radio de carga hasta el doble y más. La figura 2 muestra la sollicitación total del muelle.

b) *Carga máxima del muelle.*—Considerando la fórmula conocida para el coeficiente de vibraciones propias del muelle:

$$N = 18,7 \cdot 10^5 \frac{d}{i \cdot D^2} \text{ mm.}^{-1}, \quad (1)$$

y para la elasticidad,

$$R = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot i \cdot D^3} \text{ kgs/cm.}, \quad (2)$$

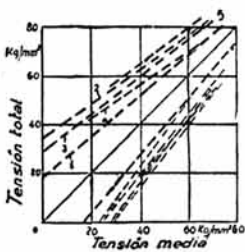


Fig. 1.—Algunos límites de carga publicados hasta ahora para muelles de válvulas.

1. Valores límites recomendados por Nixon.—2. Límite máximo de fatiga según Nelson, USA.—3. Valores límites según Nelson, USA.—4 y 5. Resistencias constantes de dos muelles según Musatti.

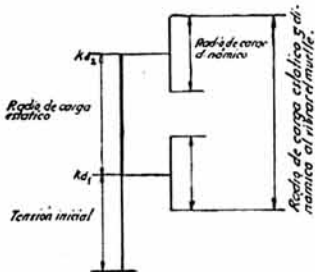


Fig. 2.—Sollicitación de un muelle de la válvula en vibración.

se observa que las características de un muelle, por ejemplo, blando, es decir, de un  $U_{kd}$ , da un número de vibraciones elevado, o sea, contrarias entre sí.

El radio de carga es:

$$U_{kd} = \frac{G}{\pi} \cdot \frac{d}{D^2 \cdot i} \cdot h. \quad (3)$$

Si en esta fórmula se introduce el coeficiente de vibraciones propias, entonces se obtiene:

$$U_{kd} = \frac{N \cdot h}{7,25}. \quad (4)$$

Este valor, como se ha visto en la subdivisión a), no debe exceder de los 2.400 kgs/cm<sup>2</sup>.

Al considerar los análisis armónicos de las curvas de elevación de válvula (figs. 3 a y 3 b), se ve que los valores límites de los armónicos disminuyen al ser menor su número de orden, aun cuando la disminución se efectúe en forma ondulada. Numerosas experiencias (Dr. Fr. R. Schmidt, Berlín-Frohnau; Nixon, *Aircraft Engineering*, 1933, septiembre) han demostrado que en general y con el valor de radio de carga arriba mencionado, los valores límites por encima del armónico 10º nos permiten tener una seguridad absoluta en cuanto a resistencia por parte del muelle. Las vibraciones de 2º, o de otro más elevado, no las consideramos, ya que dan como resultado desviaciones muy pequeñas (Hussmann, *Schwingungen in Ventildfedern Diss. y Jahrbuch 1937 der deutschen Luftfahrtforschung*, S. II, 91), que las absorbe la amortiguación propia del muelle de la válvula.

Si se escoge el número de vibraciones propias,

$$N = 5,6 \cdot n \quad (5)$$

$n = \text{r. p. m. del motor,}$

entonces estará entre los armónicos 11º y 12º. Y llevando este valor a la fórmula (4), obtenemos la ecuación fundamental

$$n \cdot h = 3.100 \quad (6)$$

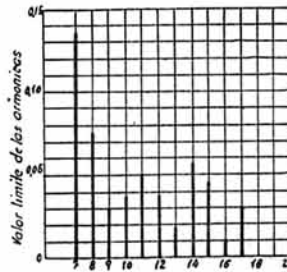


Fig. 3 a.—Análisis armónico de la curva de elevación, dibujada con rayas en la figura 1.

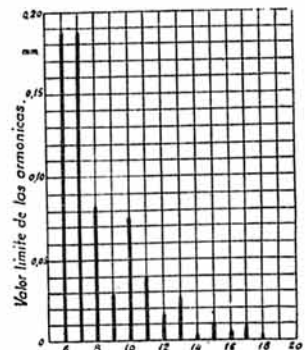
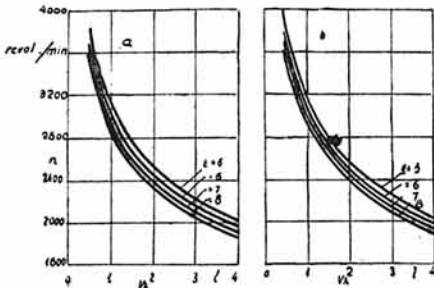


Fig. 3 b.—Análisis armónico de una curva de elevación según Hussmann.

Este producto  $n \cdot h = \text{constante}$ , es una fórmula breve y extraordinariamente cómoda, por la que obtenemos rápidamente las características exigidas al muelle. Sin embargo, esta ecuación no indica que a la constante 3.100 corresponda forzosa-mente  $U_{kd} = 2.400$  y  $N = 5,6 n$ , sino que se tiene la libertad de escoger estas magnitudes; pero siempre de forma que para un determinado  $U_{kd}$  corres-ponde un múltiplo, también determinado, del nú-mero de revoluciones del motor como coeficiente de vibraciones propias. Por ejemplo, a  $U_{kd} = 2.700$  corresponde  $N = 6,32 n$ .

La ecuación expresa, por tanto, que para deter-minadas fuerzas actuantes se escoge un radio de carga completamente estático, de forma que radio de carga estático más radio de carga dinámico esté dentro de los límites de la resistencia del muelle. De aquí en adelante designaremos  $n \cdot h$  como "carga máxima del muelle".



c) *Números límites de revoluciones alcanzados hasta ahora.*—De las tres ecuaciones

$$\frac{V_h \cdot n}{30} = c_g \cdot f,$$

$$n \cdot h = 3.100,$$

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

se obtiene la siguiente:

$$n = 1.320 \frac{d}{V_h}; \tag{7}$$

siendo

$$d = \text{diámetro de la válvula (cm.)},$$

$$V_h = \text{litros},$$

que representa un número de revoluciones en el que la velocidad media del gas es de 60 m/seg., y un muelle de válvula con  $N = 5,6 n$  que tenga un radio de carga de 2.400 kgs/cm<sup>2</sup>.

La figura 4 indica los números de revoluciones calculados para

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

La figura 5 muestra las velocidades del émbolo correspondientes a

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

Al observar las velocidades medias del émbolo

llama la atención la dirección recta de las curvas (fig. 5); sin embargo, también aquí aparecen las velocidades máximas del émbolo entre cilindradas entre 2,5 y 3 litros. Por tanto, también aquí la influencia de la distribución, limitada por el número de revoluciones, es más intensa en cilindros pequeños y muy grandes (de más de 3 litros) que en cilindros de 2,5 a 3 litros.

d) *Levas Hussmann. Números límites de revoluciones.*—Uno de los trabajos que merece especial atención es el de la resolución por Hussmann (DVL) del problema del límite del número de revoluciones, por lo menos para determinadas distribuciones. La curva de elevación de las válvulas se desarrolla de forma que desde un principio se excluyen o se mantienen pequeños, determinados armónicos, agrupados convenientemente

Fig. 4.—Números de revoluciones del motor para una velocidad media del gas  $c_g = 60 \text{ m/s.}$  y una carga máxima del muelle de la válvula  $n \cdot h = 3.100,$   $S/D = 1,1.$

a) *Válvulas de admisión y escape de las mismas magnitudes.*

b)  $\frac{\text{Superficie de la válvula de admisión}}{\text{Superficie de la válvula de escape}} = 1,4$

Fig. 5.—Velocidades del émbolo con respecto a los números de revoluciones del motor en la figura 4.

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

Carga máxima del muelle:  $n \cdot h = 3.100.$

$\frac{\text{Superficie de la válvula de admisión}}{\text{Superficie de la válvula de escape}} = 1,4$

de tres en tres (Hussmann, *Schwingungen in Ventiltfedern. Diss.*).

El coeficiente de las vibraciones propias del muelle de la válvula se escoge de forma que el radio de carga correspondiente al número de revoluciones tenga un valor aproximado al fijado anteriormente, ya libre de esfuerzos excitantes.

Sin embargo, son dignas de atención las siguientes consideraciones:

1.<sup>a</sup> Cuanto más bajo es el número de orden de los armónicos eliminados, menor es la relación existente entre el ángulo máximo del círculo y el ángulo de flanco  $\left(\frac{\beta}{\alpha}\right)$  (1) en la leva; es decir, menos completo es el diagrama de elevación o mayor debe ser el ángulo de apertura para una plenitud aproximadamente igual. En las figuras 6 y 7 se ve todo esto. La curva de trazos es la curva de salida, y las curvas de elevación "armónicas" desarrolladas de ésta se calculan en virtud de la expresión dada por Hussmann:

$$a \mu = \frac{1}{\mu \cdot 3 - \mu} (b \cdot \text{sen} \mu \alpha_B - c \cdot \text{sen} \mu \alpha_0).$$

(1) Ángulo máximo de círculo = ángulo desde la máxima elevación hasta el punto de tangencia.  
Ángulo de flanco = ángulo desde el punto de apertura o cierre hasta el punto de tangencia.

2.ª Estas levas hay que dotarlas de una compensación automática del juego de válvulas, pues está demostrado que las variaciones de juego, por pequeñas que sean, originan variaciones en el va-

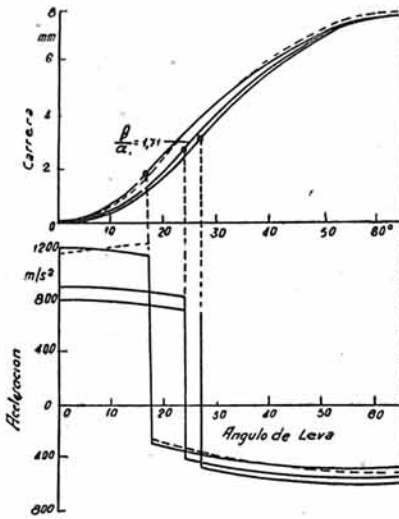


Fig. 6.—Curvas de elevación y aceleraciones en el caso de variación de la relación ángulo máximo de círculo.

$$\text{Angulo de flancos} = \frac{\beta}{\alpha}$$

lor de las amplitudes. En la figura 8 se ha representado la influencia del juego sobre las amplitudes para la relación  $\frac{\beta}{\alpha} = 1,71$ , representada en

la figura 7, para cuya eliminación se emplea una rampa con velocidad constante de válvula (figura 9) (en este caso, con 0,4 m/seg. y 4.000 r. p. m.). A pesar de esto, y aunque la posibilidad de variación de amplitudes se ha reducido, queda un factor de inseguridad que será difícil eliminar, debido a las sacudidas naturales de funcionamiento y elasticidad de toda la distribución. Y en esto llegamos al tercer punto.

3.º Elasticidad en la distribución.—Por medi-

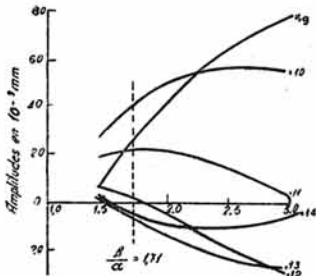


Fig. 7.—Influencia de  $\beta/\alpha$  sobre las amplitudes de las armónicas de orden 9º hasta 14º, procedentes de la curva de elevación de la figura 6.

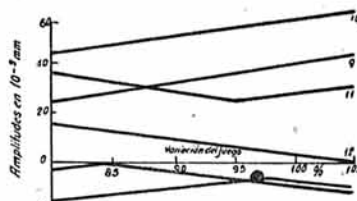


Fig. 8.—Influencia de la variación del juego sobre las amplitudes de las armónicas 9ª hasta la 14ª. Para  $\beta/\alpha = 1,71$  (véanse figs. 6 y 7).

Para obtener la variación del juego se añade a la curva de elevación por los dos lados una curva, según la fig. 9. Los valores se multiplican por 14, respondiendo a la relación de la palanca oscilante existente en el motor.

ciones efectuadas en distribuciones por varillas de empuje muy cargadas se ha observado la dificultad de que la ley de movimiento establecida por la leva llegue sin deformación a la válvula. (En la figura 10 se ha representado esta deformación.) Por eso debe procurarse el que la distribución sea lo más rígida posible, huyendo de los miembros intermedios. En este aspecto tienen ventaja los motores refrigerados por agua, que emplean árboles de levas, sobre los refrigerados por aire.

Los números de revoluciones indicados en el caso anterior para

$$n \cdot h = 3.100$$

se alcanzan ya actualmente, con tendencia a superarlos, sobre todo en cilindradas pequeñas, por lo cual crece el riesgo, por lo menos en los de servicio continuo, de roturas de muelles, no obstante haberse ampliado, como se ha visto, el límite del número de revoluciones admisible.

Mediante la eliminación de los armónicos críticos es posible ampliar el radio de carga del muelle obtenido en el cálculo, admitiendo entonces como valor de éste:

$$U_{kd} = 2.800 \text{ kgs/cm}^2,$$

todavía pequeño relativamente, ya que en primer lugar no será posible eliminar completamente los armónicos, y en segundo lugar, en atención a la deformación elástica expresada anteriormente. Con circunstancias favorables—posibilidad de ángulos de apertura grandes, levas de escape especiales—podría hacerse posible el mantener muy baja la amplitud hasta el armónico 8º.

Para estos armónicos hay que escoger como más conveniente un coeficiente de vibraciones propias, de forma que

$$\frac{N}{n_{\text{arb. de levas}}}$$

esté comprendido entre los armónicos 8º y 9º; es decir:

$$\frac{N}{n_{\text{levas}}} = 8,6;$$

o bien

$$N = 4,3 \cdot n_{\text{motor}}$$

(8)

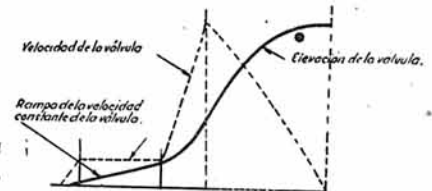


Fig. 9.—Esquema de una rampa de la leva para dominar el juego de la válvula.

que unido a

$$U_{kd} = 2.800 = \frac{N \cdot h}{7,25}$$

obtenemos

$$N \cdot h = 20.350; \tag{9}$$

y como

$$N = 4,3 N = \frac{7,25 U_{kd}}{n}, \tag{10}$$

$$n \cdot h = 4.720, \tag{11}$$

que con una velocidad del gas  $C_g = 60$  m/seg., resulta igual al cálculo hecho antes.

$$n_{motor} = 1.635 \sqrt{\frac{d}{V_h}} \tag{12}$$

Esta ecuación indica que en el caso de diámetros de la válvula y volumen de la cilindrada dados, con velocidades  $C_g = 60$  m/seg., el número de revoluciones queda también determinado, y que la carrera de la válvula se fija con  $n \cdot h = 4.720$ .

Los números de revoluciones calculados en los apartados c) y d), según las fórmulas (7) y (12),

$$n = 1.320 \sqrt{\frac{d}{V_h}},$$

$$n = 1.635 \sqrt{\frac{d}{V_h}},$$

con  $C_g = 60$  m/seg., se consideran como números de revoluciones para vuelo de turismo, para los que deben proyectarse muelles y levas para regímenes de motor constantes. No obstante, cualquier

acelerón para despegue, u otra causa, no puede ser perjudicial, por su duración momentánea. Si se toma como base la curva de potencia, entonces el número máximo de revoluciones sería un ~ 21 por 100 más elevado, y el de la potencia nominal, un ~ 10 por 100.

Si se fijan otras velocidades del gas,  $c'_g$  para números de revoluciones de vuelo de turismo, entonces el miembro de la derecha de la fórmula anterior hay que multiplicarlo por

$$\sqrt{\frac{c'_g}{60}}$$

2.—Tipos de distribución.

a) *Límites de los números de revoluciones de la distribución por varillas de empuje.*—Los motores de avión con refrigeración por agua presentan casi exclusivamente árboles de levas con accionamiento sobre la válvula por intermedio de un balancín. En cambio, en los motores en estrella refrigerados por aire se emplea el plato de levas, varilla de empuje y balancín.

Este accionamiento por varillas de empuje tiene como única ventaja el ahorro de peso y economía de fabricación; pero al mismo tiempo el gran inconveniente de los muchos miembros elásticos intercalados entre levas y válvulas. La suma de las deformaciones elásticas en la estructura de la distribución alcanza, en los casos de gran número de revoluciones, valores que borran la orientación inmejorable de la curva de elevación. De aquí, pues, podemos deducir la existencia de límite en la distribución por varillas de empuje.

En virtud de los resultados que se obtuvieron en un cilindro de un litro de capacidad, han sido calculados para diferentes cilindradas del tipo de

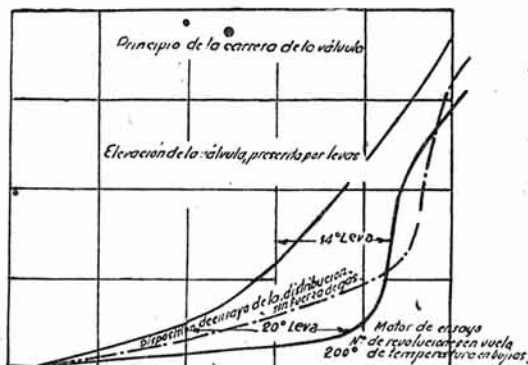


Fig. 10.—Desviación de la curva de elevación de la válvula de la curva pasiva en una distribución por varillas de empuje sobrecargada.

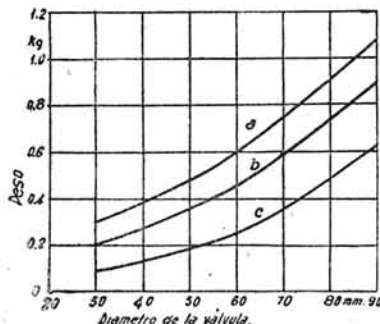


Fig. 11.—Peso de las piezas de la distribución.

- a) Peso de todas las piezas de la distribución, accionamiento por varillas de empuje (lado del pulsador aplicado al lado de la válvula.) (Palanca oscilante = 1,4.)
- b) Peso de las piezas móviles de la distribución del lado de la válvula.
- c) Peso de la válvula.

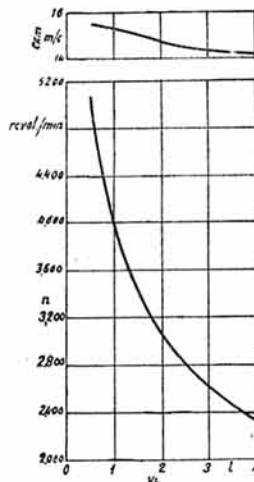


Fig. 12.—Números límites de revoluciones para distribución por varillas de empuje.

dos válvulas, con  $S/D = 1$  litro, los números límites de revoluciones, aceptando una deformación proporcional con la misma fuerza de inercia. Los pesos de las fuerzas de distribución se toman de la figura 11.

Como la velocidad del gas es inversamente proporcional a la carrera de la válvula y la aceleración de éste es, sin embargo, directamente proporcional, se eliminó la carrera de la válvula como variable. Para la velocidad del gas se admitió en este caso 70 m/seg., ya que el límite mecánico debe estar también, lógicamente, más allá del máximo de potencia.

Para la deformación elástica de la estructura de la distribución es determinante la fuerza de inercia que se originó por la aceleración en el flanco de la leva.

Suponiendo la misma elasticidad en las estructuras de distribución para todas las dimensiones de cilindros con cilindradas desde 0,5 a 4 litros, puede asignarse el mismo esfuerzo para idénticas compresiones.

Los valores de partida del cilindro anteriormente citado, de un litro de capacidad, eran:

$$\begin{aligned} G_o &= 0,52 \text{ kgs.}, \\ b_o &= 2.950 \text{ m/seg.}, \\ h_o &= 12,2 \text{ mm.}, \\ n_o &= 3.800 \text{ r. p. m.} \end{aligned}$$

Sustituyendo estos valores en las ecuaciones

$$\begin{aligned} \frac{V_h}{30 \cdot c_g \cdot \pi \cdot d} &= \frac{h}{n}, \\ b_o \cdot G_o &= b \cdot G, \\ b &= b_o \cdot \frac{h}{h_o} \cdot \frac{n_o^2}{n^2}; \end{aligned}$$

transformándolas y poniendo  $c_g = 70$  m/seg., obtenemos:

$$n = 846 \sqrt[3]{\frac{d}{G \cdot V_h}}$$

en donde  $d$  (en mm.), diámetro de la válvula, lo obtenemos en el cuadro núm. 1, y

$G$  (en kgs.) = peso de todas las piezas de distribución para el accionamiento por varillas de empuje (lado del pulsador aplicado al lado de la válvula;  $i$ , palanca oscilante = 1,4 (fig. 11); y

$V_h$ , en litros.

Esta fórmula indica, por tanto, los números de revoluciones que se necesitan para que la velocidad del gas sea de 70 m/seg. y para que la distribución pueda actuar satisfactoriamente.

Los resultados están representados en la figura 12, teniendo en cuenta que como para las diferentes magnitudes  $S/D = 0,9$  1,3 y  $\epsilon = 5 - 8$ , la variación del número de revoluciones es insignifi-

ficante; solamente está dibujada para el caso  $S/D = 1,1$  y  $\epsilon = 6$ . Sobre ella se han llevado también las velocidades del émbolo. Estas muestran un aumento para los cilindros pequeños; es decir, que al contrario de todos los estudios efectuados hasta ahora, y en el caso de una misma sollicitación, el número límite de revoluciones para el accionamiento por varillas de empuje se alcanza antes con grandes cilindradas que con pequeñas.

b) *Límites de los números de revoluciones de la distribución por árbol de levas.*—En este caso de árbol de levas únicamente habremos de tener en cuenta la sollicitación de las levas sobre el pulsador o el balancín. La leva de escape tiene un diagrama de elevación para poder establecer comparaciones para diversas carreras de válvulas; la leva debe variar al mismo tiempo sus dimensiones, excepto la anchura. Y para no obtener, en caso de grandes cilindradas, diámetros de árboles de levas demasiado grandes, se escoge una relación de transmisión en el balancín de  $i = 1,4$ .

Numerosos ensayos han demostrado, mediante el empleo de las ecuaciones de Hertz, que la sollicitación de la leva de admisión se mantiene en  $\sigma = 4.700$  kgs/cm<sup>2</sup>, y en la de escape, en  $\sigma = 5.300$  kilogramos-cm<sup>2</sup> en el caso de una esmerada fabricación de la leva; sollicitación que tiene lugar en el punto de aceleración máxima, o sea, en la tangencia del trozo en que se inicia el flanco de la leva.

Los valores que tomamos como partida para el cálculo de los números de revoluciones admisibles son los siguientes:

Leva = radio fundamental del círculo..	= 16 mm.
Semiángulo de apertura.....	= 65 grados.
Radio del flanco.....	= 125 mm.
> máximo del círculo..	= 8,8 >
Carrera en la leva.....	= 7,87 >
Radio del pulsador.....	= 50 >
Anchura de la leva.....	= 12 >
Diámetro de la válvula $l$ .....	= 50 >
Peso de las piezas móviles de la distribución del lado de la válvula, según la figura 11 $G_o$ .....	= 0,34 kgs.

Unido a la relación de transmisión del balancín  $i = 1,4$ , indicada anteriormente, y con una fuerza elástica que da como resultado un exceso de  $\sim 45$  por 100 sobre las fuerzas de inercia en el círculo máximo, la aceleración admisible es

$$b_o = 4.460 \text{ m/seg.}^2,$$

la cual corresponde a un número de revoluciones de

$$M_o = 4.850 \text{ r. p. m.},$$

en el caso de una sollicitación en los flancos a la leva de

$$= 5.000 \text{ kgs/cm}^2.$$

La fuerza actuante  $P$  debe permanecer igual en todos los casos; por tanto,

$$G_o \cdot b_o = G \cdot b.$$

Además,

$$b = b_0 \frac{n^2}{n_0^2},$$

y sustituyendo este valor en la anterior, obtenemos:

$$n = 2.840 \sqrt[3]{\frac{1}{G}}.$$

Los números límites de revoluciones del motor, obtenidos de esta forma, así como las velocidades del émbolo para culata de dos válvulas, están re-

presentados en la figura 13. En ella se ve que a grandes cilindradas son posibles grandes velocidades del émbolo, o, dicho en otra forma, que para una velocidad del émbolo fijada el número límite de revoluciones conveniente para la sollicitación de la leva se alcanza antes con pequeñas cilindradas que con grandes.

tura sobre la sollicitación mecánica está representada en las figuras 14 y 15, correspondientes a la leva de escape de la figura 6. Y para obtener una imagen clara se conserva igual la característica principal de la leva.

$$\frac{\text{ángulo de círculo}}{\text{ángulo de flancos}}$$

En la figura 15 está determinado el ángulo de apertura de la leva de escape ( $260^\circ = 100$  por 100)  $\Delta \sigma =$  variación de la sollicitación en el flanco, según la ecuación de Hertz. Para el árbol de levas un

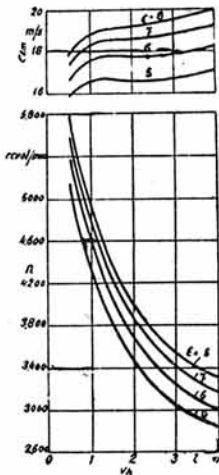


Fig. 13.—Números límites de revoluciones para distribución con un árbol de levas.

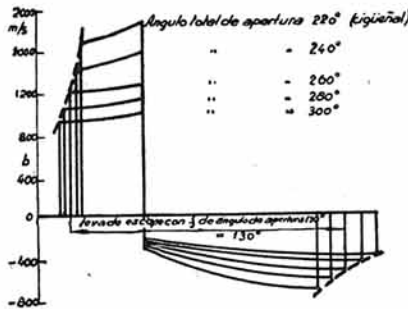


Fig. 14.—Influencia del ángulo de apertura sobre los coeficientes de la aceleración.

La leva de escape da como resultado la curva de elevación, dibujada con rayas en la figura 6.

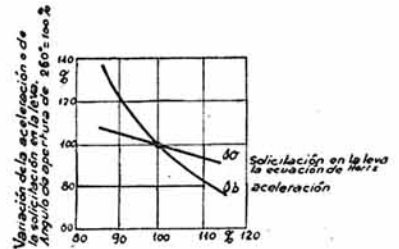


Fig. 15.—Variación del ángulo de apertura ( $260^\circ = 100$  %).

Influencia del ángulo de apertura sobre la aceleración y la sollicitación en la leva.

presentados en la figura 13. En ella se ve que a grandes cilindradas son posibles grandes velocidades del émbolo, o, dicho en otra forma, que para una velocidad del émbolo fijada el número límite de revoluciones conveniente para la sollicitación de la leva se alcanza antes con pequeñas cilindradas que con grandes.

aumento del ángulo de apertura de un 15 por 100 proporciona una disminución en la sollicitación de las levas a un 91 por 100. En cambio, la ventaja para la distribución por varillas de empuje rebajándola al 78 por 100 es más considerable, debido a que  $\Delta b$  es la variación de la aceleración, y por consiguiente de la fuerza que influye en la deformación elástica de la estructura de la distribución.

c) *Influencia de la forma de las levas y de la transmisión por balancín.*—La influencia de la curva de elevación de la válvula sobre el proceso de intercambio de gases se ha tratado ya en el capítulo anterior, en el cual hemos tratado de conseguir el diagrama lo más completo posible, tendiendo al perfeccionamiento máximo del muelle de la válvula.

La elección de la forma de la leva es independiente del diagrama de elevación, el cual puede conseguirse por infinitas combinaciones de pulsador y leva. Como fruto de experiencia puede recomendarse el no emplear las levas de flancos cóncavos y el evitar en lo posible las levas tangenciales. Coincidiendo con Christian (VDI Forschungsheft 315, 1929), ha calculado Beusenguer (Wahl der Nockenform ATZ, 1936, página 412), para la leva armónica con radio pulsador  $= \infty$  la mínima sollicitación en el flanco (fig. 16), pero en cambio el pulsador curvo tiene la ventaja de fabricarse con más precisión.

A este diagrama se le limitó por la sollicitación máxima admitida en el flanco de la leva, por la deformación elástica en la distribución por varillas de empuje, y también por los límites que presenta la leva. La solución la da el ángulo máximo de apertura, que es condición primordial para el proceso de intercambio de gases en motores de gran velocidad y sobrealimentados.

La relación de transmisión del balancín tiene una gran importancia en las distribuciones por varillas de empuje y en distribuciones por un solo

La influencia de la variación del ángulo de aper-

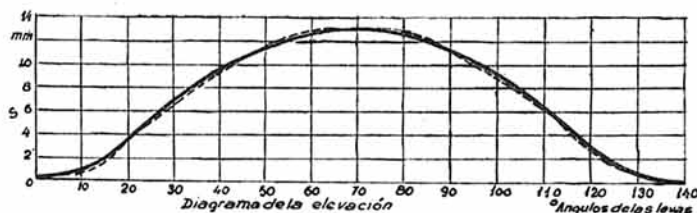
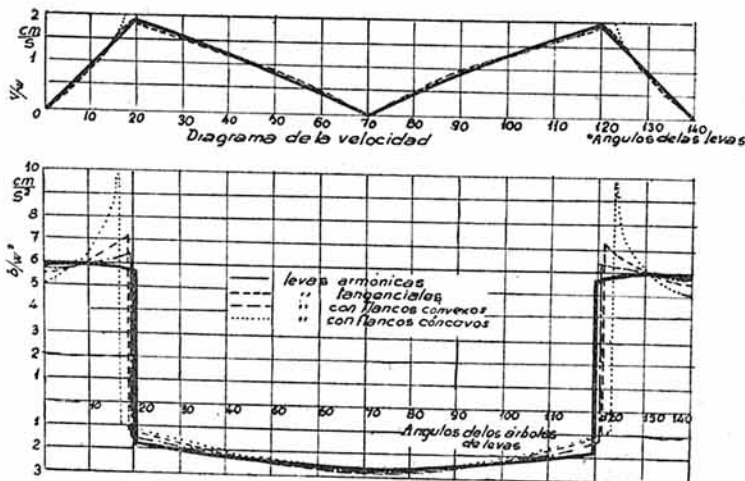


Fig. 16.—Diagrama de la aceleración.

Comparación de diferentes formas de levas.

Véase "La elección de formas de levas", de Beminger, ATZ (1936), páginas 412 a 414.



árbol de levas. Esta relación de transmisión posibilita, siempre que sea mayor que 1, una forma de levas apropiadas, aun en el caso de diámetro pequeño del árbol de levas, e igual ventaja se obtiene para el plato de levas de los motores en estrella.

Para su comparación se fijó la carrera de la válvula y se variaron todas las medidas de la leva, de forma que daban formas semejantes. La relación de transmisión  $i$  se hace igual al 100 por 100, y en el caso de una variación de  $i = 1$  hasta  $i = 1,5$ , la presión aumenta en la leva un 22 por 100 y la sollicitación de la leva aumenta también un 86 por 100.

En cambio, disminuye la velocidad de resbalamiento entre el flanco de la leva y el pulsador, y el producto de sollicitación por velocidad de resbalamiento varía en la misma medida que la fuerza de las varillas.

Resumiendo, puede decirse que la ampliación de ángulo de apertura es conveniente principalmente para la distribución por varillas de empuje, así como la reducción de la relación de transmisión del balancín, principalmente en la distribución por árbol de levas.

**Asociación y comparación de los números límites de revoluciones obtenidos.**

En la figura 17 hemos reunido los números de revoluciones originados por las circunstancias que se indican en distribuciones por válvulas para una relación carrera diámetro  $S/D = 1,1$ .

En ella observamos, por ejemplo, que los números de revoluciones con culata en forma de tejado

con cuatro válvulas son debidos a las pequeñas carreras de las válvulas, 11 por 100 más elevados que con culatas de dos válvulas; esto último en caso de cilindrada grande, que en el caso de que ésta sea pequeña, son un 14 por 100 mayores que con culata de dos válvulas.

Una mejora notable la presenta la leva Hussmann, la cual permite a la culata con dos válvulas, con cilindros de 1,75 litros, sobrepasar los números límites de revoluciones de la distribución por varillas de empuje. Cabe pensar si en el futuro habrá posibilidad de desplazar todavía los límites en esta distribución para la leva Hussmann, y donde se tiene la certeza de esta posibilidad es en el caso de árbol de levas, caso de conseguirse una construcción suficientemente rígida.

Las velocidades del émbolo muestran siempre sus máximos, salvo en una excepción, entre cilindradas unitarias de 2,5 a 3,5 litros, con valores mucho más elevados en secciones transversales de válvula que en los cilindros pequeños, y en límite elástico con curvas análogas y conducción casi horizontal. Esto quiere decir que con excepción de los límites de distribución por varillas de empuje, que son mayores en cilindros grandes, llegan más rápidamente a su límite de distribución los cilindros pequeños, caso de un aumento similar de la sollicitación en el mecanismo de transmisión.

**Sistemas de distribución por válvulas giratorias (Cross) y de corredera (Burt).**

De todo el estudio sobre la distribución por medio de válvulas de patillo que antecede, sacamos como consecuencia que las mayores resistencias



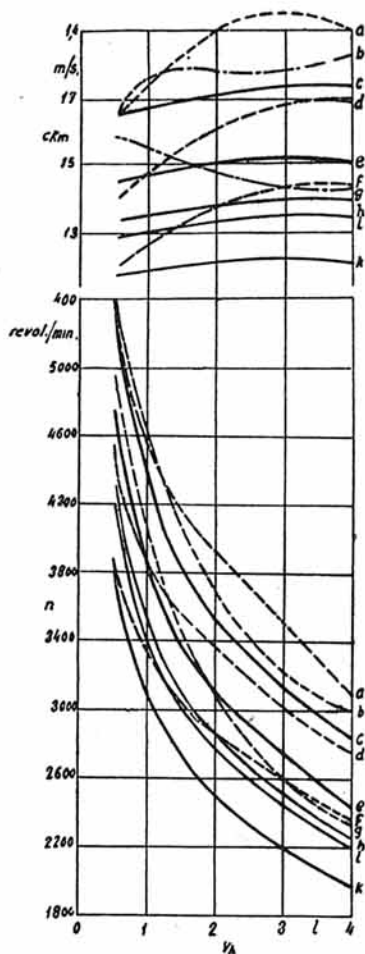


Fig. 17.—Comparación de todos los números de revoluciones para la relación entre carrera y calibre  $S/D = 1,1$ , y para

$$\frac{\text{sección transversal de admisión}}{\text{sección transversal de escape}} = 1,4.$$

Los números de revoluciones para la carga máxima del muelle  $n.h = 3.100$  y  $n.h = 4.720$ , son números de revoluciones constantes con  $cg. = 60$  m/s. Los demás números de revoluciones son números de revoluciones máximas para la distribución por varillas de empuje y los límites cúbicos con  $cg. = 70$  m/s.

Los números de revoluciones de la culata con 2 válvulas rigen para  $\epsilon = 6$ .

- a) Dos válvulas oblicuas, límite cúbico.
  - b) Dos válvulas oblicuas, árbol de levas.
  - c) Cuatro válvulas, forma de tejado,  $n.h = 4.720$ .
  - d) Cuatro válvulas, forma de tejado, límite cúbico.
  - e) Dos válvulas oblicuas,  $n.h = 4.720$ .
  - f) Cuatro válvulas paralelas, límite cúbico.
  - g) Dos válvulas oblicuas, distribución por varillas de empuje.
  - h) Cuatro válvulas en forma de tejado
  - j) Cuatro válvulas paralelas
  - k) Dos válvulas oblicuas
- }  $n.h = 3.100$

de fricción que deben vencerse al aspirar la carga están localizadas en el paso de las válvulas, en las que la sección transversal es la más pequeña, y los estrechamientos, las velocidades y la formación de torbellinos son los mayores. En los estudios sobre la posibilidad de mejora de este sistema, orientados en el sentido de perfeccionamiento de carreras y forma de válvulas que nos den secciones de paso mejores, hemos visto que se está próximo a llegar a un límite que será difícilmente superable a este objeto.

En virtud de estas consideraciones, numerosos investigadores han encaminado sus trabajos a buscar órganos que sustituyan con ventaja a las válvulas de platillo en la distribución. Esta posibilidad parece observarse en las distribuciones que permiten la entrada y salida del gas libre y sin obstáculos en los cilindros; por ejemplo, las que se basan en la válvula giratoria de Cross y en la válvula de corredera de Burt. En éstas, la columna de gas, al pasar por las aberturas del cilindro, fluye casi libremente, encontrando pequeñas resistencias, según veremos.

1. Su comparación con el sistema de platillo en el proceso de intercambio de gases.

Puesto que estos tipos de distribución se encuen-

tran en el comienzo de su desarrollo, no se conocen resultados experimentales en abundancia, por lo que nos limitaremos a hacer simultáneamente una breve exposición y comparación con el anterior. Para su mejor exposición comenzaremos por un resumen de éste, aunque sea volver sobre materias ya tratadas.

a) *Distribución por válvulas de platillo.*—El cierre de la válvula de escape por detrás del PMS se utiliza, entre otras cosas, para acelerar la carga fría, mediante la energía de circulación del gas de escape.

Durante la expulsión de los gases fluyen éstos en la dirección  $a \rightarrow a_1$  (fig. 18), y puesto que la carrera de la válvula, determinada por la forma de las levas, es pequeña en las inmediaciones del PMS, aumentan las resistencias en la sección de paso, de forma que se impide la circulación franca de los gases.

Tan pronto como se abre la válvula de admisión, se precipita el gas frío en la cámara de combustión. Pero debido a las resistencias en esta válvula, no se reparte uniformemente la corriente de gas, sino que toma el camino de la resistencia menor, o sea, en el borde interior de las válvulas, y fluye principalmente en la dirección  $b$ . Con ello

la parte superior de la cámara de combustión expulsa bien todos los gases.

Una porción de los gases fríos va por la parte exterior del borde en la dirección *b*, y toma la dirección *a* sin actuar sobre los gases residuales situados por debajo de la válvula de escape ( $a - a_1$ ), por lo que esta zona se limpia mal de gases.

Un retraso en el cierre de la válvula de escape podría permitir una expulsión mejor de los gases, pero produciría a la vez un consumo mayor. Mientras, el émbolo ha bajado y el gas que intenta seguir en la dirección *b* fluiría francamente en la cámara de combustión cuando la depresión producida por el émbolo sea suficiente para dominar su movimiento. Entre tanto se ha cerrado la válvula de escape, y entonces el gas frío llena la cámara de combustión con una gran formación de torbellinos,

rección de circulación y limpian de gases quemados el lado izquierdo de la cámara de combustión en la dirección *b*, para unirse a la dirección de circulación del gas de escape  $a \rightarrow a_1$ .

También se producirán torbellinos en una parte de gas frío, en los bordes del tabique central de la válvula; pero la columna de gas comprimido puede expulsar casi por completo los gases residuales de la pequeña cámara de combustión ( $\epsilon = 11,5$ ), hasta cerrar la abertura de escape, y en el caso de tiempos favorables a calcular. En esto deben jugar un papel importantísimo la velocidad máxima, con la cual se cierra y se abre la válvula, y los periodos favorables de tiempo.

Esta buena expulsión de los gases residuales tiende a la formación de una mezcla gaseosa pura y al mejor contenido térmico posible de la carga,

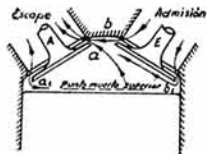


Fig. 18.—Movimiento de gas en un motor de válvulas de platillo en el punto muerto superior.

*a* y  $a_1$ , gas residual que se expulsa; *b* y  $b_1$ , gas frío que entra; *b*, gas frío que se escapa por el cruce de válvulas.

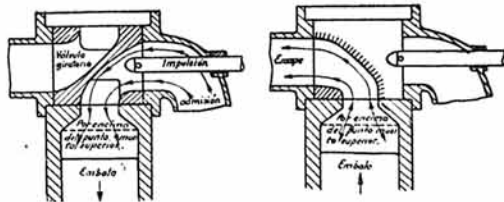


Fig. 19.—Entrada y salida de gases a través de la sección transversal rectangular, sin estrangulaciones de una válvula giratoria.

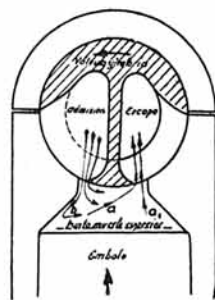


Fig. 20.—Movimiento de gas en el motor con válvulas giratorias en el punto muerto superior.

*a* y  $a_1$ , gases residuales que se expulsan; *b*, gas frío que entra. El tabique central de la válvula giratoria dirige el gas frío de forma que la cámara de combustión quede bien limpia de gases quemados.

tomando contacto con los puntos muy calientes de la cámara, entre ellos las válvulas de escape.

Podemos, pues, establecer que una cierta cantidad de gas residual permanece en la cámara de combustión (grande,  $\epsilon = 6$  a 8), lo cual disminuye la carga, que aún sufre otra pérdida, según vimos, por el efecto bomba del émbolo. Con el peso y calidad de la carga obtenemos más adelante la curva de presión del motor en este sistema de válvulas.

b) *Distribución por válvulas giratorias Cross.* En este sistema los gases fríos se ven obligados a tomar otro camino que en la carrera de distribución por válvulas.

Cuando la abertura de escape empieza a cerrarse, los gases quemados van hacia la salida en la dirección  $a \rightarrow a_1$  (figuras 19 y 20). Tan pronto como se abre el lado de admisión se precipitan los gases fríos contra los gases de escape; pero no se dirigen directamente a la salida por el camino más corto tan fácilmente como en las válvulas de platillo (fig. 18), sino que mantienen, obligados por el tabique central de la válvula giratoria, su di-

recto y puesto que es menor la cantidad de gases frescos necesarios para el barrido, el consumo de carburante será más favorable que con la válvula de platillo con igual compresión.

c) *Distribución por válvulas de corredera Burt.* En las válvulas Burt, de motores "Bristol", el gas frío entra por un lado y sale por el opuesto. En tanto que las ranuras de escape se abren en el PMS., el gas quemado circula por el lado izquierdo del émbolo, desviándose otra parte del gas quemado de la cámara de compresión, colocada en el centro sobre el émbolo (*a* en la fig. 21).

Al abrir la ranura de admisión, el gas frío sigue la dirección del gas de escape hacia el otro lado del émbolo. Por eso el gas frío debe expulsar los gases quemados de la cámara de compresión mediante la formación de torbellinos. Debido a la falta de particularidades en la construcción, no puede comprobarse la eficacia de esta expulsión.

Pero el coeficiente de alimentación no podrá ser tan grande como con la distribución por válvulas giratorias "Cros", porque los gases residuales per-

manecerán en la cámara de compresión con movimientos de retroceso, los cuales disminuirán en la carrera de aspiración la pureza y el coeficiente térmico de la carga. Las pérdidas por el efecto bomba del émbolo son menores que en el caso de

Puesto que se admite que la distribución del gas en cada cilindro proporcionará en el futuro—inyectando gasolina en los cilindros—un rendimiento tan bueno por cada cilindro como en los pequeños monocilindros ya examinados, es por lo que cree-

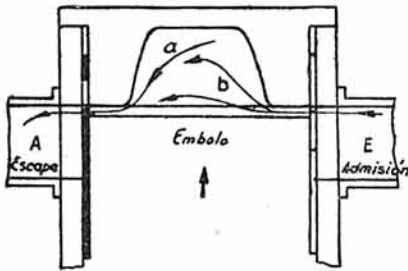


Fig. 21.—Movimiento del gas en el motor con válvulas Burt en el punto muerto superior.

a, gas residual que sale; b, gases fríos que expulsan el gas quemado de la cámara de combustión.

válvulas de platillo, porque la corriente de gas frío puede derivarse más fácilmente en el cilindro.

Hay que admitir que la pérdida en la expulsión es también menor que los motores de válvulas de platillo de igual diámetro, porque la entrada de los gases está siempre separada de la salida por un diámetro, y ésta pérdida es función de la distancia entre las aberturas de admisión y escape, siempre que la corriente no esté orientada. Esta pérdida pequeña de carburante comprueba en parte el pequeño consumo indicado para los motores "Bristol".

De la dirección de la circulación del gas en la válvula Burt se deducen también las desventajas de esta distribución en relación con la capacidad térmica. Puesto que los gases fríos entran siempre a través de las aberturas colocadas a un lado del émbolo, por eso el cilindro de aluminio, la válvula de acero y el émbolo se refrigeran por un lado, mientras que los gases de escape los calientan por el otro, y de ello resulta difícil el conservar la redondez de estos elementos. La capacidad de sobrecarga que admite este motor es también bastante reducida.

2. *Valores límites de la compresión.*—Al examinar los procesos de intercambio de gases en la distribución por válvulas de platillo, encontramos que las temperaturas del carburante en la cámara de combustión son demasiado elevadas y dificultan la carga o aumentan la compresión.

Para obtener un dato sobre la magnitud del grado de compresión ya alcanzado, y sobre el que se alcanzará más tarde en las distribuciones por válvulas de platillo, está dibujada la curva *a* en la figura 22. Esta muestra la dependencia del grado de compresión  $\epsilon$  con respecto a la capacidad del cilindro de los mejores motores con válvulas de platillo.

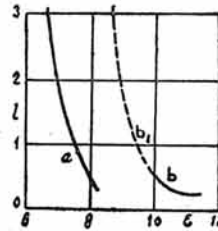


FIGURA 22.

*a* = grado de compresión de motores con válvulas de platillo con I.O. 85, dependiente de la capacidad del cilindro.

*b* = grado de compresión de motores con válvulas giratorias Cross, con I.O. 65 y una capacidad de cilindro de 0,25 - 0,5 litros.

*b*<sub>1</sub> = grado de compresión de motores con válvulas giratorias Cross, con I.O. 74-87 y mayor capacidad del cilindro.

mos puede prolongarse la curva *b* en la forma punteada *b*<sub>1</sub>. Por tanto, parece factible el emplear en unidades mayores los valores límites obtenidos de esta forma para motores con válvulas giratorias Cross.

Por ello deducimos que los motores dotados de válvulas Cross, con cilindradas de 2 a 3 litros, pueden construirse para un grado de compresión  $\epsilon = 9$ , empleando un carburante de 87 I. O.

Mientras no se efectúen ensayos con monocilindros grandes refrigerados por aire, para poder juzgar la capacidad térmica, sólo podemos considerar esta conclusión como teórica. Pero con la seguridad de que por ahora no hay ninguna razón que se oponga a su aceptación. En los motores refrigerados por agua podrá quizá ampliarse la compresión, ya que la evacuación del calor por este medio es más segura que por aire.

Los valores límites de la compresión para los motores con válvulas Burt están situados entre las curvas *a* y *b*<sub>1</sub>.

Para la comparación de estos sistemas de distribución aplicados a motores de avión utilizaremos los trabajos efectuados por O. Kurtz (*Luftwissen*, tomo 4 (1937), núm. 4, pág. 116) sobre motor de avión de gran potencia.

En la figura 23 *a* es la curva de presión del motor con válvula de platillo, la cual desciende rápidamente al pasar el émbolo la velocidad de 12 m/seg., mientras que la curva de presión *d* del motor con válvulas giratorias es horizontal hasta los 16 m/seg. Los valores de las presiones y velocidades del émbolo y del gas pueden verse en el cuadro núm. 1.

En el caso de 12 m/seg. el aumento de la presión útil del motor con válvulas giratorias es ~ 10 por 100, pero si hacemos subir esta velocidad

a 16 m/seg., este incremento sube al 17 por 100 (coeficiente 1,17). Si calculamos los valores de los coeficientes obtenidos, como en el caso de mo-

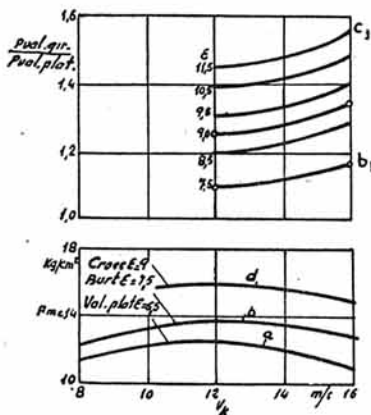


FIGURA 23. (Inferior.)

Presiones medias del émbolo de motores grandes de aviones, dependiente de la velocidad media del émbolo.

- a = motor con válvula de platillo.
- b = motor con válvula de Burt.
- d = motor con válvula giratoria Cross.

FIGURA 23. (Superior.)

Relación de las presiones medias del émbolo en motores con válvulas Cross y Burt ( $b_1$ ), con diferentes grados de compresión.

tores pequeños, y los llevamos a la misma figura, obtenemos la curva  $b_1$ .

CUADRO NÚM. 1

		Válvula de platillo $\epsilon = 6,5$	Válvula Burt $\epsilon = 7,5$
$n = 2.300 \dots$	$p_{me}$	12,7 $\text{kg}/\text{cm}^2$	13,9 $\text{kg}/\text{cm}^2$
	$v_k$	12 m/s	12 m/s
	$v_g$	60 m/s	85 m/s
$n = 3.000 \dots$	$p_{me}$	11 $\text{kg}/\text{cm}^2$	12,9 $\text{kg}/\text{cm}^2$
	$v_k$	16 m/s	16 m/s
	$v_g$	78 m/s	110 m/s

3. Consumo de carburante en motores con válvulas giratorias.—Para dar una idea del consumo que puede esperarse de carburante en motores de gran potencia de avión equipados de válvulas giratorias T. h. Hoock, de Köln, ha reunido algunas curvas que están representadas en la figura 24.

La curva  $a$  representa el consumo de motores pequeños de motocicletas refrigerados por aire y válvulas de platillo.

La curva  $b$  corresponde a motores grandes de aviación, con rendimiento útil mecánico  $\eta_m = 0,82$  y un coeficiente de exceso de aire de  $\lambda = 1,0$ . Para compresiones mayores, sobre las que no existen resultados, se ha prolongado la curva de acuerdo con el rendimiento térmico útil alcanzado.

La curva  $c$  puede alcanzarse por motores pequeños de válvulas giratorias, cuando se llegue a una buena relación entre válvulas y carburador.

La curva  $d$  representa los valores que, según su autor, se alcanzarán con motores de gran potencia con  $\epsilon = 8$ , hasta 10, cuando este sistema alcance algún desarrollo.

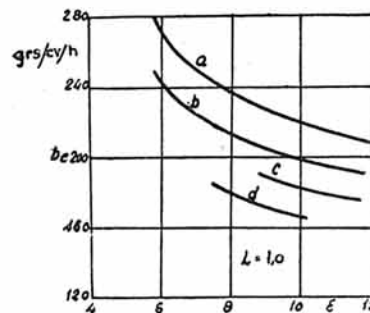


Fig. 24. — Consumo específico de carburante, dependiente del grado de compresión.

- a = motores pequeños con válvulas de platillo.
- b = motores grandes con válvulas de platillo.
- c = motores pequeños con válvulas giratorias Cross.
- d = motores grandes con válvulas giratorias Cross.

Materiales y fabricación.

La válvula de escape y el muelle de la válvula son los dos elementos de la distribución más difíciles de construir, de los cuales la primera necesita una minuciosidad grande en la elección de material a emplear en su fabricación, y el segundo requiere todavía una considerable labor de investigación hasta llegar a su logro.

1. Válvulas de escape.—Las condiciones extraordinariamente difíciles, bajo las cuales deben trabajar las válvulas de escape, son de naturaleza térmica, mecánica y química, que en virtud del desarrollo y mejora constante de combustibles y motores han sufrido en estos últimos años un considerable aumento de importancia, especialmente desde el punto de vista térmico y químico.

Su posesión requiere propiedades determinadas del material:

- Resistencia al calor.
- Resistencia al desgaste.
- Resistencia a la inflamación y corrosión, y
- Conductibilidad térmica.

Los estudios efectuados sobre el ciclo térmico de un motor admiten como temperaturas de servicio la válvula de escape, del orden de 750° a 830°, y todavía mayores. También se ha demostrado (*Flugmotoren Baustoffe ATZ*, 1937, pág. 305) que al aumentar  $\epsilon$  disminuye la temperatura, así como que éstas alcanzan un máximo en las proximidades de la relación teórica de la mezcla, mientras que disminuyen tanto con el exceso de aire como con el exceso de combustible. En los motores de potencia elevada se ha observado que la temperatura alcanzada es algo menor.

Ya que en un mismo material no pueden encontrarse todas las propiedades a la vez, desde el punto de vista técnico de la aleación, se han valorado para formar una escala de importancia en cada caso.

Por tener que realizar su trabajo a una temperatura elevada, como hemos dicho, las válvulas de escape necesitan aceros apropiados que reúnan las siguientes condiciones esenciales: tener dureza y resistencias suficientes a alta temperatura, no perder el tratamiento térmico por los calentamientos que supone la temperatura de trabajo, y resistir la acción oxidante y corrosiva de los gases de escape.

Para lo primero necesitamos aceros a base de tungsteno o cromo, que dan buenas características mecánicas a altas temperaturas.

Para lo segundo, los puntos críticos de estos aceros han de ser altos, a fin de que las temperaturas de los tratamientos sean más elevadas que las de trabajo. Así, pues, habrán de estar por encima de los 1.000°, para templar a más de 1.000° y revenir por lo menos a 800°. Para conseguir esto, los aceros deberán contener elementos como molibdeno, silicio, etc., que elevan los puntos críticos.

Para lo tercero, deberán también poseer cromo o níquel para resistir la corrosión y la oxidación.

En virtud de todo ello (Coronel Calvo, *P. Metalotécnico*, 1943), para esta clase de válvulas podremos emplear los aceros cromo-tungsteno o molibdeno, y cromo-níquel-tungsteno, y mejor este último por la mayor resistencia que le da el níquel, tanto mecánica como a la corrosión.

Los inconvenientes de la alta densidad de los aceros anteriores, para una pieza de movimiento alternativo con grandes aceleraciones, se ha evitado gracias a las investigaciones de Grard sobre los aceros al cromo-silicio, en los cuales una pequeña adición de tungsteno o molibdeno basta para darles características mecánicas considerables a altas temperaturas. Son mucho más ligeros que los anteriores; son inoxidables y tienen sus puntos críticos entre 1.000° y 1.500°. La T. N. A. los ha denominado C-5; se templan a 1.050° en aceite y se revenen a 800°.

Bristol endurece la superficie de la válvula en contacto con la cámara de combustión con una aleación con gran contenido de níquel (M. Christian, *ATZ*, 1938, pág. 153). Indudablemente los aceros austeníticos son malos conductores del calor, y no es posible un perfeccionamiento técnico de la conductibilidad térmica en la aleación; pero afortunadamente esto no tiene gran importancia, ya que los ensayos que se han efectuado con ellos han

demostrado que no es de esperar gran disminución de temperatura en las válvulas, empleando materiales de mayor conductibilidad térmica (E. W. Young, *SAE-J*, 1936, pág. 234). Un ejemplo de ello lo constituyen los aceros perlíticos de gran conductibilidad térmica, que bajo condiciones experimentales iguales hacen que la temperatura de la válvula se eleve aproximadamente al mismo valor que los anteriores.

En cambio, tiene particular importancia la conducción del calor desde el platillo al vástago y desde aquí a la culata del cilindro, por medio de una refrigeración interior de la válvula. Para esto se emplea, generalmente, el sodio por su bajo punto de fusión, carente de tensiones, y su gran conductibilidad térmica. La cavidad que le sirve de alojamiento abarca solamente el vástago, o el vástago y el platillo. La forma que Wright da a esta cavidad produce una disminución de temperatura en la parte central de la cámara de combustión (C. G. Williams, *Autom-Engineers*, 1934, números de junio y julio).

Finalmente, tiene también una importancia grande la concordancia entre los materiales de la válvula, guía y asiento, para los que han dado muy buen resultado el P Br R-5 (bronce rojo 555) y el P Br E-8 para las guías, y el C-3 para los asientos.

2. *Muelles de válvulas.*—Las sollicitaciones elevadas que sufren los muelles de las válvulas requieren del material de que están fabricados una gran resistencia variable. Los aceros al carbono, fundidos con gran pureza, por ejemplo los suecos, empleados en general, son bastante buenos en cuanto al material se refiere.

Las causas de rotura de muelles hay que buscarlas principalmente en la fabricación del alambre y del muelle. La forma de laminación tiene una gran influencia, pues sus defectos no desaparecen en el proceso posterior de fabricación del muelle. En cambio, la influencia del estirado parece no ser tan grande.

La mayoría de los muelles de válvulas se fabrican, como ya se sabe, de manera que el alambre se temple después de laminado y estirado, y que el muelle se forma del alambre templado. Se conocen también muelles, por ejemplo los muelles Poldi, los cuales—fabricados de aceros aleados—se bonifican posteriormente hasta conseguir el muelle deseado. Tienen el inconveniente de su escaso radio de carga, lo cual les hace inadecuados para su uso en Aviación, a causa del gran número de vibraciones propias que requieren.

Actualmente se ha dado un paso más en esta delicada fabricación, disminuyendo mediante el procedimiento de "chorro de esfera" la considerable sensibilidad superficial con que salía el alambre de su temple en aceite.

### Conclusión.

Los caminos que conducen a las grandes relaciones entre el rendimiento y la cilindrada no son de la misma naturaleza en su acción recíproca respecto al proceso de intercambio de gases. La admisión varía el proceso, y éste, a su vez, limita el

número de revoluciones. En cambio, el medio que ofrece la distribución por válvulas en cuatro tiempos para mantener pequeñas las pérdidas en el proceso de intercambio de gases, tiene, por regla general, el mismo significado en los dos casos.

Estos dos caminos que ya aludíamos al principio (aumento del número de revoluciones y de la admisión), requieren, además de grandes secciones de paso, ángulos mayores de apertura. Estos permiten ampliar los límites del número de revoluciones mediante una pequeña sollicitación mecánica en la construcción y distribución.

Los conocimientos sobre el proceso de admisión han sido ampliados por un número considerable de ensayos. Pero queda todavía por aclarar la variación que experimenta la relación sección admisión, sección escape, especialmente por lo que se refiere a la elevación. También necesita todavía una mayor aclaración la influencia que ejerce la temperatura del aire en la admisión y el grado de carga sobre el coeficiente de alimentación.

En el estudio de las variaciones de la relación antes citada, hemos visto las dificultades que surgen para el aumento del número de revoluciones a consecuencia de los numerosos factores que en ellas concurren. Para este estudio se utilizaron las pruebas efectuadas en cilindros de capacidad comprendida entre 0,5 y 4,0 litros, que comprenden la casi totalidad de las cilindradas utilizadas actualmente. Se ha buscado una magnitud teórica como expresión de la velocidad media del gas, de una forma sencilla y aplicable a los diferentes diagramas de elevación, y con su ayuda se han calculado los números límites de revoluciones en relación a todos los factores que interesan.

Para aclarar la influencia del muelle de la válvula, que tiene especial importancia en la limitación del número de revoluciones, se ha establecido la magnitud teórica que llamamos "carga máxima del muelle", dada por la expresión

$$n_{\text{motor}} \cdot h_{\text{válvula}} = \text{constante}$$

con el radio de carga como parámetro. Con la ayuda de esta carga máxima del muelle, se han hallado los actuales números límites de revoluciones para diferentes cilindradas, así como los números límites de revoluciones de la leva.

Con esto resulta que se consiguen hoy en día números de revoluciones que se acercan en muchos casos al límite  $n \cdot h = 3.100$ .

Los motores con árbol de levas, de cilindrada unitaria menor que un litro, deberían perfeccionar su distribución actual, ya que alcanzan el límite del muelle de la válvula con velocidades del émbolo de unos 16,5 m/seg. En cambio, los cilindros mayores admiten aún una mayor velocidad que ésta.

En cuanto a materiales, no es grandemente necesario el conseguir perfeccionamientos en la calidad de la aleación de que se fabrica el muelle de la válvula; es más bien deseable este perfeccionamiento en los procesos de fabricación del alambre y del muelle. Los aceros actuales, con su endurecimiento superficial, se encuentran aún en buenas condiciones para soportar otro aumento de potencia.

Finalmente, podremos decir que la distribución por válvulas en cuatro tiempos aumenta continuamente sus posibilidades y se adopta sucesivamente a las nuevas exigencias. Pero es preciso no perder de vista a la distribución Burt, a la que debemos darle la importancia que se merece, sobre todo pensando en un posible desarrollo, dada la sencillez y economía de su fabricación.

La válvula giratoria Cross no ha salido todavía de su fase experimental.

## BIBLIOGRAFIA

- TANAKA: *Aeron. Research Institute*. Rep. números 50 y 61, 1929; núm. 67, 1931.
- K. SCHLAEFKE: *ATZ*, 1933, pág. 28.
- F. S. DÜSENBERG: *SAE-J* (1928), pág. 589.
- HUSSMANN: *Jahrbuch*, P. II, 91.
- A. SWAN y L. G. SAVAGE: *Engineering Research Spec. Rep.* núm. 10, 1928.
- C. G. WILLIAMS: *Autom. Engineers*, 1934, junio y julio, y *ATZ*, 1934, pág. 454.
- E. LEHR: *D. V. L. Bericht*, núm. 266, 1931.
- SCHRENK, Z.: *VDI. T. 77* (1933), pág. 458.
- Cor. CALVO: *P. Metalotécnico*, 1943.
- Eterhorst *MTZ*, 1941.
- Schmidt *Luftfahrtforschung*, 1939.
- R. DEVILLIERS: *Le Moteur d'explosion*, 1931.
- R. R. BANKS: *Moteurs d'Aviation modernes et Carburants*, 1937.
- Aircraft Engineering*, 1933-1935-1943.
- Junge Aircraft Engines*. T-1, 1941.
- E. S. TAYLOR: *N. A. C. A. Rep.* 390, 1931.
- O. W. SCHMIDT y A. W. YOUNG: *N. A. C. A. Techn. Note* 406, 1932.
- O. KURTZ: *Luftwissen*. T-4 (1937), núm. 4.
- F. A. F. SCHMIDT: *Jahrbuch*, 1937. P. II-36.