

Influencia de las masas sujetas a movimientos alternativos en los motores de explosión

I

Con motivo de un ejercicio realizado por los alumnos del Politécnico de Zurich, sobre influencia de las masas sujetas a movimientos alternativos y estudio de los esfuerzos producidos en los puntos muertos, el profesor de Termotecnia de la Escuela, D. José Cebada, me facilitó el desarrollo de este tema, hecho por un alumno del Politécnico.

Estimándolo incompleto, y por indicación del profesor Sr. Cebada, escribo las siguientes notas, aplicando el tema especialmente al motor de explosión, por ser dicho motor objeto de ensayos frecuentes en el Laboratorio de nuestra Escuela.

II

La ecuación que define la posición del émbolo o fracción de carrera en función del ángulo α descrito por la manivela es:

$$x = l + r - r \cos \alpha - l + BC. \quad BC = \frac{AB^2}{2l - BC} = \frac{r^2 \sin^2 \alpha}{2l - BC} \sim \frac{r^2 \sin^2 \alpha}{2l}$$

y llamando λ la relación entre las longitudes de biela y manivela

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad BC = \frac{1}{2} \lambda r \sin^2 \alpha$$

y

$$x = r(1 - \cos \alpha) \pm \frac{1}{2} \lambda r \sin^2 \alpha = r \left[1 - \cos \alpha \pm \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \alpha \right]$$

El signo — corresponde a la carrera ascendente del émbolo.

Si el eje geométrico del árbol no está situado exactamente en prolongación del eje del cilindro, resulta la carrera C' mayor que $C = 2r$; representando por m la mínima distancia entre ambos ejes, resulta:

$$C' = \sqrt{(l+r)^2 - m^2} - \sqrt{(l-r)^2 - m^2}$$

La diferencia $C' - C$ no tiene importancia en la práctica; pues, por ejemplo, para

$$m = \frac{1}{2} r \text{ y } \lambda = \frac{1}{5} \text{ resulta } C' = 2,01 r \text{ y } C' - C = 0,01 r$$

y para

$$m = r \text{ y } \lambda = \frac{1}{5} \text{ » } C' = 2,04 r \text{ y } C' - C = 0,04 r.$$

Supuesta uniforme, la velocidad lineal del botón de la manivela vale

$$v = r\omega = r \times \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi r n}{30};$$

la ley de variación de la velocidad del émbolo será:

$$c = \frac{dx}{dt} = r \left[\sin \alpha \pm \frac{1}{2} 2\lambda \sin \alpha \cos \alpha \right] \frac{d\alpha}{dt} = r\omega \sin \alpha [1 \pm \lambda \cos \alpha]$$

y la ley de variación de las aceleraciones:

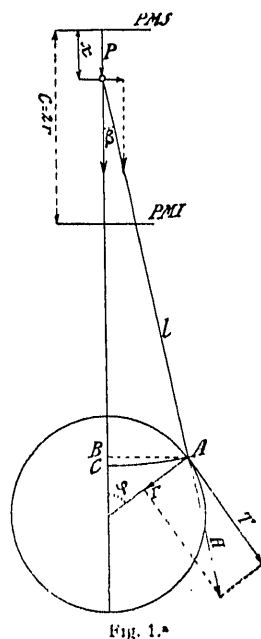
$$b = \frac{dc}{dt} = r\omega^2 (\cos \alpha \pm \lambda \cos 2\alpha)$$

siempre en la hipótesis de un movimiento de rotación uniforme de velocidad angular,

$$\omega = \frac{\pi n}{30}$$

a la cual corresponden

$$n = \frac{30\omega}{\pi} \text{ r. p. m.}$$



Llamando P el peso de las masas sujetas a movimientos alternativos y S la sección del émbolo, tendremos que la presión referida a un centímetro cuadrado de superficie del émbolo debida a la aceleración de las masas en movimiento alternativo será:

$$p = \frac{P_0}{g} b = r\omega^2 \frac{P_0}{g} (\cos \alpha \pm \lambda \cos 2\alpha) \text{ kg/cm}^2$$

siendo $P_0 = \frac{P}{S}$ el peso de dichas masas por centímetro cuadrado de émbolo.

Y como

$$\omega = \frac{\pi n}{30}$$

resulta definitivamente:

$$p = r \frac{\pi^2 n^2}{30^2} \frac{P_0}{g} (\cos \alpha \pm \lambda \cos 2\alpha) \sim \left[\frac{n}{30} \right]^2 P_0 r (\cos \alpha \pm \lambda \cos 2\alpha) \quad [1]$$

Y para las posiciones límites del émbolo

$$p_0 = \left(\frac{n}{30} \right)^2 \frac{C}{2} P_0 (1 \pm \lambda) \text{ kg/cm}^2$$

Según la ecuación [1] la presión p depende del peso P_0 de las masas en movimiento alternativo por centímetro cuadrado de superficie de émbolo y del cuadrado de la velocidad angular.

En los motores de explosión de aplicación al automóvil, P_0 varía generalmente entre $\begin{cases} 0,020 \\ 0,045 \end{cases}$ debiendo tenerse en cuenta que P representa el peso del émbolo, eje del pie de la biela y la parte de ésta cuyo movimiento se considera como si formase parte del émbolo ($1/2$ a $2/3$ del peso de la biela).

En los motores de régimen rápido es necesario aligerar todo lo posible las piezas anteriores; por tal motivo, los émbolos de fundición, corrientemente empleados en los motores de automóvil, van siendo sustituidos por émbolos de aleación de aluminio, cuyo peso es, aproximadamente, el tercio de los primeros,

o, como generalmente ocurre en los motores de aviación, por émbolos de acero, cuyo peso es todavía inferior a los de aleación de aluminio.

Para un diámetro máximo de émbolo de 120 mm, la sección del mismo será

$$S = \frac{\pi^2}{4} D^2 = 0,785 D^2 \sim 120 \text{ cm}^2$$

y para uno mínimo de 60 mm, la sección será igualmente $S = 0,785 D^2 \sim 30 \text{ cm}^2$; y según los valores anteriores de P_o el peso de las piezas sujetas a movimiento alternativo puede variar entre 500 gramos y 6 kilogramos.

Si consideramos como motores de régimen lento aquellos cuya velocidad de rotación es inferior a 1 200 r. p. m., y de régimen rápido si giran de 2 500 r. p. m. en adelante, admitimos para λ el valor normal $\lambda = 1/5$ y suponemos una carrera máxima de 160 mm, la presión máxima debida a la aceleración de las masas en el punto muerto superior será:

En régimen rápido:

$$p = \left[\frac{2500}{30} \right]^2 \times 0,08 \times 0,02 \times \frac{6}{5} = 13 \text{ kg/cm}^2$$

En régimen lento:

$$p = \left[\frac{1200}{30} \right]^2 \times 0,08 \times 0,045 \times \frac{6}{5} = 7 \text{ kg/cm}^2$$

Si la presión de los gases contenidos en el cilindro es p_i , la presión eficaz sobre el émbolo es $p_i - p_b$

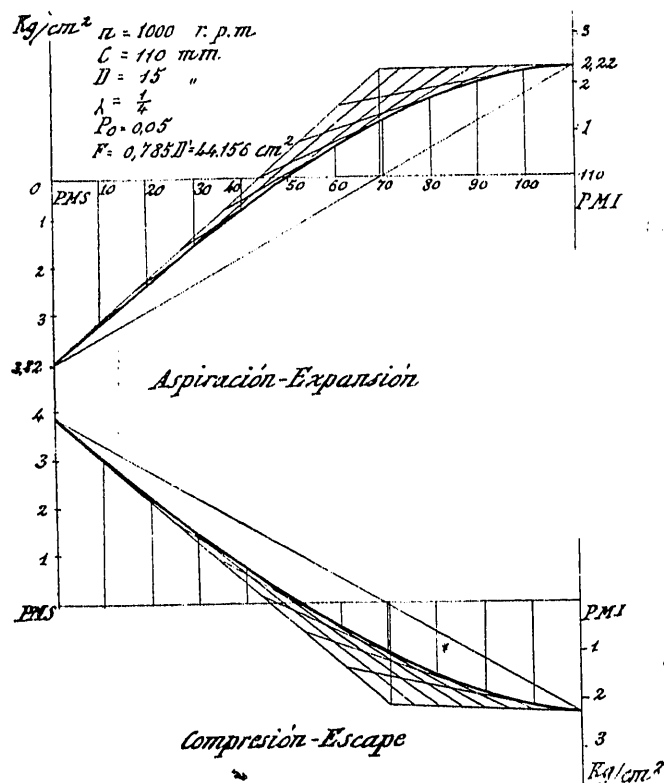


Fig. 2.ª y 3.ª

durante el período de aceleración de las masas, y $p_i + p_b$ durante el retardo de las mismas; como, sin embargo, la suma algébrica de los trabajos de la aceleración correspondientes a ambos períodos es nula,

¹ $D = 75 \text{ mm}$, en lugar de $D = 15$ que dice el grabado.

resulta la potencia del motor dependiente únicamente de p_i .

En las figuras 2.ª y 3.ª están representadas las parábolas de la aceleración debida a las masas en las dos carreras.

III

En la figura 4.ª se reproduce el diagrama de trabajo obtenido en el Laboratorio de ensayos de motores de combustión para el motor a que anteriormente nos hemos referido al determinar las leyes

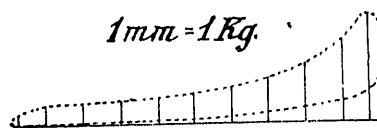


Fig. 4.ª Diagrama n.º 1

de variación de las presiones debidas a la aceleración de las masas, y cuyas características son las siguientes:

$$\begin{aligned} C &= 110 \text{ mm.} & \lambda &= \frac{1}{4} = 0,25 \\ D &= 75 \text{ mm.} & P_o &= 0,05 \\ n &= 1000 \text{ r. p. m.} & F &= 44,156 \text{ cm}^2. \end{aligned}$$

Por medio del planímetro Amsler número 6, especialmente construido para obtener la ordenada media en los diagramas de los indicadores, se obtiene rápidamente el área del diagrama y la longitud de su ordenada media. El cociente de esta ordenada por la escala del resorte empleado en el indicador nos determina el valor de la presión media.

Conviene, al planimetrar el área del diagrama, dar dos vueltas con el planímetro a su contorno y dividir el resultado por dos; de este modo hemos comprobado una mayor apreciación en el resultado.

Un cálculo más exacto se obtiene del diagrama de trabajo empleando el sencillo método de Wagener. Se divide la longitud del diagrama en 10 partes iguales, y en la cuarta parte de estas décimas, en cada extremo, se levantan las ordenadas finales $\left\{ \begin{matrix} Y_0 \\ Y_{10} \end{matrix} \right\}$ y en los puntos de división colocados entre ellos se levantan las ordenadas $Y_1, Y_2, Y_3, Y_4, Y_5, Y_6, Y_7, Y_8, Y_9$. Con ello se obtiene 11 ordenadas; si $h = 1/10$ de la longitud del diagrama en mm, según la fórmula de Wagener, la superficie del diagrama será:

$$F = h \left[\frac{Y_0 + Y_{10}}{2} + Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4 + Y_5 + Y_6 + Y_7 + Y_8 + Y_9 \right]$$

En nuestro caso, por ejemplo, $F = 216,25$.

Dividiendo la superficie por la longitud del diagrama se obtiene como longitud media de ordenada:

$$\frac{F}{4} = \frac{216,25}{50} = 4,325 \text{ mm.}$$

La escala del muelle correspondiente es de 1 mm = 1 kg; por tanto, la presión media indicada es:

$$p_1 = \frac{4,325}{1} = 4,325 \text{ kg/cm}^2.$$

La potencia en una cara del émbolo

$$N_1 = \frac{4,325 \times 44,156 \times 0,11 \times 500}{60 \times 75} = 2,33 \text{ C. V.}$$

y la total del motor

$$N_1 = 2,33 \times 4 = 9,32 \text{ C. V.}$$

Según se aprecia en el diagrama número 1, las líneas de admisión y de escape no están muy separadas una de otra en proporción a la altura del diagrama, sino que prácticamente y a causa de la altura de la raya se confunden una con otra; cuando se

Fig. 5.^a Diagrama núm. 2 con muelle débil

quieran presentar claramente las dos líneas para observar el modo de trabajar de las válvulas de admisión y de escape, así como también para la expansión y compresión de la parte de baja presión, se utilizan diagramas de muelle débil, por ejemplo, muelles de 5 a 15 mm-kg; ejemplo, figura del diagrama número 2.

Entonces el émbolo del indicador, al llegar al período de mayor presión, tropieza en la parte superior y dibuja aquí una línea recta horizontal, mientras que en el período de baja presión, esto es, durante la admisión y el escape, representa claramente y aumentado el proceso que corresponda.

IV

El esfuerzo tangencial sobre el botón de la manivela es:

$$T = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

siendo P la presión sobre el émbolo $P = p_1 0,785D^2$ y α y β los ángulos descritos por la manivela y biela respectivamente. En la figura 6.^a está representado

el diagrama de esfuerzos tangenciales, en las distintas emboladas, del motor objeto de nuestro estudio. Para su trazado hemos obtenido, primero, las leyes de variación de presiones sobre el émbolo, desarrollando el diagrama de trabajo del indicador, representando sobre una misma línea y unas a continuación de otras las sucesivas emboladas, cuya línea, considerada como eje de abscisas, sirve de base para trazar las ordenadas representativas de las presiones que obran sobre el émbolo y de las debidas a la aceleración de las masas para las distintas posiciones de aquél.

En estos diagramas las líneas de trazos representan las variaciones de la presión ejercida sobre el émbolo por los gases; en las líneas llenas se ha tenido en cuenta la influencia de las masas en movimiento, cuyo efecto favorable salta a la vista, especialmente en el tercer período, en el que proporciona una notable constancia en la presión.

En los tiempos 1.^o y 4.^o las fuerzas de inercia de aquellas masas no son absorbidas por la presión de los gases contenidos en el cilindro, produciéndose durante dichos tiempos presiones sobre el botón de la manivela alternativamente positivas (de aceleración) y negativas (de retardo).

Del examen de las mismas figuras se deduce que el esfuerzo tangencial máximo vale en nuestro caso $T'_m = 7 \text{ kg/cm}^2$, sin tener en cuenta las fuerzas de inercia, y $T_m = 5,2 \text{ kg/cm}^2$, teniendo dichas fuerzas en cuenta, y que este valor máximo de T corresponde, aproximadamente, a un ángulo $\alpha = 35^\circ$ y a un recorrido del émbolo del 8-10 por 100 de su carrera.

V

La presión sobre el émbolo $P = p_1 0,785D^2$ desarrolla un esfuerzo lateral debido a la oblicuidad de

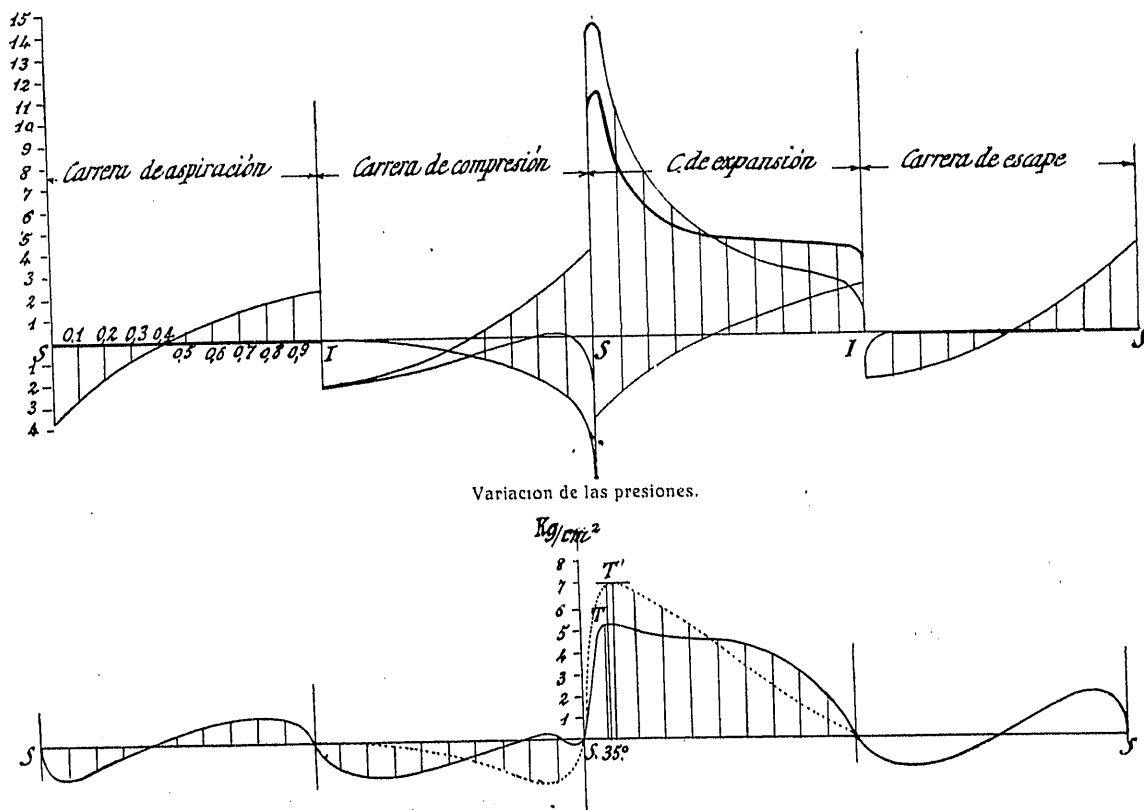


Fig. 6.^a Variación de los esfuerzos tangenciales.

la biela que vale

$$N = P \operatorname{tg} \beta$$

Y el esfuerzo según la biela es

$$H = \frac{P}{\cos \beta}$$

la diferencia entre P y H es, no obstante, para las longitudes usuales de biela de estos motores, tan pequeña, que puede despreciarse sin inconveniente y admitir la igualdad de ambas magnitudes.

El esfuerzo N o presión lateral del émbolo es, pues, tanto mayor cuanto más elevada es la presión de los gases que actúan sobre él y cuanto más inclinada se halla la biela con respecto al eje del cilindro.

Cuanto más elevada es dicha presión lateral, mayores son las fuerzas de rozamiento que se producen entre el cilindro y el émbolo durante el movimiento de éste. Para vencer dichas fuerzas es necesario gastar una cierta energía, por lo cual ha de procurarse reducir al mínimo dicho rozamiento.

La figura 7.^a representa las leyes de variación de la presión lateral durante los períodos de compresión y expansión en un cilindro, del motor objeto de nuestro estudio, y cuyo diagrama dinámico medio está también representado en la misma figura en su parte superior.

Las líneas de trazo fino se refieren a la presión sobre el émbolo, sin tener en cuenta los esfuerzos de inercia, cuya influencia sobre N hacen ver las líneas de puntos; sumando algébricamente las ordenadas de ambas curvas se obtienen las de trazo grueso, que representan las variaciones efectivas de la presión lateral en la correspondiente carrera del émbolo.

Para los períodos de aspiración y escape, las líneas de puntos dan las variaciones de la presión lateral, siempre que se consideren despreciables las resistencias de carga y descarga, es decir, que en estos períodos la presión lateral procede exclusivamente de los esfuerzos de inercia de las piezas en movimiento alternativo.

Como resultados numéricos importantes, que se deducen del examen de los diagramas de la figura 7.^a, citamos los siguientes:

a) Sin tener en cuenta los efectos debidos a la aceleración de las masas:

La presión lateral máxima tiene lugar durante la carrera de expansión y vale $N = 0,075P_2$, siendo

$P_2 = p_2 \times 0,785D^2$ y p_2 igual a la presión máxima de combustión, y el émbolo ha recorrido del 10 al 12 por 100 de la carrera.

b) Teniendo en cuenta la aceleración de las masas:

La presión lateral máxima tiene lugar durante la carrera de expansión y vale $N' = 0,065P_2$ y para el 65 al 70 por 100 de la carrera.

Se ve que en todo caso $N > N'$, y, por tanto, con relación a aquélla habrán de dimensionarse los correspondientes elementos del motor.

La ecuación $N = P \operatorname{tg} \beta$ conduce inmediatamente a dar pequeños valores a β , si se quiere que los de N no sean muy elevados;

pero ello es sólo posible con bielas excepcionalmente largas, que aumentan extraordinariamente el peso y volumen del motor y tienen graves inconvenientes constructivos.

Otro procedimiento para disminuir los esfuerzos oblicuos de la biela consiste en descentrar el motor. El mecanismo biela-manivela desaxiado ya se ensayó en los primitivos motores de gas, y modernamente se ha recurrido a esta disposición en algunos motores ligeros para automóvil, sin obtener con ello ninguna ventaja esencial.

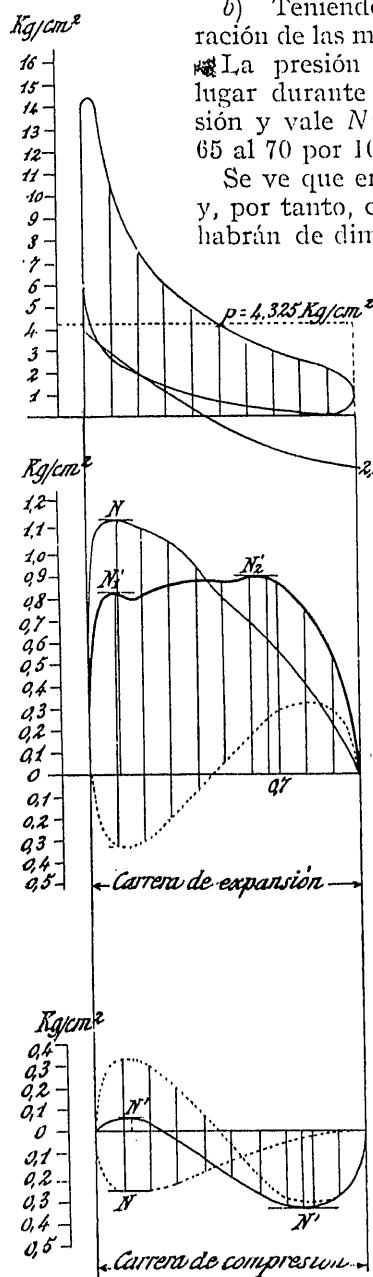


Fig. 7.^a Variación de las presiones laterales en un motor monocilíndrico.

José CÁMARA RICA
Alumno de la Escuela de C. C. y P.

Revista de Revistas

La catástrofe ocasionada por la rotura de la presa de San Francisquito (Los Angeles)

En la noche del 12 de marzo del año actual se ha producido la rotura de una presa de embalse para abastecimiento de aguas de la ciudad de Los Angeles (California), originando una catástrofe espantosa, en la que llega el número de muertos y desaparecidos a cuatrocientos cincuenta.

De la revista *Engineering News Record* (números de 22 y 29 de marzo) tomamos los datos que a continuación se exponen.

La presa era del tipo de gravedad con forma curva en planta, y estaba construida con hormigón. En el mo-

mento de la rotura el embalse estaba completamente lleno; se estima que las aguas llegaron a alcanzar una velocidad de 6,60 m. por segundo. La capacidad del embalse era aproximadamente de 46 millones de metros cúbicos.

La figura 1.^a representa la presa antes de la rotura, estando marcada en ella la parte que quedó en pie. En la figura 2.^a se destaca perfectamente la parte que no cayó.

La presa y su cimentación.

El proyecto se hizo como presa de gravedad, pues aunque se la dió en planta la forma de arco de círculo de 150 m. de radio, no se tuvo en cuenta en los cálcu-