

30.1.- Cigüeñal, materiales y forma de construcción

El árbol motor o cigüeñal se apoya por medio de dos o más gorriones en los soportes y recibe la acción motriz de las bielas a través de las muñequillas de los codos.

Las bielas transmiten un esfuerzo variable; las distintas secciones del cigüeñal están solicitadas a flexión y a torsión, con fatigas que son variables.

Así pues si queremos lograr una mayor utilización del material haremos que sobre cada codo del cigüeñal actúen varias bielas. Este montaje se emplea en los motores en estrella y en V o W.

El equilibrado dinámico debe ser lo más perfecto. Se deben además evitar grandes flexibilidades, para que no entre en resonancia con las fuerzas que le solicitan, tanto a flexión como a torsión.

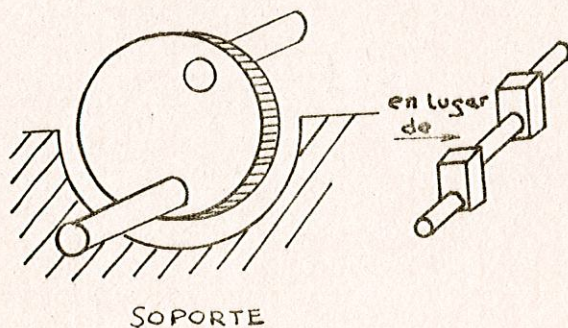


Fig. 30.1

Los cigüeñales se hacen de acero especial forjado o de fundición de bajo contenido en carbono. El forjado es siempre delicado, pues hay que conservar las fibras del metal, sin que se presenten interrupciones. También se cuidará de que las uniones de las distintas partes sean redondeadas para así evitar las concentraciones de fatigas.

El cigüeñal tiene conductos que conducen el aceite para la lubricación.

Hay cigüeñales con brazos circulares que a través de cojinetes sirven de apoyos (Fig. 30.1).

Otros como los de aviación constan de varias piezas, pero es difícil dar al conjunto la rigidez necesaria. El par motor se transmite de un extremo del cigüeñal por medio de un acoplamiento rígido o elástico.

Los cigüeñales llevan contrapesos de equilibrado y amortiguadores de vibraciones.

30.2.- Fuerzas de inercia procedentes de la biela.- Composición de fuerzas que actúan sobre el cigüeñal.

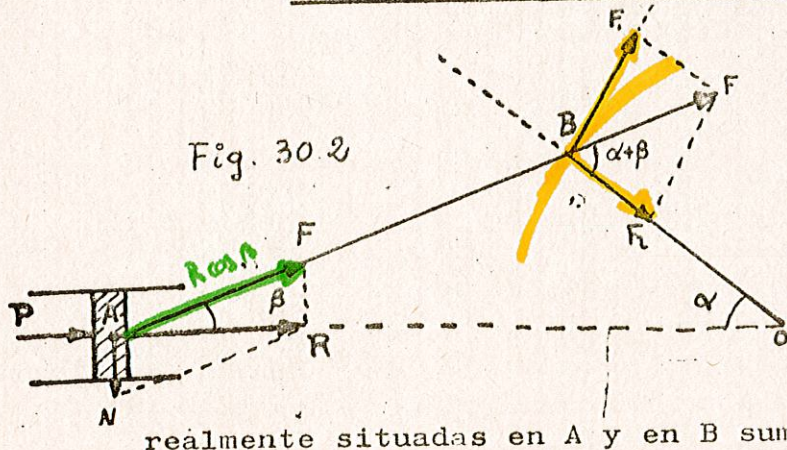


Fig. 30.2

Ya vimos que la masa de la biela se puede suponer descompuesta en dos masas, situadas una en la cabeza de la biela B y otra en el pie A. Para las consideraciones dinámicas que tengamos que hacer, estas masas actuarán como

realmente situadas en A y en B sumándose a las realmente situadas en tales posiciones.

Por consiguiente en el punto A podemos suponer que existe una masa igual a la del pistón más la masa oscilante de la biela que se mueve siguiendo la ley de movimiento del punto A. A efectúa un movimiento que ya estudiamos y sufre unas aceleraciones cuya ley de variación vimos, luego la masa situada en A produce una fuerza de inercia cuya variación durante un ciclo motor tenemos en la fig.30.3

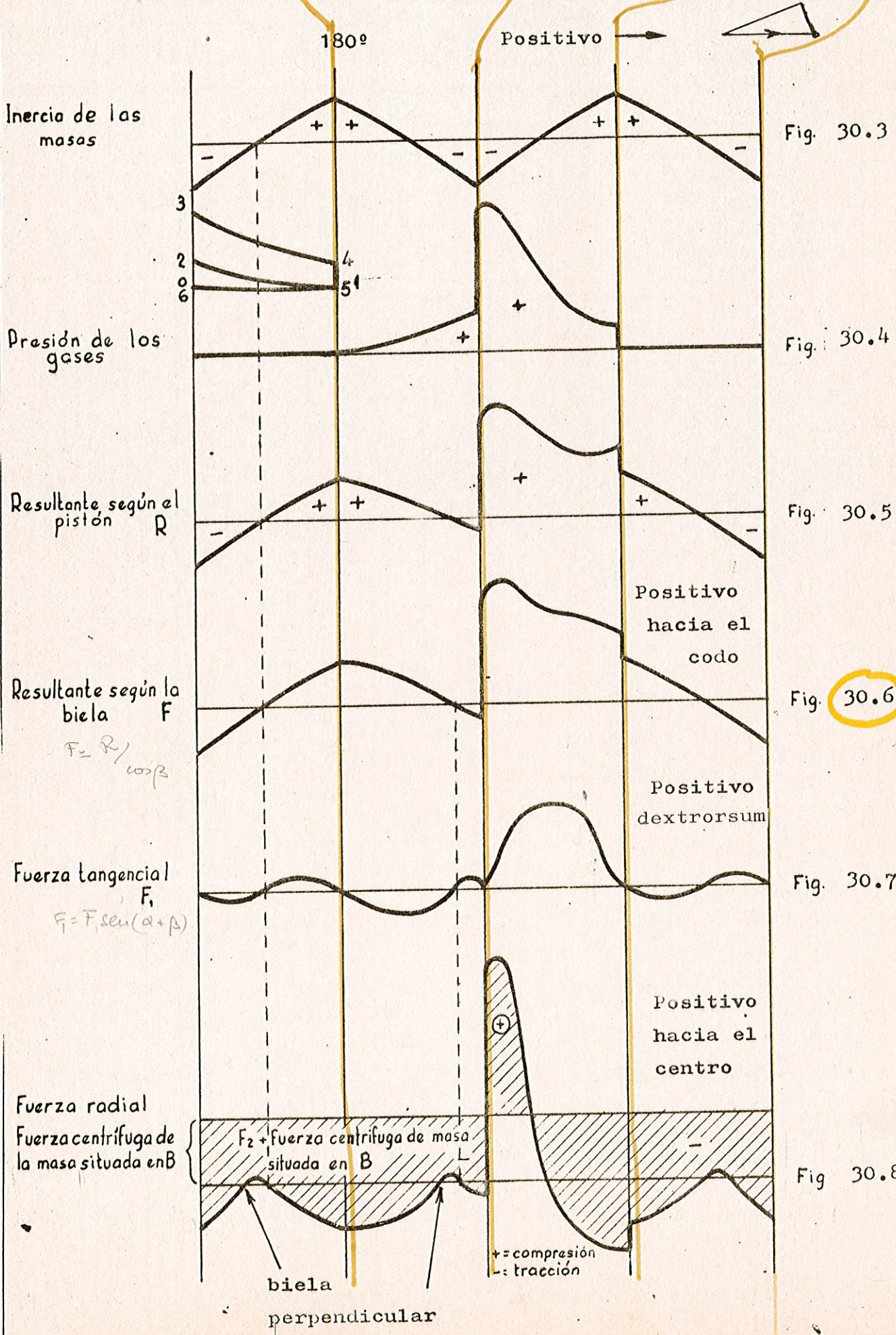
Además de la fuerza de inercia actúa en A la fuerza P debida a la presión de los gases y entre las dos producen la fuerza R que actúa en la dirección AO. Como P es igual a la sección del pistón por la presión de los gases, podemos conocer su ley de variación para un ciclo motor. En la fig. 30.4 la vemos representada para un motor de explosión de 4 tiempos.

En las figuras 30.3 y 30.4 hemos señalado con el signo más los espacios durante los cuales las fuerzas actúan en sentido AO. En la fig.30.5 tenemos la ley de variación de R, suma de las dos anteriores.

La fuerza R se descompone en dos: una N que la soporta el cilindro y otra  $F = R/\cos \beta$  que actúa sobre el cigüeñal en la dirección del eje de la biela. Como conocemos la forma en que varía  $\cos \beta$ , para un juego de biela manivela determinado, durante un ciclo motor, podemos hallar la ley de variación de F (fig 30.6).

La fuerza F actuando en B se puede descomponer en una radial y otra tangencial tales que:

# Aspiración Compresión Expansión Escape



$$F_1 = F \operatorname{sen} (\alpha + \beta) \text{ tangencial}$$

$$F_2 = F \operatorname{cos} (\alpha + \beta) \text{ radial}$$

Conociendo como conocemos las leyes de variación de  $F$ ,  $\operatorname{sen} (\alpha + \beta)$  y  $\operatorname{cos} (\alpha + \beta)$  podemos trazar los diagramas de variación de  $F_1$  y  $F_2$  durante un ciclo motor ( figs. 30.7 y 30.8 )

De la fuerza  $F_2$  se resta la fuerza centrífuga de la masa giratoria situada en B (masa giratoria de la biela más masa del codo del cigüeñal) que es constante en magnitud si el cigüeñal gira con velocidad uniforme, y esta resta nos mide el valor de la fuerza radial durante un ciclo motor (30.8).

### 30.3.- Cálculo de gorriones principales del cigüeñal.

Se basa en el cálculo de la long.  $l$  y del d. para 3 condiciones  
 Para el cálculo general de gorriones principales, hemos de tener en cuenta las tres condiciones siguientes:

- 1º) El calor desarrollado por el trabajo de rozamiento, no debe sobrepasar un valor determinado, para evitar un calentamiento excesivo del gorrón y del aceite lubricante.
- 2º) La presión máxima que actúa sobre el aceite lubricante no debe ser excesiva. Una presión excesiva provoca la rotura de la película de aceite, estableciéndose las condiciones de rozamiento seco. La presión máxima admisible depende de las rugosidades del gorrón y soporte, calidad del aceite, longitud del gorrón, diámetro, etc.....
- 3º) El gorrón debe tener las dimensiones adecuadas para resistir los esfuerzos a que está sometido.

Examinemos la primera condición:

1ª

En el eje del gorrón podemos suponer aplicada la fuerza  $P$ , que es la fuerza media, puesto que para hallar el trabajo de rozamiento, que se nos transformará en calor, es la que se ha de tener en cuenta.

Al cargar el gorrón se produce un desplazamiento vertical del gorrón que es el mismo en todos sus puntos produciéndose reacciones radiales.

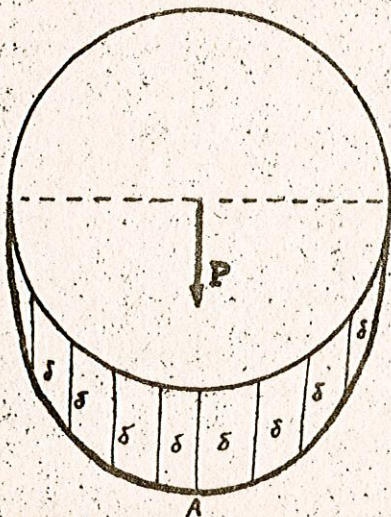
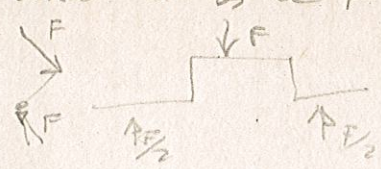


Fig 30.9

Las reacciones radiales que son las que hemos de considerar son proporcionales a la deformación radial, de esta forma la presión máxima

de presión que produce calor por rozamiento o de la fricción  
 la dirección de la biela

se produce en el punto A.



Vamos a hallar una relación entre la presión máxima A y una presión media ficticia en todo el gorrón.

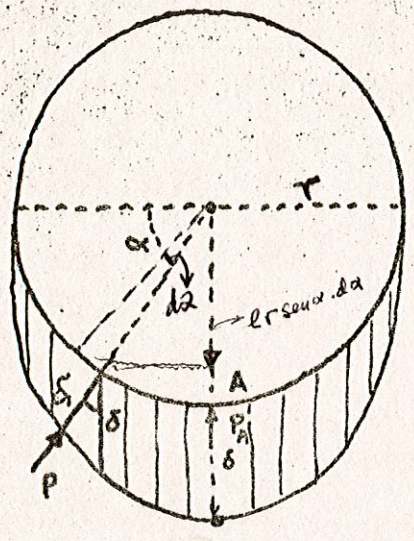


Fig. 30.10

De esta forma tenemos:  
 $\delta_1 = \delta \text{ sen } \alpha$  como  $\frac{\delta_1}{\delta} = \frac{P}{P_A}$  resulta

$$p = \frac{\delta_1 P_A}{\delta} = P_{\text{max}} \cdot \text{sen } \alpha$$

Las presiones p producen en una superficie  $l \cdot r \cdot d\alpha$ , un esfuerzo radial  $p \cdot l \cdot r \cdot d\alpha$  con una componente vertical  $p \cdot l \cdot r \cdot d\alpha \cdot \text{sen } \alpha$ ; la suma de todos estos esfuerzos verticales ha de ser igual a P, luego:

$$2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} P_{\text{max}} \cdot \text{sen}^2 \alpha \cdot l \cdot r \cdot d\alpha = P$$

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \text{sen}^2 \alpha \, d\alpha = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{1 - \cos 2\alpha}{2} \, d\alpha = \frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos 2\alpha \, d\alpha =$$

$$= \frac{\pi}{4} - \frac{1}{4} \left[ \text{sen } 2\alpha \right]_0^{\frac{\pi}{2}} = \frac{\pi}{4} - 0 = \frac{\pi}{4} \quad d = 2r$$

de donde  $P = d \ell p_{\text{max}} \frac{\pi}{4}$  y llamando presión media a  $\frac{P}{d \ell}$  se tiene

$$P_{\text{media}} = \frac{\pi}{4} P_{\text{max}} \quad (1)$$

A continuación calculamos el trabajo W ( por segundo ) perdido en rozamiento.

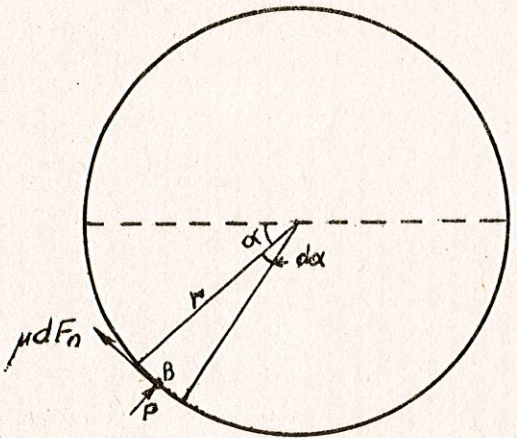


Fig. 30.11

En B:

$$dF_{\text{rozamiento}} = dF_n \cdot \mu = p \cdot l \cdot r \cdot d\alpha \cdot \mu$$

$$dW = \text{potencia perdida} = dF_{\text{roz}} \cdot r \cdot \omega =$$

$$= p \cdot l \cdot r^2 \cdot d\alpha \cdot \mu \cdot \omega$$

$$W = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} p \cdot l \cdot r^2 \cdot \mu \cdot \omega \cdot d\alpha$$

teniendo en cuenta  $p = p_{\text{max}} \cdot \text{sen } \alpha$

$$W = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} P_{\max} l r^2 \mu \omega \sin \alpha d\alpha = 2 \mu \cdot l \frac{r^2}{30} \pi n P_{\max}$$

considerando (1) tenemos

$$W = \frac{4}{\pi} \mu r \omega P \quad \text{Kgm/seg}$$

cantidad de calor producido por rozamiento que debemos eliminar.

Como el gorrón ( por unidad de superficie ) tiene una posibilidad de evacuación de calor limitada, se establece prácticamente que :

$$\frac{4}{\pi} \cdot \frac{\mu r \omega P}{l d} \leq T \quad \text{Kgm/seg cm}^2 \quad \text{con } r \text{ en metros y } l, d \text{ en cm.}$$

$$\frac{2}{\pi} \mu \frac{\pi n}{30} \frac{P}{100l} \leq T \quad \frac{\mu n P}{1500l} \leq T \quad \text{Kg m/seg cm}^2$$

Para determinados cojinetes, en los que se conozca  $\mu$ , puede ponerse

$$(A) \quad \frac{Pn}{l} \leq \frac{1500 T}{\mu} = C$$

siendo

$T$  = valor práctico, que depende del material y de la forma del cojinete.

$\mu$  = coeficiente de rozamiento gorrón-cojinete.

$P$  = carga media que actúa sobre el gorrón.

$l$  = longitud del gorrón en cm.

$C$  = valor práctico que depende de  $T$  y de  $\mu$

2º) La 2ª condición nos permite expresar que, para un cigüeñal de un codo y dos gorriones:

$$(B) \quad \frac{\frac{P_{\max}}{2}}{l \cdot d} \leq K$$

$P_{\max}$  = esfuerzo máximo en el ciclo motor.

$l \dots$  = longitud del gorrón

$d \dots$  = diámetro del gorrón

3º) La 3ª condición nos conduce a lo siguiente (fig 30.12):

La sección peligrosa a flexión es I I' y el momento flector en ella

$$M = \frac{P_{\max}}{2} \frac{l}{2}$$

con lo cual

$$(C) \quad \frac{P_{\max} l}{4} \leq \sigma_{\text{adm}} \frac{\pi d^3}{32}$$

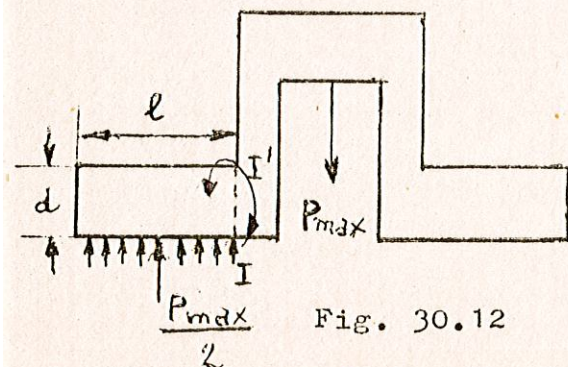


Fig. 30.12

La 1ª condición se debe calcular con un valor de P igual a la media del esfuerzo según la biela (fig 30.6) puesto que esta condición limita el calor engendrado; en cambio las condiciones 2ª (que limita la presión máxima en el cojinete) y 3ª (que limita el esfuerzo de flexión) deben calcularse con el valor de P máximo según la biela, sin tener en cuenta el alivio que pueden producir las fuerzas de inercia, puesto que hay que prever que el esfuerzo máximo se produzca con el motor a poca velocidad.

De (B) y (C) puede eliminarse  $P_{\max}$  resultando:

$$2 K l d = \frac{\pi d^3}{32} \sigma_{\text{adm}} \frac{4}{l} \quad \frac{l}{d} = \sqrt{0,2 \frac{\sigma_{\text{adm}}}{K}} \quad (D)$$

En muchas ocasiones, el valor de  $\sigma_{\text{adm}}$  guarda relación con K; si se puede admitir  $\frac{\sigma_{\text{adm}}}{K} = 9$ , por ejemplo para acero dulce  $\sigma_{\text{adm}} = 900$  K = 100 o para aceros de alta resistencia  $\sigma_{\text{adm}} = 2700$  K = 300 Kg/cm<sup>2</sup>

$$\frac{l}{d} = \sqrt{1,8} = 1,35 \quad (E).$$

Para estos valores de K, son necesarias aleaciones anti-fricción que los resistan.

Para el cálculo del gorrón debemos pues proceder de la siguiente forma:

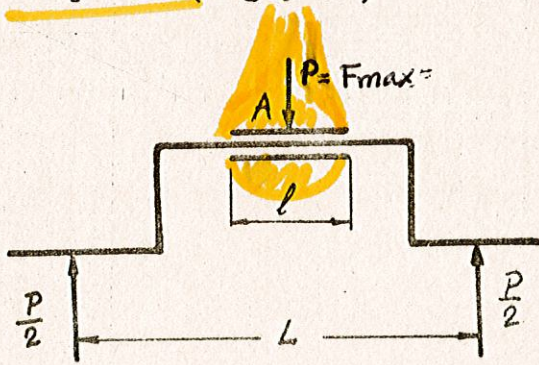
\* (Mediante (E) y una cualquiera (B) o (C) calculamos  $l$  y  $d$ ; con estos valores vamos a la condición de calentamiento (A), si el calentamiento no es excesivo el cálculo se da por acabado. Si este calentamiento es excesivo, en (A) hemos de aumentar  $l$ , con lo que el momento flector a que está sometida la sección I-I' habrá aumentado; comprobaremos con este valor de  $l$  la (C); si la tensión de trabajo es menor que la admisible el cálculo está terminado. En caso contrario es necesario aumentar el diámetro, justamente hasta resistir el momento flector; entonces no se cumplirá ya la ecuación (E) puesto que  $d$  habrá aumentado menos que  $l$ . Tampoco se cumplirá la igualdad (B) puesto que la presión en el cojinete será menor que la máxima al haber aumentado  $d$  y  $l$ .

#### 30.4.- Cálculo de las muñequillas del cigüeñal.

El cálculo difiere del caso de los gorriones principales en que el brazo de palanca para la flexión no depende de la longitud del cojinete, sino que es una distancia función del diámetro del cilindro. o sea, flexión = f( $\phi$ )

Recordando lo dicho en 30.2 vemos que la biela transmite a la muñequilla del cigüeñal una fuerza F cuyo valor máximo

se produce en el instante en que el pistón está en el punto muerto superior (fig 30.6)



Esta fuerza  $F_{max}$  es igual a  $p_z \cdot \frac{\pi D^2}{4}$  menos la fuerza centrífuga de la masa alternativa y si solamente tomamos en cuenta  $P = p_z \cdot \frac{\pi D^2}{4}$  calcularemos la muñequilla con mayor seguridad.

También actúan en sentido contrario a P las fuerzas centrífugas de las masas de la

Fig. 30.13

biela situadas en B (fig.30.2) pero por idéntica razón no se tienen en cuenta.

Por lo tanto el cálculo de las muñequillas del cigüeñal en su aspecto mecánico se efectúa suponiendo que en el punto medio A (fig 30.13) actúa una fuerza:

$$P = \frac{\pi D^2}{4} p_z \quad (\text{siendo } p_z \text{ la presión máxima de los gases}).$$

La sección peligrosa será la correspondiente al punto A (fig 30.13) y el momento en ella valdrá:

$$M = \frac{P}{2} \cdot \frac{L}{2} = K_f \cdot 0,1 d^3$$

Siendo el coeficiente de trabajo del material  $\approx 1.000 \text{ Kg/cm}^2 = K_f$  tomándose este valor bajo para los materiales que se emplean cuya resistencia suele ser de por lo menos  $60 \text{ Kg/mm}^2$ , debido a que la muñequilla está sometida a fatiga alternativa;  $d$  es el diámetro de la muñequilla.

Por lo tanto  $d = \sqrt[3]{\frac{P L}{0,4 K_f}} = \sqrt[3]{\frac{\pi D^2 p_z L}{1,6 K_f}}$  *D: φ piston*  
 *$\frac{\pi D^2}{4}$  sección del piston*

Puede admitirse  $L \approx 2,2 D$  y con  $K_f = 1.000$

$$d = D \sqrt[3]{\frac{2,2 \pi p_z}{1.600}} = D \sqrt[3]{\frac{p_z}{230}}$$

Si se acepta que para motores de explosión  $p_z = 35 \text{ Kg/cm}^2$  y para motores de combustión  $p_z = 50 \text{ Kg/cm}^2$

Motores de explosión  $d = 0,53.D$

Motores de combustión  $d = 0,6.D$

¿e?

Por otra parte la presión entre el casquillo de la cabeza de la biela y la muñequilla del cigüeñal no debe ser excesiva en ningún momento. Análogamente a lo dicho en 30.3, supondremos que la fuerza máxima ejercida entre cabeza de biela y muñequilla es

$$P = \frac{\pi D^2}{4} p_z$$

con lo que calcularemos con mayor seguridad. Si  $l$  es la anchura de la cabeza de biela (fig. 30.13) debe cumplirse que

$$\frac{P}{l d} = \frac{\frac{\pi D^2}{4} p_z}{l d} \approx K = 100 \text{ de donde } l = \frac{\pi D^2 \cdot p_z}{400 d}$$

Para motores de explosión  $l = \frac{\pi \times 35}{400 \times 0,53} D = 0,515 D$

Para motores de combustión  $l = \frac{\pi \times 50}{400 \times 0,6} D = 0,65 D$

Muñequillas  
(1)  $l = f(D)$

Por otra parte según acabamos de ver al estudiar los gorriones principales, para que no se produzca un calentamiento excesivo

$$\frac{P n}{l} < C \quad \text{siendo } P \text{ la fuerza media ejercida por la biela sobre el cigüeñal durante un ciclo motor}$$

$$P = \frac{\pi D^2}{4} p \quad \text{y } n \text{ el número de revoluciones por minuto del cigüeñal. Por tanto}$$
$$l = \frac{\pi D^2}{4} p \cdot n \cdot \frac{1}{C}$$

Para los motores de explosión  $p \approx 4,25 \text{ Kg/cm}^2$  y para los de combustión  $p \approx 5,25 \text{ Kg/cm}^2$ . De aquí que :

Motores de explosión  $l = \frac{D^2 n}{C} \cdot \frac{\pi 4,25}{4} = 3,35 \frac{D^2 n}{C}$  (D(cm), n(rev/min))

Motores de combustión  $l = \frac{D^2 n}{C} \cdot \frac{\pi 5,25}{4} = 4,1 \frac{D^2 n}{C}$  (C(Kgm/seg. cm<sup>2</sup>))

(2)  $l = f\left(\frac{D^2 n}{C}\right)$

GORRION

De los dos valores de  $l$  (1) y (2) se toma el mayor.

30.5.- Cálculo general de resistencia de cigüeñales.

Los gorrones principales y las muñequillas del cigüeñal pueden dimensionarse provisionalmente de acuerdo con las fórmulas estudiadas anteriormente.

Una vez atribuidos a los diámetros y longitudes de los gorriones y muñequillas unas dimensiones de anteproyecto es necesario comprobar la resistencia del cigüeñal con mayor exactitud.

En motores Diesel fijos y marinos, a los que nos referimos en

adelante, pueden servir, como valores de anteproyecto, según List, una longitud de los gorriones principales, medida entre los brazos de 0,5 a 0,6D y una longitud de muñequillas de 0,45 a 0,55 D. El espesor de los brazos puede tomarse entre 0,25 y 0,35 D, siendo D el diametro de los cilindros. Existen también valores experimentales para la distancia entre ejes de cilindros.

Los diámetros de gorriones principales y muñequillas han sido estudiados en 30.3 y 30.4. La anchura de los brazos ha de tomarse algo mayor que el diámetro de los gorriones o muñequillas.

Los cálculos que se indican a continuación son válidos para comprobar definitivamente el cigüeñal proyectado. Debe tenerse en cuenta que respecto al momento de torsión existente, sólo se tiene en cuenta la explosión en el codo considerado. En motores de 4 tiempos con más de cuatro cilindros, pueden superponerse las torsiones producidas por la explosión de otros cilindros y habría que tener en cuenta mayores momentos de torsión.

Frecuentemente se proyectan series de motores para ejecución con diversos números de cilindros. Es interesante ejecutar para diferente número de cilindros, los gorriones y muñequillas del mismo diámetro aunque fueran algo sobredimensionados para pequeño número de cilindros, con objeto de abaratar la construcción en serie.

El cálculo comprobatorio del cigüeñal se realiza en dos posiciones:

- 1) En el punto muerto superior con la presión máxima sobre el émbolo, que producirá la máxima fatiga de flexión en los gorriones, brazos y muñequillas.
- 2) En una posición en que sea máximo el esfuerzo específico resultante combinado de esfuerzos normales (Flexión y compresión) y tangenciales (torsión). Esta posición suele encontrarse frecuentemente en un punto en que la biela forma  $10^\circ$  con la dirección del movimiento del émbolo.

Para la posición del cigüeñal en el punto muerto superior, las flexiones del muñón del árbol y del brazo de manivela quedan determinados por la presión del encendido. Con un material normal no se ha de pasar de una carga de 600 a 800 Kg/mm<sup>2</sup>.

La flexión y la torsión producidas en el botón de manivela en los brazos y en el muñón de árbol, se determinan para la posición de máximo esfuerzo resultante en la manivela debido a la biela.

El esfuerzo específico resultante no ha de pasar de 300 a 450 Kg/cm<sup>2</sup> en los muñones del árbol, de 400 a 600 Kg/cm<sup>2</sup> en los brazos ni de 400 a 600 Kg/cm<sup>2</sup> en los botones de manivela. Los valores dados no son valores absolutos sino valores comparativos.

Para los esfuerzos específicos de flexión del botón de manivela situado en el punto muerto superior, se aplica la siguiente ecuación

$$\textcircled{1} \quad \sigma_b = \frac{P \cdot L}{4} \cdot \frac{32}{\pi D_k^3}$$

donde P es presión total del gas que actúa sobre el émbolo expresada en Kg, y L la distancia indicada en la figura 30.14. No se suele tener en cuenta el alivio producido por las fuerzas de inercia.

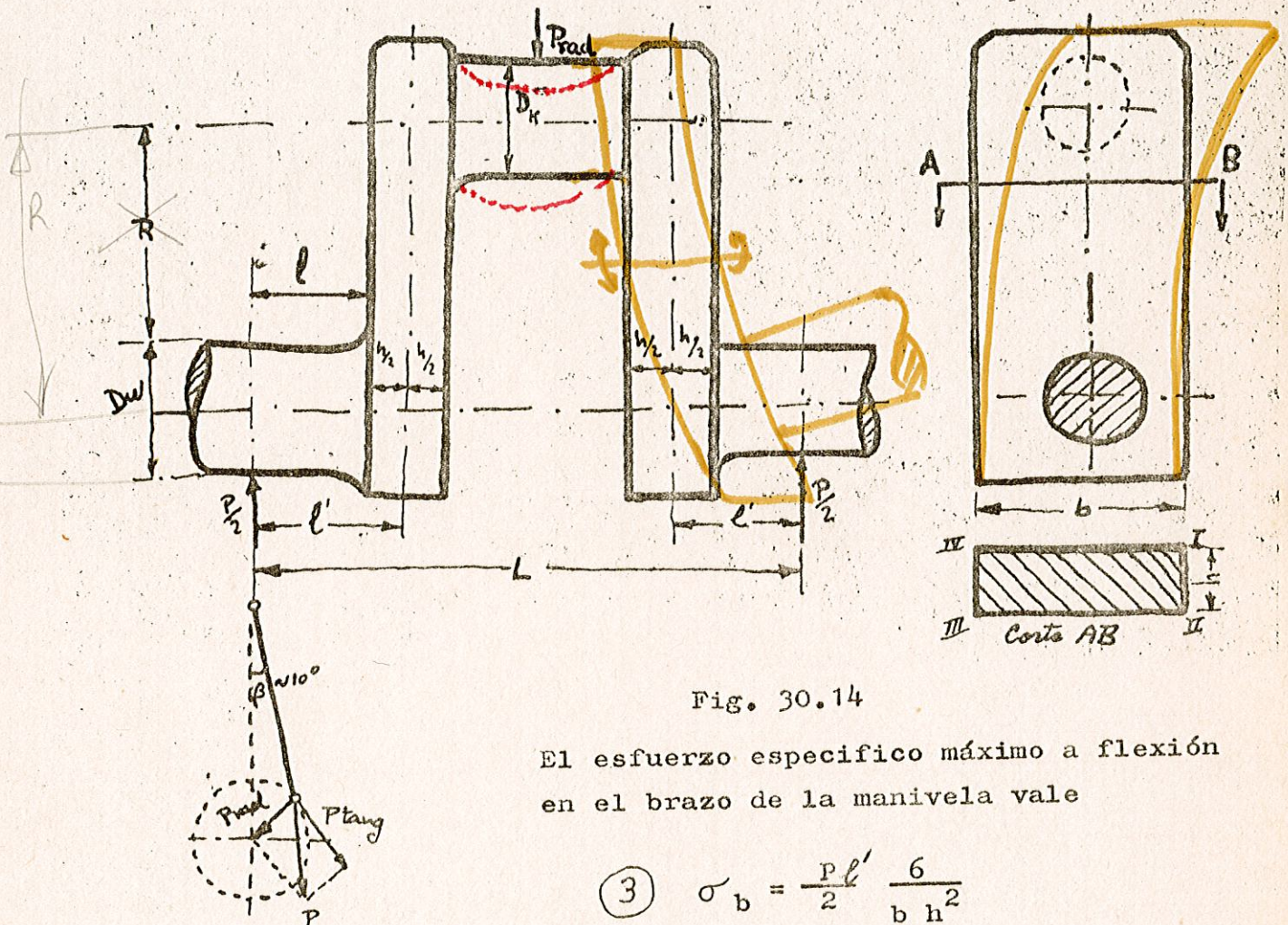


Fig. 30.14

El esfuerzo específico máximo a flexión en el brazo de la manivela vale

$$\textcircled{3} \quad \sigma_b = \frac{P l'}{2} \frac{6}{b h^2}$$

El mayor esfuerzo específico resultante se encuentra 10° de biela después del punto muerto superior, fig 30.15

Para el brazo de manivela se aplica aquí:

1ª Esfuerzo específico de compresión  $\sigma_d = \frac{P_{rad}}{2bh}$  (8)

2ª Flexión debida a la fuerza radial  $\sigma_{b_1} = \frac{P_{rad}}{2} \ell' \cdot \frac{6}{bh^2}$  (9)

Esta flexión se presenta en las fibras I-IV como esfuerzo de tracción y en las II-III con un esfuerzo de compresión.

3ª Flexión debida a la fuerza tangencial  $P_{tg}$ , para el brazo que esté situado del lado del acoplamiento.



Fig. 30.15

tomando momentos respecto a ella

Según se ve en la figura existe una sección que es la más peligrosa. Cortando por ella y

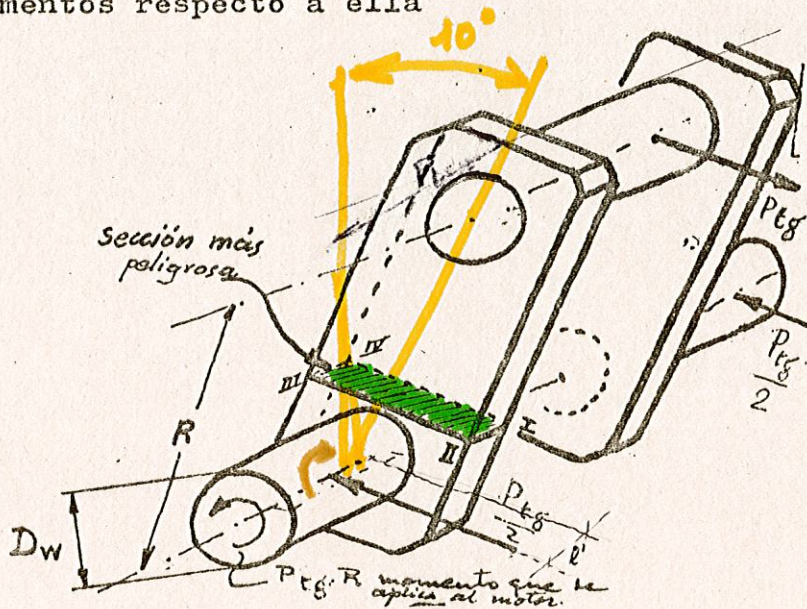


Fig. 30.16

$$\text{Momento} = P_{tg} R - P_{tg} \cdot \frac{D_w}{4}$$

Luego la fatiga que produzca será  $\sigma_{b_2} = P_{tg} \left( R - \frac{D_w}{4} \right) \frac{6}{b^2 h}$  (10)

Esta flexión produce esfuerzos de compresión en la línea I-II y de tracción en III-IV.

Los esfuerzos resultantes en cada fibra serán:

Fibra II  $\sigma$  resultante =  $\sigma_d + \sigma_{b_1} + \sigma_{b_2}$  Compresión (A)

Fibra IV  $\sigma$  resultante =  $-\sigma_d + \sigma_{b_1} + \sigma_{b_2}$  Tracción

En el centro del brazo entre II y III, se obtiene así:

$$a) \text{ Flexión } \sigma_b = \frac{P_{\text{rad}}}{2} \cdot \ell' \cdot \frac{6}{b h^2} \quad (9)$$

$$b) \text{ Compresión } \sigma_d = \frac{P_{\text{rad}}}{2 b h} \quad (8)$$

$$c) \text{ Torsión } \tau = \frac{P_{\text{tg}}}{2} \ell' \cdot \frac{9}{2b h^2} \quad (11)$$

El esfuerzo específico resultante es:

$$\sigma_{\text{res}} = 0,35(\sigma_b + \sigma_d) \pm 0,65 \sqrt{(\sigma_b + \sigma_d)^2 + 4\tau^2} \quad (B)$$

Para el botón de manivela, siendo  $P \approx \sqrt{P_{\text{rad}}^2 + P_{\text{tg}}^2}$

$$a) \text{ Flexión } \sigma_b = \frac{P \cdot L}{4} \cdot \frac{32}{\pi D_k^3} \quad (4)$$

$$b) \text{ Torsión } \tau = \frac{P_{\text{tg}}}{2} \cdot \frac{R \cdot 16}{\pi D_k^3} \quad (5)$$

El esfuerzo específico resultante es:

$$\sigma_{\text{res}} = 0,35 \sigma_b + 0,65 \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2}$$

Para el muñón central del árbol se utiliza

$$a) \text{ Flexión } \sigma_b = \frac{P}{2} \ell \cdot \frac{32}{\pi D_w^3} \quad (6)$$

$$b) \text{ Torsión } \tau = \frac{P_{\text{tg}} R \cdot 16}{\pi D_w^3} \quad (7)$$

$$\text{Esfuerzo específico resultante } \sigma_{\text{res}} = 0,35 \sigma_b \pm 0,65 \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2}$$

Resumimos a continuación todos los cálculos de comprobación de resistencia

punto muerto superior	{	Muñequilla (1) $\sigma_b = \frac{PL}{4} \cdot \frac{32}{\pi D_k^3}$	calculada inexactamente en anteproyecto
		Gorrón central (2) $\sigma_b = \frac{Pl}{2} \cdot \frac{32}{\pi D_w^3}$	calculada en anteproyecto
		Brazo (3) $\sigma_b + \sigma_d = \frac{Pl'}{2} \cdot \frac{6}{bh^2} + \frac{P}{2bh}$ (compresión)	

Posición del máximo esfuerzo específico resultante a flexión y torsión combinadas  $40^\circ$  d.p.m.s.

$$P = \sqrt{P_{\text{rad}}^2 + P_{\text{tg}}^2}$$

Muñequilla

(4) Flexión

$$\sigma_b = \frac{PL}{4} \frac{32}{\pi D_k^3}$$

(5) Torsión

$$\tau = \frac{P_{\text{tg}}}{2} R \frac{16}{\pi D_k^3}$$

Resultante

$$0,35 \sigma_b + 0,65 \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2}$$

Gorrón

(6) Flexión

$$\sigma_b = \frac{P \ell}{2} \frac{32}{\pi D_w^3}$$

Central

(7) Torsión

$$\tau = \frac{P_{\text{tg}} R}{\pi D_w^3} 16$$

Resultante idéntica

Brazo

(8) Compresión  $\frac{P_{\text{rad}}}{2 b h} = \sigma_d$

(9) Flexión por  $P_{\text{rad}} \frac{P_{\text{rad}}}{2} \ell' \frac{6}{b h^2} = \sigma_{b_1}$

(10) Flexión por  $P_{\text{tg}} P_{\text{tg}} (R - \frac{D}{4}) \frac{6}{b^2 h} = \sigma_{b_2}$

(11) Torsión  $\tau = \frac{P_{\text{tg}}}{2} \ell' \frac{9}{2bh^2}$

Estas fatigas en el brazo hay que combinarlas según las resultantes (A) y (B) de las páginas anteriores *para la fibra II y para el centro del brazo respectivamente*

El diámetro del plato del acoplamiento está determinado por las dimensiones del muñón del árbol y por los tornillos del plato. Para tener en cuenta los esfuerzos adicionales en los regímenes críticos de torsión, la unión de tornillos ha de dimensionar de tal modo que transmita el mismo momento de torsión a que está sometido el muñón del árbol, es decir, a la suma del momento de torsión normal y el momento adicional debido a las vibraciones torsionales.

Si esta suma vale  $300 + 250 = 550 \text{ Kg/cm}^2$ , la unión de tornillos

ha de ser adecuada para el esfuerzo específico de torsión correspondiente a que se halla sometido el cigüeñal. En-tonces se aplica la fórmula

$$f = \frac{M_d}{R \cdot \mu \cdot i \cdot \sigma_f} \quad \text{dónde}$$

$M_d$  = Momento de torsión total  
 $R$  = Radio circunferencia agujeros  
 $\mu$  = Coeficiente de rozamiento 0,2 a 0,3  
 $f$  = Sección del núcleo de un tornillo  
 $\sigma_f$  = Esfuerzo específico admisible  
 $i$  = Número de tornillos

### 31.1 - Generalidades.

En régimen permanente o normal de funcionamiento, los órganos de distribución aseguran la apertura y el cierre correctos de la admisión y el escape, lo que permite realizar el ciclo deseado. Esos movimientos deben estar en sincronismo perfecto con el movimiento del cigüeñal. Recordemos que el ciclo completo exige una vuelta de cigüeñal para motores de dos tiempos, y dos vueltas de cigüeñal para los de cuatro tiempos.

Distinguiremos:

- Las distribuciones sin válvulas.
- Las distribuciones con válvulas.

En ciertos motores arrancados con aire comprimido, el régimen transitorio de arranque necesita una distribución especial que sustituye momentáneamente a la del régimen permanente.

Cuando el motor es reversible, se debe poder reemplazar la distribución de marcha avante por otra de marcha atrás.

### 31.2 - Distribución sin válvulas.

Las camisas de los cilindros están provistas de lumbreras en comunicación con la admisión y el escape. Las camisas pueden ser fijas y las lumbreras se abren por el movimiento mismo del pistón, o bien móviles (deslizantes o con movimiento helicoidal); su desplazamiento está entonces mandado por un sistema de varillas ligadas al cigüeñal.

#### a) Camisas fijas.

Esta disposición no conviene nada más que a los motores de dos tiempos, puesto que es el mismo pistón quien abre o cierra las lumbreras, y el pistón cumple un ciclo cada vuelta.

#### Ejemplo primero.- Motor simple efecto C.L.M. (Figs. 31.1 y 31.2)

Las lumbreras superiores, en comunicación con el compresor de barrido sirven para la admisión: el pistón superior abre o cierra estas lumbreras.

Las lumbreras inferiores, en comunicación con el escape se abren o cierran por el pistón inferior. Para obtener una distribución satisfactoria, los codos se colocan a un ángulo diferente de 180°. Se observa que la corriente de barrido es directa.

#### Ejemplo segundo.- Motor doble efecto M.A.N. 2 tiempos. (ver Fig. 31.3)

A: Colector de admisión que alimenta dos series de lumbreras centrales, con aire de barrido suministrado por un compresor auxiliar.

$E_1$  y  $E_2$ : colectores de escape alimentados respectivamente por las lumbreras superiores e inferiores para uno u otro efecto.

Las corrientes de barrido son curvadas y para mejorar el llenado las llaves  $T_1$  y  $T_2$  cierran los escapes en cuanto el pistón ha acabado de cerrar las lumbreras de admisión.

Ejemplo tercero -  
- Distribución mixta (Fig. 31.4)

La admisión se hace por válvulas y el escape por lumbreras que el pistón abre o cierra durante su movimiento (sistema Burmeister).

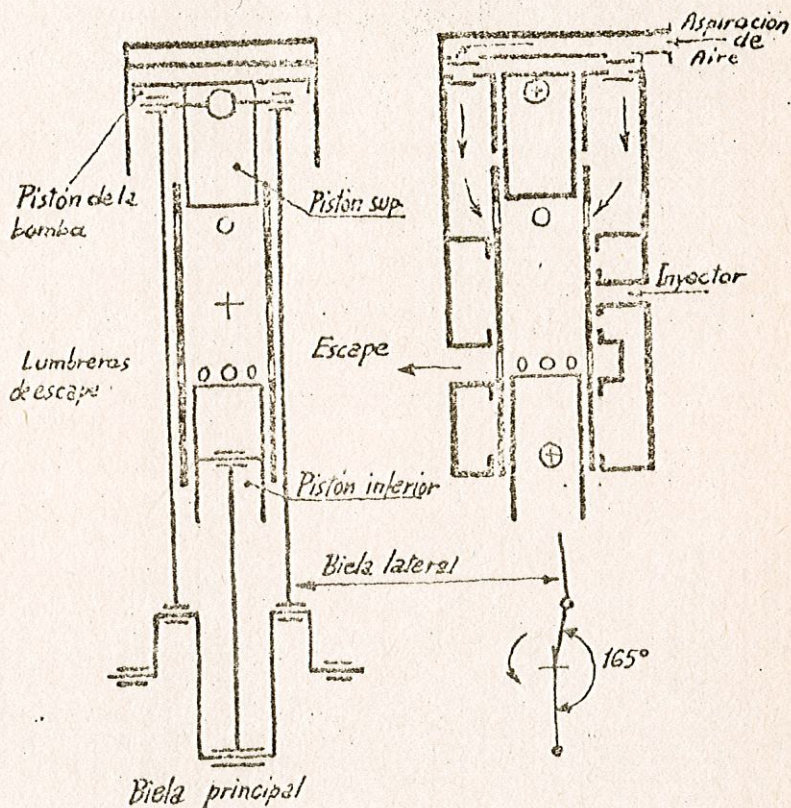


Fig. 31.1

En realidad es mejor buscar la admisión por lumbreras y el escape por válvulas, porque así puede conseguirse mayor presión de admisión, mediante el cierre anticipado del escape.

Otra ventaja: los gases de escape no lamen el émbolo, que sufre así menos carga térmica y se reduce la combustión de aceite de engrase.

La carga térmica de la válvula, que antes era de admisión y ahora de escape, aumenta, por lo que ha de hacerse de material elegido.

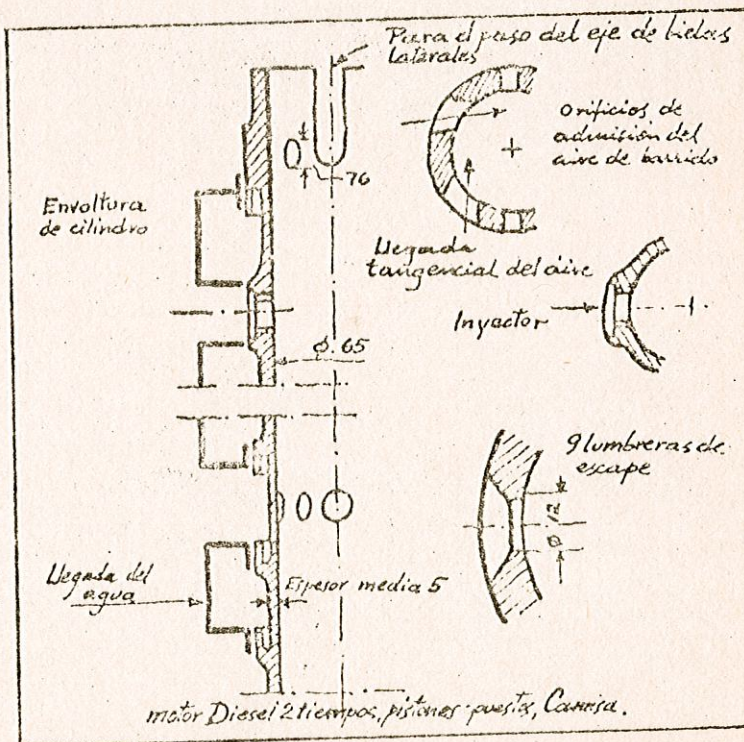


Fig. 31.2

b) Dobles camisas deslizantes. (Fig. 31.5)

Esta disposición preconizada por Knight, ha sido empleada en los motores de cuatro tiempos Panhard.

Cada una de las camisas está mandada por un sistema biela-manivela cuyo árbol gira a mitad de velocidad del cigüeñal. Se deben prever segmentos de estanqueidad sobre la culata.

Los movimientos están combinados para que en el momento de admisión, las lumbreras de las dos camisas estén enfrente de la abertura de llegada de los gases; lo mismo ocurre para el escape.

El mecanizado y el engrase de las camisas deben ser muy cuidadosos; pueden ocurrir accidentes por agarrotamiento de la camisa durante una marcha en frío, o después de un tiempo largo de parada.

Se emplea poco.

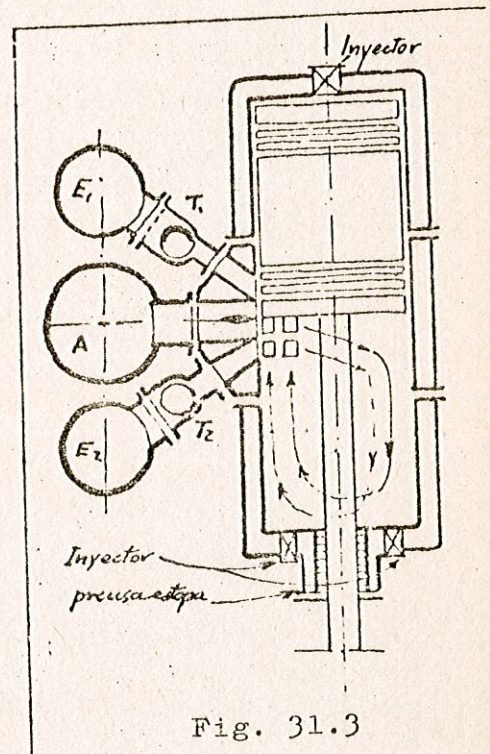


Fig. 31.3

c) Camisa única con movimientos helicoidales. (Fig. 31.6)

Esta disposición se encuentra en los motores de aviación Bristol. La camisa-forro mandada por una manivela ligada al movimiento del cigüeñal está articulada a rótula sobre el botón de manivela: el centro de rótula describe una curva intersección en ángulo recto de dos cilindros. Las lumbreras, cuyo movimiento es helicoidal, tienen una forma especial, llamada de habichuela.

Caracteres técnicos de la distribución sin válvulas.

Resultan inmediatamente del estudio precedente: Indesreglables, estanqueidad, secciones grandes ofrecidas al gas, poco espacio ocupado. Por el contrario, un engrase abundante es necesario y algunas veces difícil de asegurar.

31.3 - Distribución con válvulas.

Principio.- Las válvulas se abren hacia el interior del cilindro; la estanqueidad es pues fácil de obtener durante la compresión y la explosión; sin embargo, el contacto de los gases sobre todo durante el escape deteriora el asiento de la válvula sobre la culata; este asiento necesita esmerilados frecuentes. La apertura de la válvula está mandada por un árbol de levas. El vástago de la válvula lleva un resorte antagónico que le impide perder su contacto con la leva.

Poco frecuentemente las válvulas son atacadas directamente por su leva, debido a los esfuerzos laterales que provocarían el desgaste de la guía; el mando se hace por intermedio de varillajes. Esta disposición se emplea para los motores de 2 y 4 tiempos.

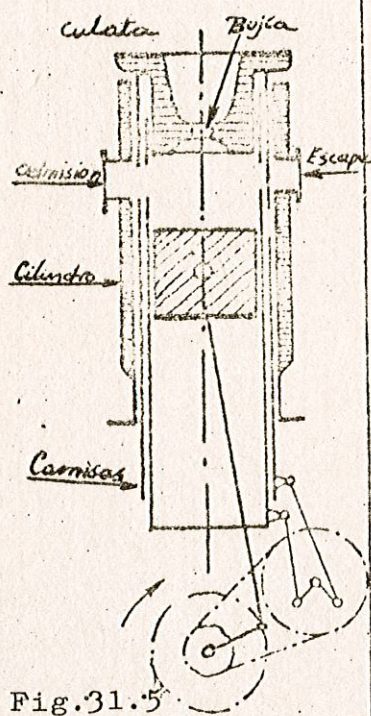


Fig. 31.5

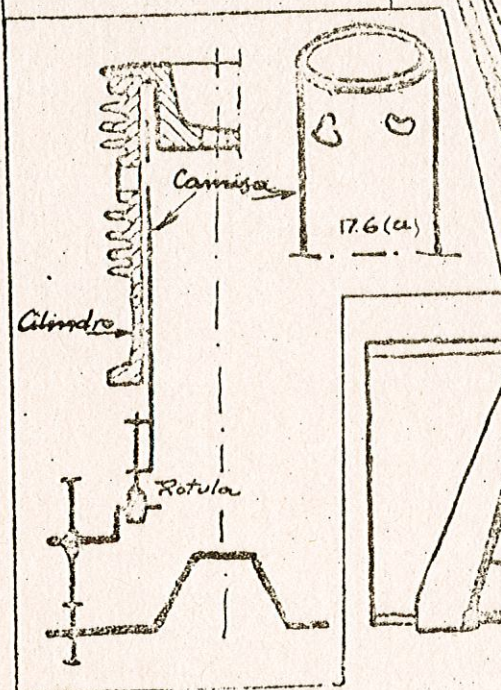


Fig. 31.6

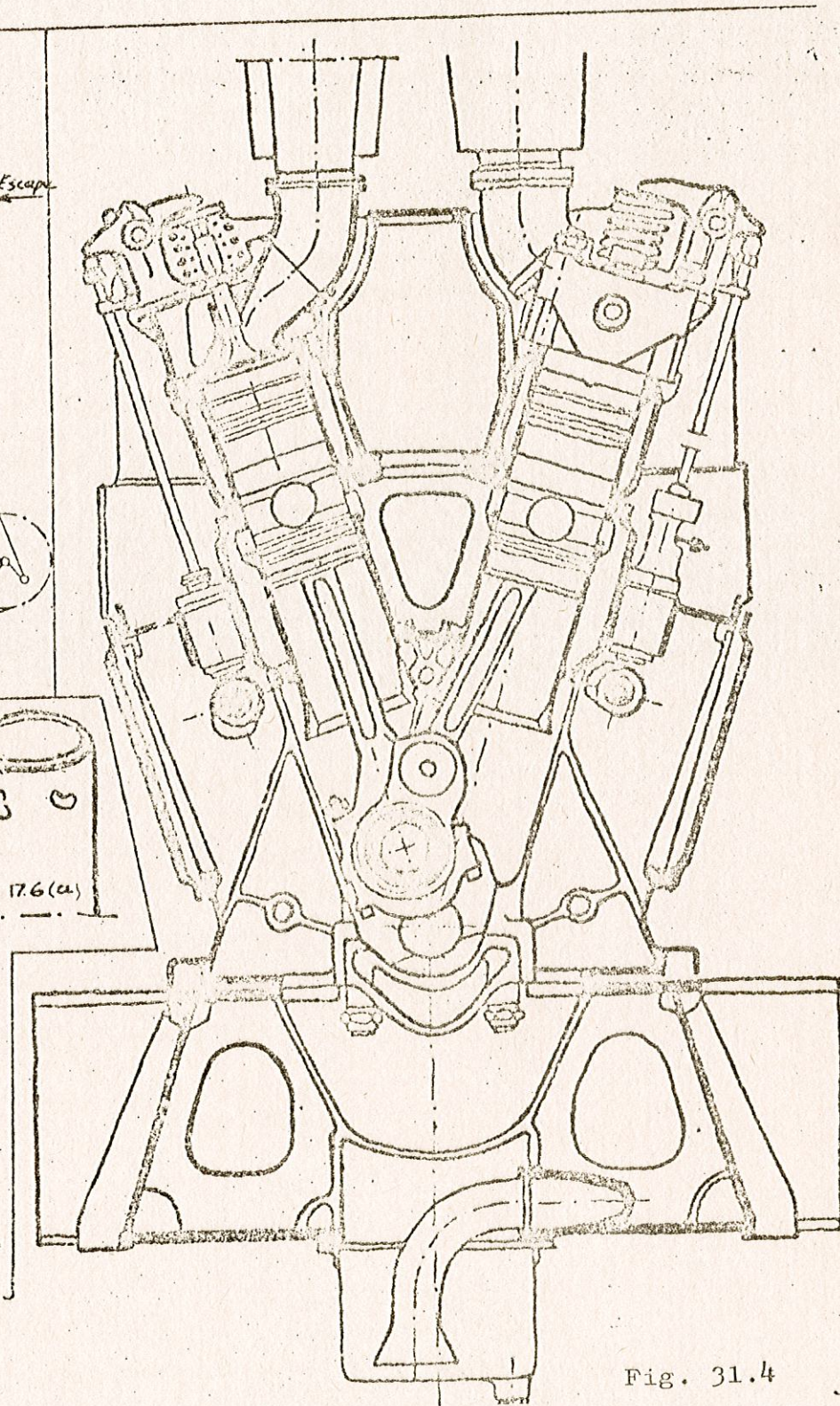


Fig. 31.4

31.31 - Válvulas; asientos; guías; materiales.

Las válvulas deben ser resistentes, no frágiles, de una dureza suficiente para resistir el desgaste, y conservar sus cualidades a alta temperatura. Se hacen de aceros especiales austeníticos,

con gran proporción de Cr-Ni y adiciones de Mo, de W, Si o de Co, Va. Su interior está a veces hueco y relleno parcialmente de sodio, buen conductor, que facilita la evacuación del calor, por encontrarse líquido (punto de fusión  $97^{\circ}$ ).

La cola de la válvula, atacada por el empujador o el balancín, está generalmente cementada o lleva un grano de desgaste.

El asiento de válvula, plano o mejor cónico, está atornillado o introducido a presión y después engastado; se hace de fundición o bronce al berilio para la admisión, y de acero especial "estellitado" (1) para el escape, o de acero "rápido".

La guía de la válvula se hace de fundición grafitica o de bronce, debe ser estanca y asegurar al mismo tiempo la refrigeración por conducción.

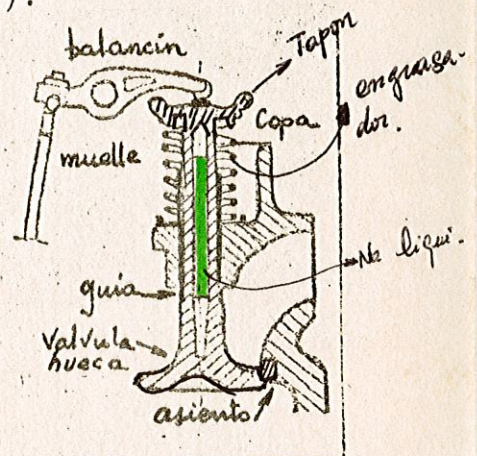


Fig. 31.7

### 31.32 - Dimensiones de las válvulas.

El diámetro de las válvulas se calcula para una velocidad media del gas de cuatro a seis veces la del pistón, o sea de 60 a 90 m/seg.; esto permite tener, durante el ralenti, una velocidad suficiente para una buena pulverización de las gotas del combustible.

- Altura de levantamiento: alrededor de 0,2 del diámetro.
- Presión sobre el asiento: alrededor de 4 veces la presión de los gases.
- Temperatura media de la válvula:  $400^{\circ}$  c la de admisión y  $650$  a  $800^{\circ}$  c la de escape.

Entre la cámara de la válvula y el interior del cilindro tiene que establecerse una diferencia de presiones  $p$  capaz de engendrar una velocidad de derrame  $V$  a través de la válvula que permita admitir o expulsar (según la válvula de que se trate) un volumen de gases igual al descrito por el pistón.

(1) estellita: aleación muy resistente al desgaste, a base de cobalto que se aporta mediante el soplete sobre las partes necesitadas de protección.

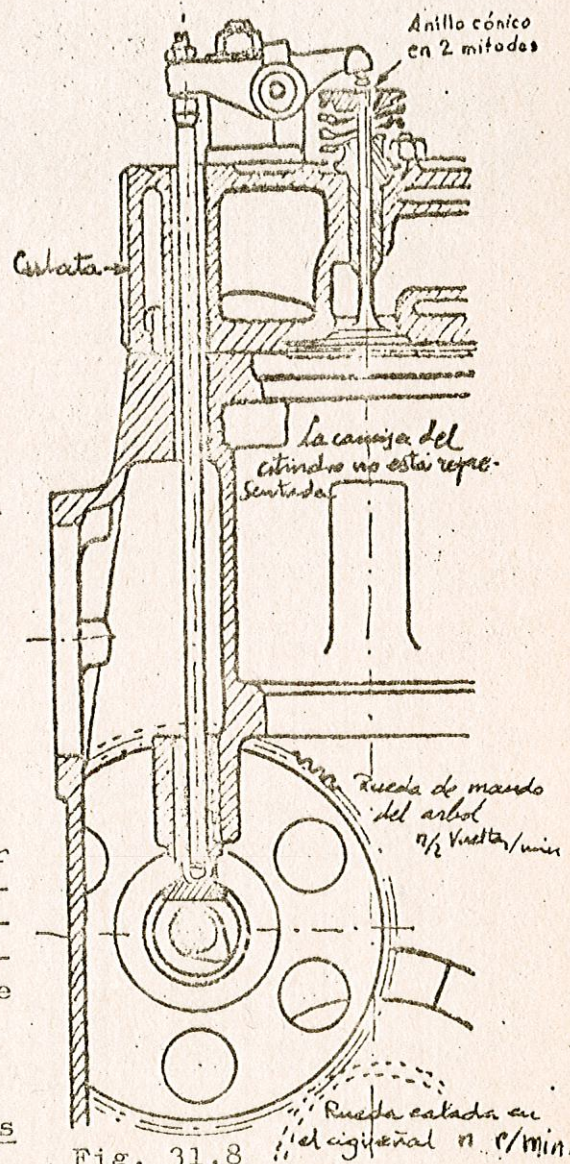


Fig. 31.8

Si suponemos que la densidad de los gases es la misma dentro del pistón, que en la cámara de la válvula, podemos escribir:

$$f \cdot v = F \cdot C$$

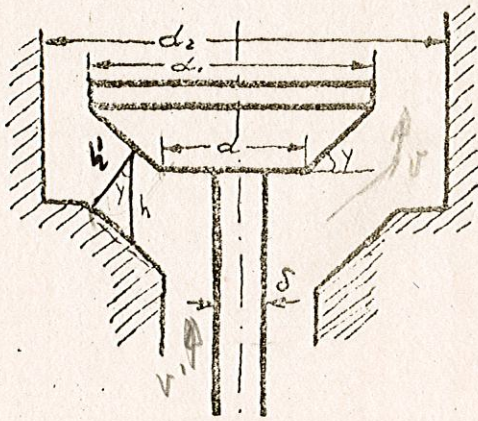


Fig. 31.9

que es la ecuación de continuidad, siendo  $f$  la sección de paso de la válvula en el instante considerado,  $F$  el área de la sección del pistón y  $C$  su velocidad instantánea.

Pero  $f = \pi d h' = \pi d h \cos \gamma$ , que se deduce de la fig. 31.9.

$$\begin{aligned} \text{Además } C &= r \omega \sin \alpha (1 + \lambda \cos \alpha) = \\ &= \frac{r \cdot \pi \cdot n}{30} \sin \alpha (1 + \lambda \cos \alpha) \end{aligned}$$

$$\text{en la que } \lambda = \frac{r}{L}$$

siendo  $r$  y  $L$  las longitudes de manivela y biela.

Por otra parte, la velocidad media del émbolo es, como ya vimos:

$$C_m = \frac{2r}{60} = \frac{2rn}{30} \text{ y sustituyendo arriba, queda:}$$

$$C = C_m \sin \alpha (1 + \lambda \cos \alpha) \cdot \frac{\pi}{2} \text{ y sustituyendo en}$$

la ecuación de continuidad, sale:

$$\pi \cdot d \cdot h \cdot \cos \gamma \cdot v = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{\pi}{2} C_m \psi \quad \text{es decir:}$$

$$d \cdot h \cdot v \cdot \cos \gamma = \frac{\pi D^2}{8} C_m \psi \quad (1) \quad \text{siendo } \psi = \sin \alpha (1 + \lambda \cos \alpha)$$

La función  $\psi$  es proporcional a la velocidad del émbolo (o del pie de biela) y es máxima cuando la aceleración de dicho punto sea nula. Según vimos en 29.3, debe cumplirse  $\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha = 0$

Resolviéndola en  $\cos \alpha$ , tenemos  $\cos \alpha = \frac{\sqrt{1 + 8\lambda^2} - 1}{4\lambda}$ . Por

ejemplo, para  $\lambda = \frac{1}{4}$   $\cos \alpha = 0,22$   $\sin \alpha = 0,97$   $\psi = 1,02$

En la igualdad (1)  $D$ ,  $C_m$  y  $\psi$  son cantidades ya fijadas;  $v$  no puede ser grande, porque aumentaría  $\Delta p$  con los siguientes inconvenientes: disminución del rendimiento gravimétrico en la admisión y pérdida de área del ciclo en la admisión y el escape; el ángulo  $\gamma$  no es tampoco completamente arbitrario, un valor nulo reduce la guía de asiento y dificulta la construcción para asegurar la estanqueidad de la válvula; un valor muy grande daría origen a un acuñaamiento que dificultaría la apertura; el valor corrientemente usado es  $30^\circ$ ; pero puede variar de  $0^\circ$  a  $45^\circ$ .

La dimensión  $d$  de la válvula y su altura de elevación  $h$  no son independientes entre sí; por lo dicho antes, en ningún punto la velocidad de los gases debe ser mayor que  $v$  y por tanto, si llamamos  $\delta$  al diámetro de la varilla:

$f'v' = fv$  Si  $v' \ll v$   $f' \approx f$   $\frac{\pi}{4} (d^2 - \delta^2) \approx \pi d.h.\cos\gamma$   
 y con mayor razón:

$$\frac{\pi}{4} d^2 \approx \pi d.h.\cos\gamma \longrightarrow h \approx \frac{d}{4 \cos\gamma}$$

y para los diferentes valores de  $\gamma$ , se obtiene:

$\gamma = 0^\circ$	$30^\circ$	$35^\circ$	$40^\circ$	$45^\circ$
$h \approx \frac{d}{4}$	$\frac{d}{3,5}$	$\frac{d}{3,3}$	$\frac{d}{3}$	$\frac{d}{2,8}$

y generalmente se adopta la menor carrera, es decir, la correspondiente a  $\gamma = 0$ , aunque la válvula sea cónica, sobre todo por disminución de la inercia del mecanismo que mueve la válvula.

Sustituyendo pues  $h_{\text{máx}} = \frac{d}{4}$  (algunos autores toman  $h_{\text{máx}} = \frac{d}{3,5}$ ) en la fórmula que estudiamos, se obtiene con el máximo valor de  $h = \frac{d}{4}$ :  $d.h.v.\cos\gamma = \frac{\pi D^2}{8} \text{ Cm} \cdot \psi$

$$d \cdot \frac{d}{4} \cdot v \cdot \cos\gamma = \frac{\pi D^2}{8} \text{ Cm} \cdot \psi \quad d^2 = \frac{\pi D^2 \text{ Cm} \cdot \psi}{v \cdot 2 \cos\gamma} = \frac{1,6 D^2 \text{ Cm}}{v \cdot \cos\gamma} \text{ al ser } \psi_{\text{máx.}} \text{ poco mayor que } 1; \text{ con lo cual } \frac{\pi}{2} \psi = 1,6 \quad \text{Cm}_{\text{máx}} = 1,6 \text{ Cm}$$

$$d = D \sqrt{\frac{\text{Cm} \cdot 1,6}{v \cdot \cos\gamma}}$$

Hemos calculado con el valor máximo de  $v$ , si hubiéramos tomado el medio  $v_m$ , desaparecería el factor 1,6 y el radical sería:

$$\sqrt{\frac{\text{Cm}}{v_m \cos\gamma}}$$

Esta observación tiene importancia porque en algunos textos es frecuente ver números discordantes en apariencia, cuando en realidad es el mismo valor el adoptado en los dos casos, porque unos parten de la velocidad máxima y otros de la media *de circulación de los gases por la válvula.*

$$V_{\text{máx}} = V_m \cdot 1,6 \quad \text{lo mismo que } \text{Cm}_{\text{máx}} = 1,6 \text{ Cm}$$

Valores aceptables para  $V_m$  son los siguientes:

Motores lentos:	$V_m = 40$ a $45$ m/seg.	$V_{\text{máx}} = 64$ a $72$ m/seg.
Motores rápidos:	$V_m = 60$ a $90$ m/seg.	$V_{\text{máx}} = 96$ a $114$ m/seg.

Para elegir estos valores, se deben pesar las ventajas (mayor elasticidad del motor) y los inconvenientes (menor potencia específica) de las válvulas pequeñas, sobre todo para las de admisión.

$$\text{Para } V_m = 90 \quad \text{y} \quad \text{Cm} = 10 \quad \gamma = 0 \quad d = \frac{D}{3}$$

La altura variable de apertura  $h$ , ha de ser tal, que en cada momento la velocidad de los gases no exceda de la máxima:

$$\left. \begin{aligned} d \cdot h_{\text{máx}} \cdot v \cdot \cos \gamma &= \frac{\pi D^2}{8} \frac{C_{\text{máx}}}{\pi/2} \\ d \cdot h \cdot v \cdot \cos \gamma &\geq \frac{\pi D^2}{8} \frac{C}{\pi/2} \end{aligned} \right\} \frac{h}{h_{\text{máx}}} \geq \frac{C}{C_{\text{máx}}} \quad \text{que servirá para el proyecto de levas.}$$

El espesor en la cabeza se calcula como placa apoyada en el borde, cargada con la presión  $p_z$  en toda la superficie y la tensión  $T$  del resorte en el centro. Esta tensión es de 0,4 a 0,5 kg/cm<sup>2</sup> de superficie de la válvula en los motores lentos cuya regulación no se hace por estrangulación; en este caso, llega a 0,8 kg/cm<sup>2</sup>. En motores rápidos es de 1 a 1,5 kg/cm<sup>2</sup>.

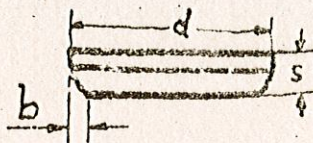
Suponiendo la carga de apoyo concentrada en la periferia y depreciando la tensión del resorte, compensada con la elección de un menor coeficiente de trabajo, se tiene en una sección diametral, considerada como la más peligrosa:

$$M = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi d^2}{4} p_z \left( \frac{d}{\pi} - \frac{2d}{3\pi} \right) = K_f \cdot \frac{I}{v} = K_f \cdot \frac{d \cdot s^3}{12} \cdot \frac{1}{\frac{s}{2}} = K_f \cdot \frac{d \cdot s^2}{6}$$

$$\overline{g_0} = \frac{d}{\pi} \quad \overline{G_0} = \frac{2d}{3\pi}$$

$g$  es el centro de gravedad de media circunferencia.  
 $G$  es el centro de gravedad de medio círculo (Fig. 31.10)

$$S^2 = \frac{P_z \cdot d^2}{4 K_f} \quad S = \frac{d}{2} \sqrt{\frac{P_z}{K_f}} \quad \text{y con } K_f = 650 \text{ kg/cm}^2$$



motores explosión  $P_z = 35$   
 motores combustión  $P_z = 50$

$S = 0,116 d$
$S = 0,139 d$

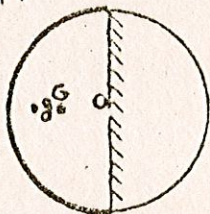


Fig. 31.10

Para válvulas muy ligeras, el coeficiente de trabajo se aumenta hasta 1.200 Kg/cm<sup>2</sup>.

El espesor de la varilla se toma:

$$\delta = \frac{1}{8} d + 0,5 \text{ cm} \quad \text{a} \quad \frac{1}{8} d + 0,8 \text{ cm} \quad (\text{Diesel})$$

y en motores rápidos  $\delta = \frac{1}{4}$  a  $\frac{1}{3} d$ , que coincide con el de la primera de las fórmulas anteriores para  $d = 4$  cm.

La anchura  $b$  del asiento es en motores lentos  $b = 0,01 d + 0,4$  cm y en motores rápidos  $b = 0,1 d$ , coincidentes para  $d = 4,5$  cm.

El diámetro  $d_2$  de la cámara de la válvula ha de permitir el paso de los gases con una velocidad no superior a la máxima.

#### Emplazamiento de las válvulas.

Las válvulas laterales, colocadas en el bloque de cilindros entrañan una construcción simple de los mandos, pero traen consigo una forma defectuosa de la cámara de combustión.

Las válvulas en cabeza (Fig. 31.7 y 31.8) colocadas sobre la culata, son actualmente las más frecuentes; su mando es más costoso pero permiten hacer una cámara de combustión más racional y aumentar el grado de compresión.

Retroceso de las válvulas.

Se hace por medio de resortes helicoidales, simples o dobles (Fig. 31.11); en este caso las espiras están en sentido inverso. El cálculo de los resortes es fácil para los motores lentos donde la resonancia entre el período propio y el de excitación no es de temer.

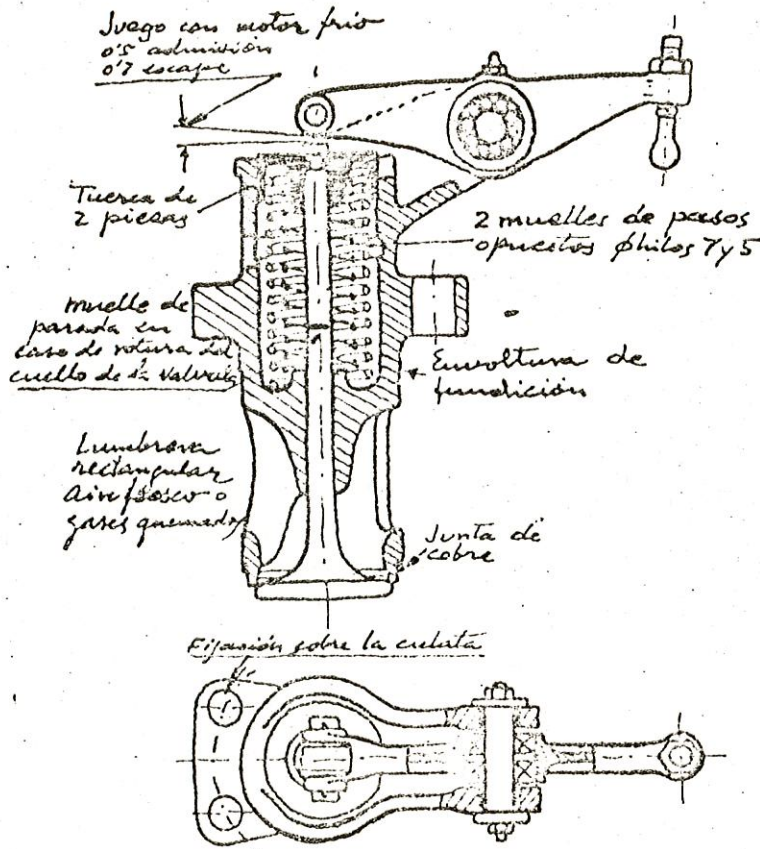


Fig. 31.11

1-1 brazos solidarios de las válvulas y montados por medio de ranuras sobre los tubos de torsión 2-2; 3: barra de torsión montada por medio de ranuras sobre los tubos 2-2; uno de los brazos está fijo mientras el otro se desplaza y los tubos y barra de torsión hacen el papel de muelle.

31.33 - Mando de las válvulas: Motores en línea y en estrella.

Motores en línea.

Un árbol de levas, de acero cementado, que lleva una leva por válvula, está mandado por el cigüeñal a velocidad igual o a velocidad mitad, según que el motor sea de 2 ó 4 tiempos (Figs. 31.13 y 31.14)

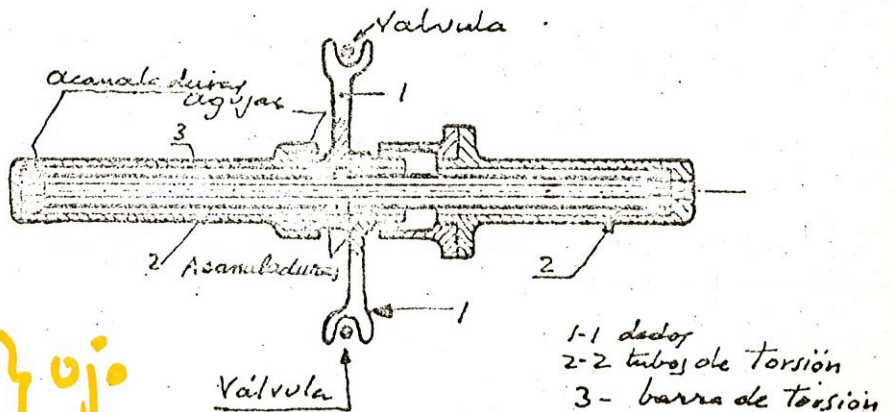


Fig. 31.12

Condiciones habituales:

Fuerza del resorte, válvula cerrada: alrededor de  $1 \text{ kg/cm}^2$  de superficie de válvula.

Fatiga máxima: 40 a  $45 \text{ kg/mm}^2$  a torsión.

Para motores rápidos, automóvil y aviación, los cálculos son más delicados, para evitar la resonancia: es preciso recurrir a experimentación previa.

Mando por barras de torsión.-

Esta disposición se adopta en ciertos motores tales como el Dyna Panhard (Fig. 31.12).

Para las válvulas laterales basta un empujador interpuesto entre la leva y la cola de válvula. (Fig. 31.16)

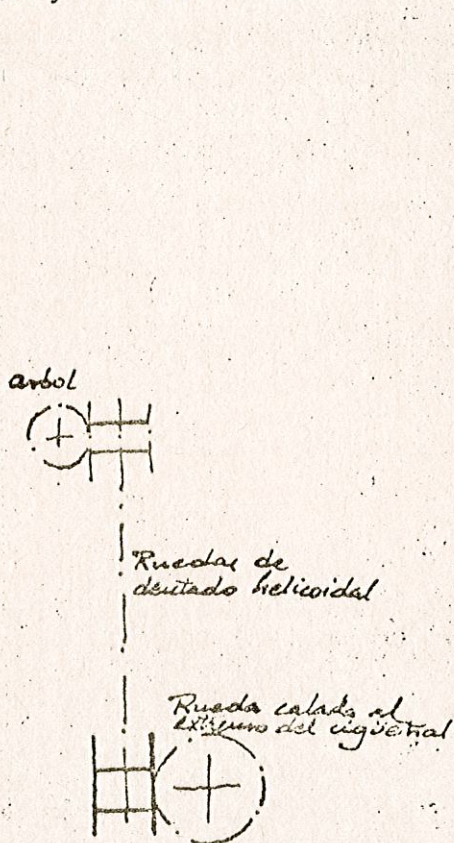


Fig. 31.13

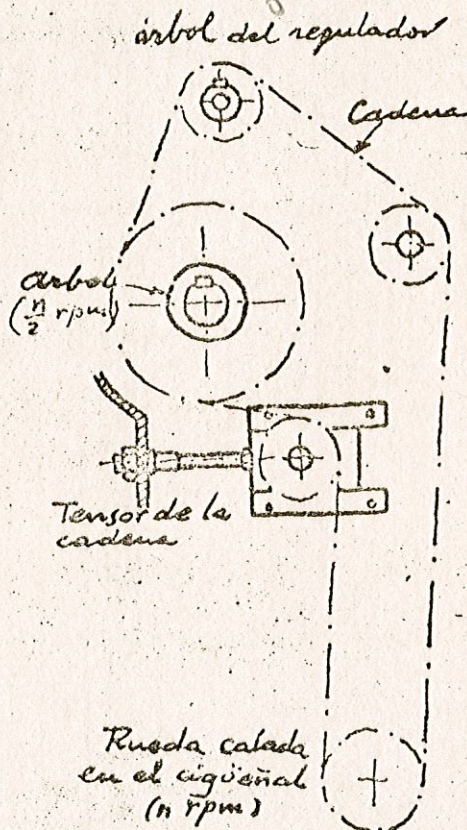


Fig. 31.14

Para las válvulas en cabeza el mando se hace por balancín, si el árbol de levas está también en cabeza; pero si el árbol de levas es lateral, es preciso interponer una varilla de transmisión. (Fig. 31.8 y 31.15)

Son necesarios juegos de dilatación (0,4 a 0,7 mm.) entre el balancín y la cola de válvula (Fig. 31.11)

Para suprimir esos juegos y los ruidos que provocan, se pueden emplear empujadores hidráulicos (Fig. 31.17) construcción Cadillac.

#### Motores en estrella.

Todas las válvulas de admisión de una estrella son sucesivamente accionadas por las levas de un plato único (Fig. 31.18) que gira a velocidad conveniente; otra

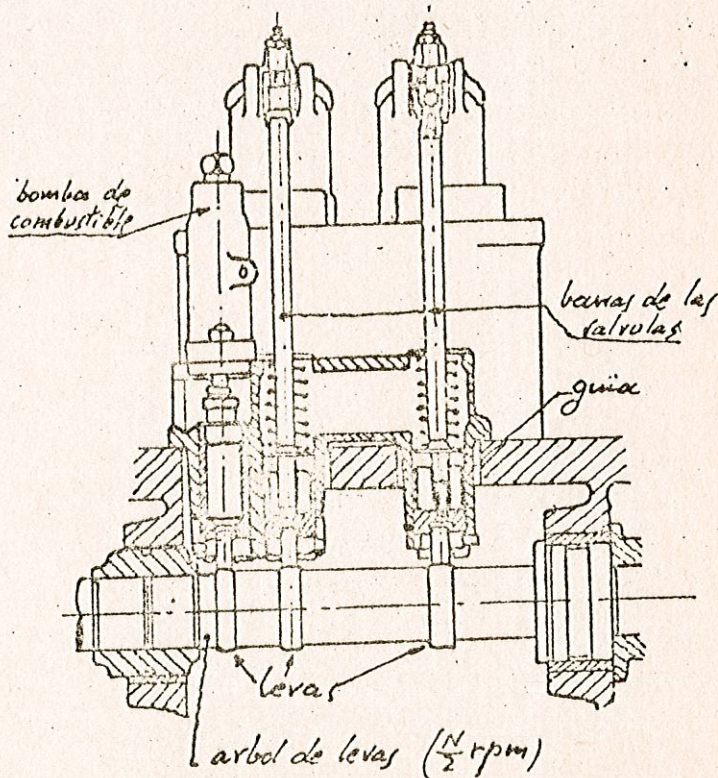


Fig. 31.15

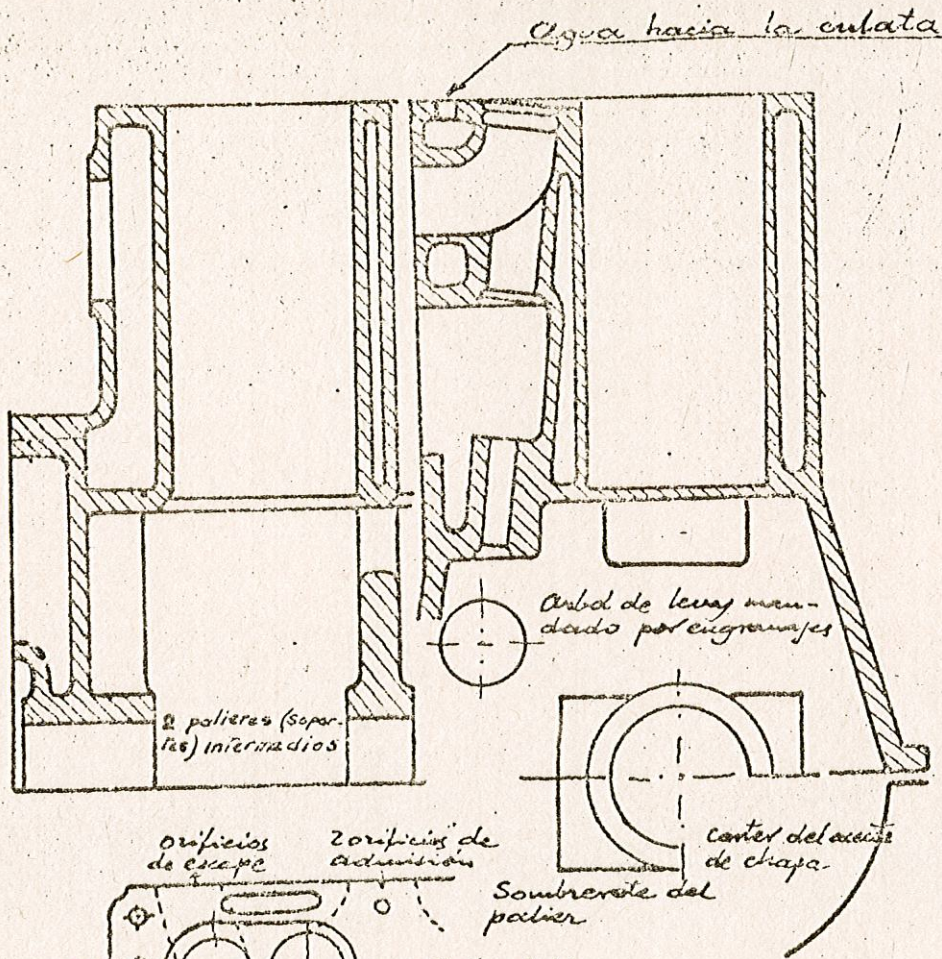


Fig. 31.16

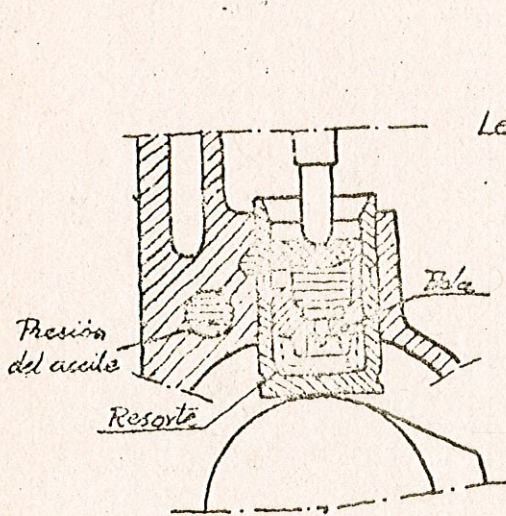


Fig. 31.17

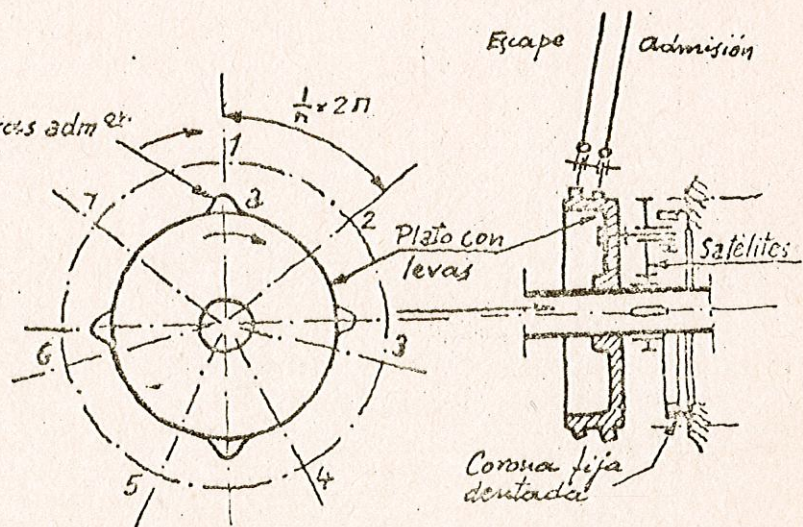


Fig. 31.18

serie de levas del mismo plato mandan igualmente todas las válvulas de escape de una estrella.

En el caso del motor de 4 tiempos, el número de cilindros  $n$  es necesariamente impar, para repartir regularmente las explosiones durante el ciclo de dos vueltas. Para  $n = 7$ , el orden de encendidos será: 1-3-5-7-2-4-6-1.

Regla: Si el plato de levas gira en el sentido del cigüeñal, son necesarias  $\frac{n+1}{2}$  levas sobre el plato, y la razón de velocidades será:  $\frac{1}{n+1}$ .

En efecto: supongamos que la leva  $a$  ataca a la válvula 1 en el tiempo cero;  $a$  atacará a 2 después de  $\frac{1}{n}$  vueltas, y durante ese tiempo el cigüeñal ha recorrido  $1 + \frac{1}{n}$  vueltas; la razón de velocidades es  $\frac{1}{n+1}$ . Durante ese intervalo, han sido necesarios  $\frac{n+1}{2}$  encendidos, y para realizarlos el plato debe llevar  $\frac{n+1}{2}$  levas.

Si el plato gira en sentido inverso del cigüeñal, son necesarias  $\frac{n-1}{2}$  levas; la razón de velocidades es:  $\frac{1}{n-1}$ .

La reducción se obtiene generalmente por un tren epicycloidal. (Fig. 31.18)

### 31.331 - Mando por levas; proyecto de levas.

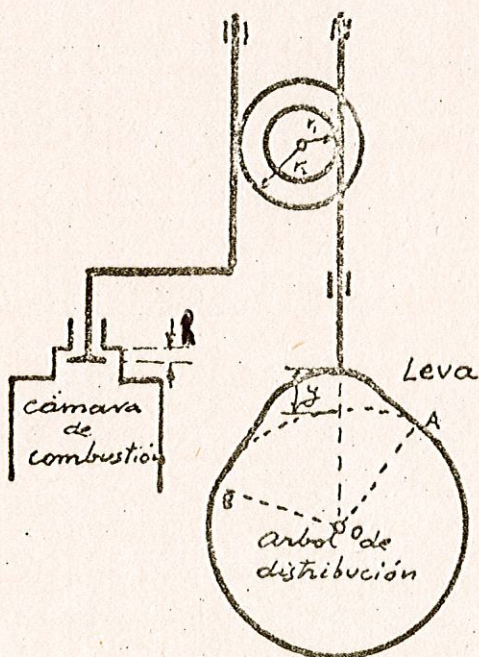


Fig. 31.19

El árbol de distribución tiene que encargarse de la apertura y cierre de las válvulas en el caso de que éstas existan, y para ello hay varios métodos según hemos mencionado. Uno de ellos consiste en que el árbol de distribución lleva talladas unas levas, que al girar accionan a las válvulas, bien directamente o bien por intermedio de palancas.

La fig. 31.19 nos proporciona una primera idea de cómo las válvulas pueden estar mandadas por levas.

Para el cálculo de las levas hay que tener en cuenta que éstas en todo momento han de abrir la válvula una altura  $h$ , que satisfaga la condición:

$$h \geq h_{\text{máx}} \frac{C}{C_{\text{máx}}} \quad \text{según se veía en 31.32,}$$



cierre termina después, la curva teórica de la fig. 31.20 debe empezar en  $A'$  y terminar en  $B'$  siendo tangente en dichos puntos al círculo base de la leva.

La mejor solución práctica se indica en la fig. 31.21. Se trazan las tangentes en  $A'$  y  $B'$  y un arco de circunferencia de radio el de la circunferencia base +  $y_{máx}$ , y se unen entre sí por curvas de acuerdo suaves. De todas formas hay que asegurarse que la curva teórica queda dentro de la práctica.

La construcción indicada para hallar el perfil de la leva teórica es correcta siempre que la extremidad del taqué sea puntual, pero no si, como sucede en la realidad, esa extremidad es plana; la construcción anterior sólo nos aseguraría que la recta de contacto con la base paralela al eje de distribución, dista del cilindro base la cantidad teórica, pero no la condición necesaria, que es que el plano extremo del taqué diste la citada cantidad del cilindro base.

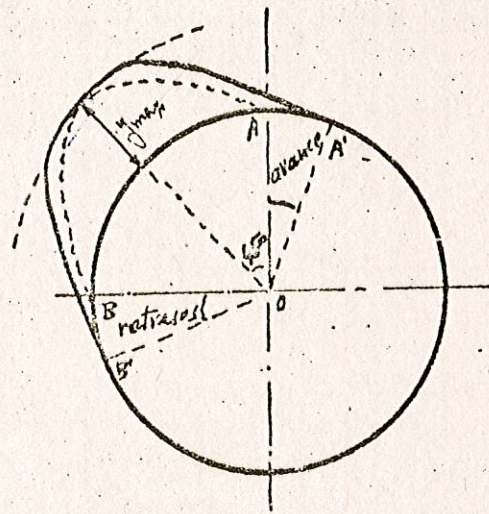


Fig. 31.21

Para trazar el perfil de la leva en este caso, fijémonos en que para el estudio del movimiento relativo entre leva y taqué da lo mismo considerar la leva girando que considerarla fija, y el taqué girando en sentido contrario.

En la vista representada en la fig. 31.22, el plano de la extremidad del taqué se proyectará siempre según una recta, y en el momento que el taqué "ha girado" el ángulo  $\beta$  es preciso que esa recta se encuentre a la distancia  $y_\beta$  de la circunferencia base, luego el perfil de la leva será la envolvente de todas las rectas trazadas siguiendo el método empleado para la  $r$  de la fig. 31.22.

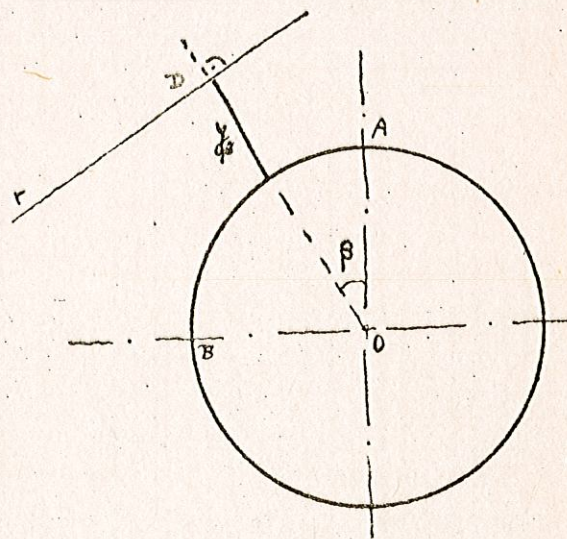


Fig. 31.22

Después de esto se comprende igualmente el método empleado en el caso de extremidad de taqué cilíndrica y representado en la fig. 31.23. Sobre el radio  $OC$  que forma el ángulo  $\beta$  con  $OA$ , se toma  $CD = y_\beta$  y se traza la circunferencia de radio  $O'D = r$  el del cilindro. La envolvente de todas las circunferencias trazadas de este modo nos da el perfil de la leva.

31.4 - Distribuciones especiales para el arranque y la inversión de marcha.

Arranque con aire comprimido.-

Como el motor debe funcionar con aire comprimido hasta que alcance una velocidad suficiente, son necesarios un cierto número de condiciones:

- 1 - Suprimir la llegada de combustible para evitar el retorno de llama al depósito de aire.
- 2 - Prever una distribución especial, con válvula de arranque, que funciona solamente durante el lanzamiento.
- 3 - Evitar la fuga de aire comprimido, del depósito hacia el cilindro, en marcha normal.
- 4 - Cuando el depósito de aire comprimido está lleno, debe ser posible parar el funcionamiento del compresor.

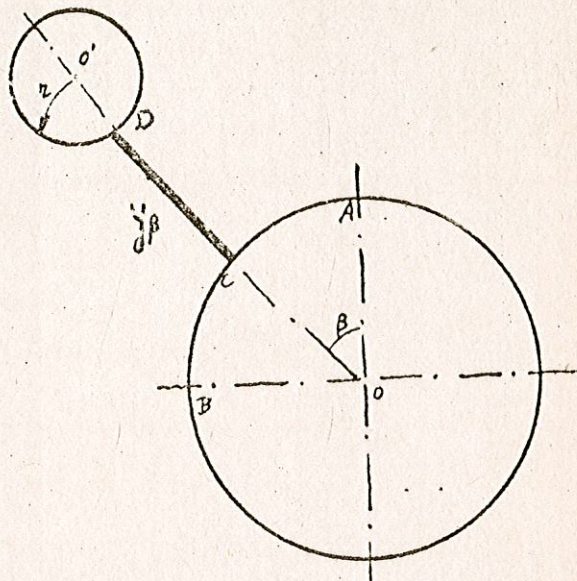


Fig. 31.23

Organos de arranque. (Fig. 31.24)

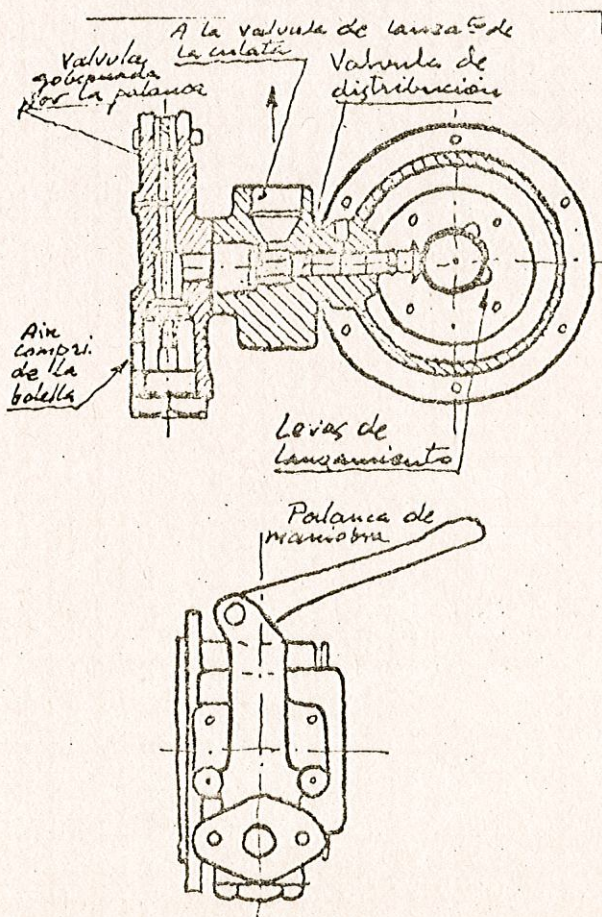


Fig. 31.24

Una llave de parada está prevista sobre el depósito de lanzamiento; un distribuidor de aire, mandado por el árbol de levas, permite la llegada a la válvula de arranque, pero solamente después de maniobrar una palanca de mano. La válvula de arranque alojada en la culata es de apertura automática. (Fig. 31.25)

La fig. 31.26 representa una válvula de las llamadas de "embrague neumático" (Sulzer); la cola de la válvula no entra en contacto con el balancín hasta que no se haya enviado el aire comprimido a la válvula.

Según el número de cilindros y el ciclo, de 2 ó 4 tiempos, el arranque no siempre es posible en cualquier posición del cigüeñal; hace falta entonces llevarlo a la posición conveniente, por medio de una

especie de palanca con trinquete que actúa sobre el volante, si ello es posible.

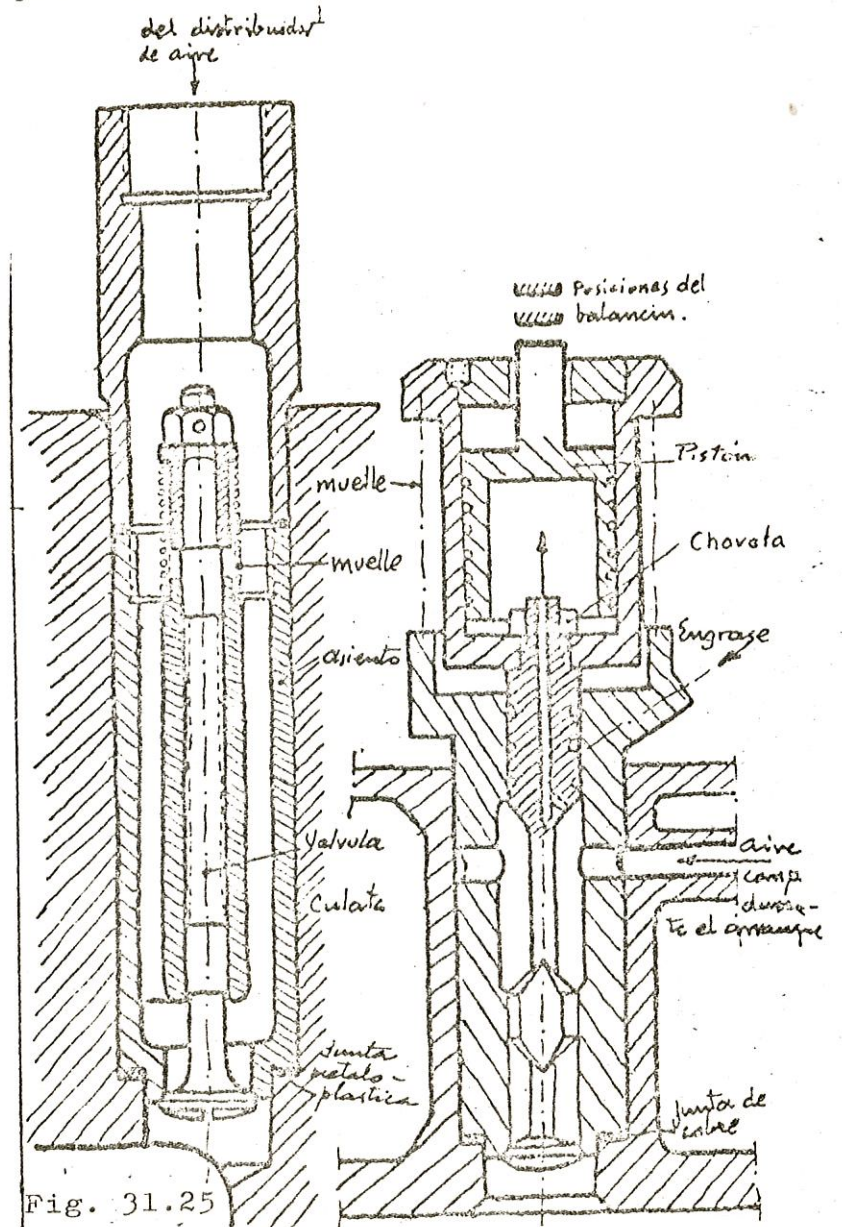


Fig. 31.25

Fig. 31.26

31.4 - Inversión de marcha.

La inversión del sentido de rotación de la hélice es necesaria para las maniobras de los barcos.

En los motores marinos de débil y media potencia, se intercala en la transmisión un cambio de marcha mecánico o hidráulico.

Para grandes potencias, algunas veces es obligado invertir el sentido de rotación del motor; es necesario entonces poder suprimir la acción de la distribución de la marcha avante y

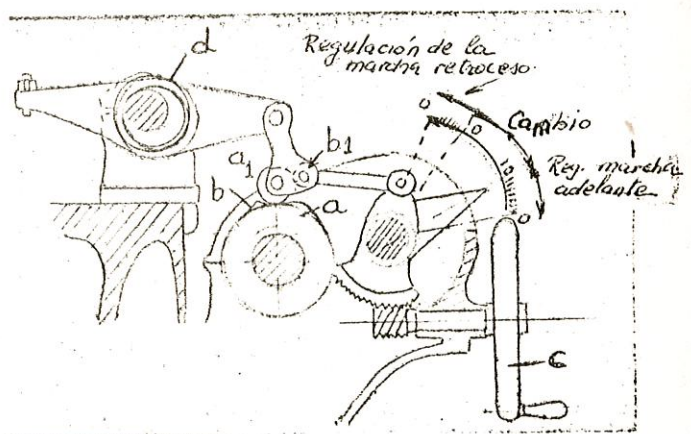


Fig. 31.27

poner en acción una distribución de marcha atrás.

Las soluciones empleadas son numerosas: no mencionaremos mas que la representada en la fig. 31.27 (Sulzer).

a) Levas de marcha adelante.

b) Levas de marcha atrás.

Las levas que mandan todas las válvulas (admisión, escape, combustible) están montadas sobre el mismo árbol.

c) Volante de inversión de marcha y reglaje.

Para el arranque con aire comprimido, una rotación del árbol con excéntrica d permite inmovilizar todo el sistema de distribución, si se arranca en régimen de dos tiempos.

Se podría también montar todas las levas sobre un forro deslizante sobre el árbol de levas.

Son necesarios enclavamientos, de forma que solamente pueda arrancarse en las posiciones de potencia nula y solamente pueda invertirse en posición de parada.

32.1 - Regulación.- Misiones del volante y del regulador.

El volante tiene por objeto regularizar la velocidad durante el período, absorbiendo la energía en exceso bajo forma de energía cinética y devolviéndola cuando el par resistente es superior al motor.

El regulador en cambio sirve para variar el trabajo medio del ciclo. Existen varios procedimientos de regulación que luego estudiaremos, pero en todos los casos debemos considerar la insensibilidad del regulador.

Si el regulador fuera extremadamente sensible, es decir, si actuase para una pequeña variación de la velocidad, como el volante no puede uniformarla completamente, resultaría que el regulador actuaría continuamente, y varias veces durante el ciclo. Para que no suceda esto, es necesario que tenga cierto grado de insensibilidad, es decir, que no actúe hasta que se produzca una determinada variación de la velocidad.

La misión del regulador se aprecia claramente en la fig. 32.1. Cuando el par resistente aumenta, si no queremos que disminuya la velocidad, tendremos que cambiar la curva característica.

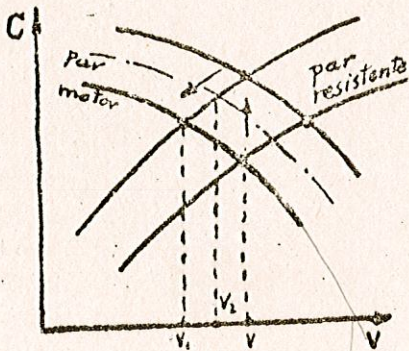


Fig. 32.1 *velocidad de equilibrio*

Desde luego no siempre es necesaria la constancia de la velocidad, pero sí muchas veces, queremos que varíe de manera distinta a como lo haría si no hubiera regulador. (En el caso anterior, sin regulador, la velocidad se convertiría en  $V_1$  al aumentar el par resistente y aunque no interese conservar la  $V$  exactamente, podemos desear una  $V_2$ , por ejemplo). El regulador tendría que actuar un poco menos que si deseáramos constancia de velocidad.

Además un regulador que conserve exactamente la velocidad constante, es decir, un regulador astático, es prácticamente imposible de realizar, porque el regulador está basado en mecanismos que para cada velocidad de funcionamiento procuran una admisión determinada. Es decir que si aumenta el par resistente, es necesaria una variación de la velocidad, hasta la nueva velocidad de equilibrio, para que la admisión en el equilibrio haya podido aumentar. Claro es que el regulador puede hacerse muy sensible para que a una variación pequeña de velocidad corresponda una grande en la admisión; pero tropezando siempre con el grado de irregularidad dado por el volante.

La regulación puede ser automática o voluntaria. En este último caso, interesa poder variar la velocidad del motor a voluntad. En vehículos, por ejemplo, interesa esta variación para acomodar la velocidad a los accidentes del terreno (curvas o zonas peligrosas, pendientes, etc.)

Todos los sistemas de regulación deben conseguir que pueda variarse el par motor sin variación de la velocidad, de forma que el nuevo par motor pueda vencer el nuevo par resistente.

### 32.2 - Regulación de motores de combustión interna.

En estos motores la regulación se puede hacer de varias maneras:

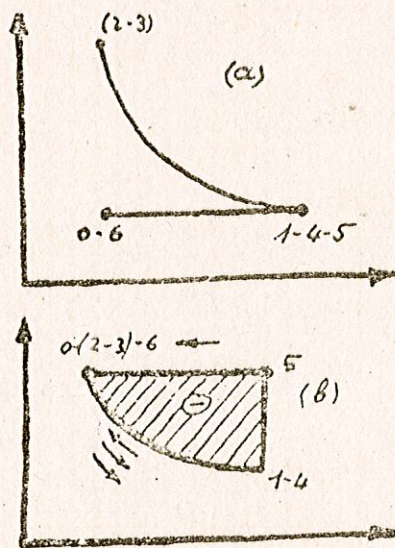
Estudiando la fórmula de la potencia útil =  $N_u = \frac{n_i V_h H_g \eta_e \eta_m}{10^5 \cdot 5 \cdot 10^6} n_a$

Vemos que podemos variar dicha potencia de tres maneras:

- 1 - En los motores policilíndricos, disminuyendo  $n_i$  (cilindros activos) o en los monocilíndricos, disminuyendo  $n_a$  (ciclos motores en la unidad de tiempo). Se llama regulación por interrupción.
- 2 - Variando la potencia calorífica específica de la mezcla  $H_g$ . Regulación cualitativa. Mezcla menos rica.
- 3 - Variando el rendimiento gravimétrico. Regulación cuantitativa. Menos mezcla es decir, menos presión final de admisión.

#### 32.21 - Regulación por interrupción.

Consiste en hacer fallar algunas explosiones, es decir, obtener un ciclo de trabajo de área nula o negativa, cuando la velocidad del motor aumenta (regulación automática) o cuando se desea menos par motor (regulación voluntaria). Esto se puede conseguir de varias maneras:



- 1 - Aspirando el aire puro. Escape normal (Fig. a) (empleado en motores de gas).
- 2 - Dejando la válvula de admisión cerrada. La de escape normal (fig. b). Es el más empleado.
- 3 - Válvula de admisión normal. La de escape abierta durante todo el período (fig. c).
- 4 - La de admisión abierta en los dos primeros tiempos. Escape normal (fig. d)

Empleando los procedimientos 3 y 4 se pierde combustible inútilmente.

Fig. 32.2

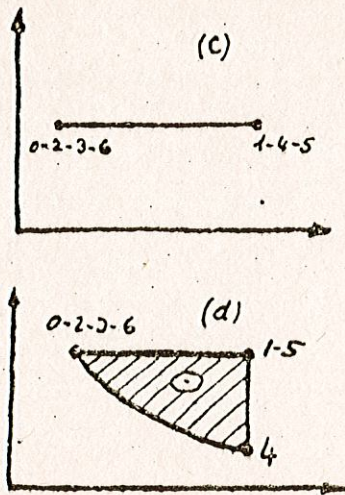


Fig. 32.2

Lo mismo sucede con otro procedimiento consistente en suprimir la chispa, que no se emplea.

Las ventajas del procedimiento son:

Buen rendimiento indicado, quemándose el combustible en las mejores condiciones, puesto que en los ciclos en que hay compresión ésta se verifica de un modo normal.

Sencillez de ejecución práctica.

Los inconvenientes son:

Demasiada irregularidad. Si se suprime una explosión, hay por lo menos 7 carreras del émbolo que no producen trabajo motor, y mientras tanto el volante tendrá que proporcionar la energía necesaria para vencer el par resistente, a expensas de su energía cinética. Esto se traduce en una disminución bastante considerable de la velocidad. Además, al enfriarse el cilindro puede fallar alguna otra explosión, aumentando la irregularidad.

El procedimiento de regulación por interrupción no se emplea (por esta razón) en motores en que se desee un grado de irregularidad inferior a  $1/40$ .

Además, se enfría el cilindro y la nueva mezcla admitida termina la compresión en peores condiciones de inflamación. Esto hace que no pueda emplearse el procedimiento en motores Diesel, ya que corremos el riesgo de no alcanzar la temperatura de inflamación. Tampoco sirve el procedimiento para motores de alcohol y petróleo, debido a que al bajar la temperatura puede suceder que los vapores no entren en proporciones convenientes en la mezcla. Aunque no suceda esto, pueden condensarse los vapores en las paredes de la cámara, originando una pérdida de combustible que además se transformará en carbonilla, perjudicial para el cilindro.

El procedimiento se emplea poco y solamente en motores baratos y estacionarios. La realización práctica del procedimiento es muy sencilla.

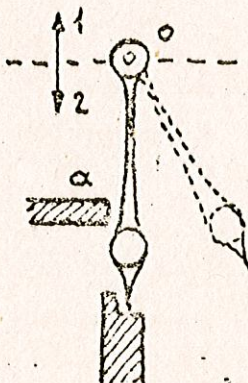


Fig. 32.3

El tope a es fijo. El péndulo puede girar alrededor de O, que se traslada alternativamente hacia arriba y hacia abajo, siguiendo el movimiento del árbol de levas que está ligado al del cigüeñal. Al chocar con a se desvía la masa del péndulo y puede suceder que para cuando vuelva a la posición vertical, haya o no haya hecho el punto O el recorrido de ida y vuelta (dependiendo el que suceda una u otra cosa de la velocidad del motor). Si la velocidad es grande, el péndulo no habrá llegado a la vertical, y no se abrirá la válvula.

Un dispositivo parecido se consigue por medio de una escuadra, con una masa en un brazo y el vástago empujador en el otro.

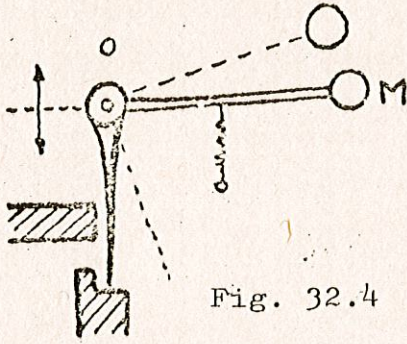


Fig. 32.4

El resorte tira continuamente. Si el punto O baja muy deprisa, dicho resorte no podrá vencer a la fuerza de inercia de la masa M que ha quedado retrasada, y no se abrirá la válvula, por no alcanzar el vástago la posición vertical.

### 32.22 - Regulación cualitativa.

(Variando las proporciones de la mezcla). Se emplea en motores Diesel y también en los de gas. En éstos últimos podrían aplicarse tres procedimientos:

- 1 - Modificar el tiempo de apertura de la válvula de combustible, o la carrera de dicha válvula.
- 2 - Idem de la válvula de aire.
- 3 - Aspirar una parte de los productos de la combustión anterior.

Este último procedimiento es peligroso, porque dada la temperatura de los gases quemados, podrían producirse inflamaciones a destiempo.

Solamente se emplean los dos métodos del primer apartado.

- A) Variando la carrera de la válvula de admisión de combustible, obtenemos una mezcla más homogénea, pero precisamente por eso, como será más pobre en todos sus puntos, estará en peores condiciones de inflamabilidad.
- B) Variando en cambio el tiempo de admisión de combustible, se inflama más fácilmente la mezcla, porque por no ser homogénea, tiene partes ricas, siempre que éstas se conserven cerca de la bujía de encendido.

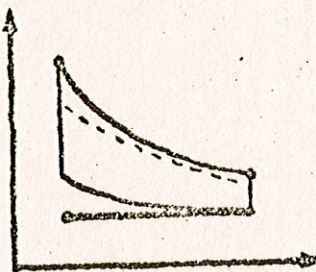


Fig. 32.5

El rendimiento gravimétrico es igual en A que en B.

Ventaja: Buen rendimiento térmico a poca carga.

Inconveniente: Dificultades de encendido.

La figura muestra el ciclo teórico en línea llena y la línea de puntos es la expansión real utilizando este procedimiento de regulación.

Mecanismos empleados:

Levas de abertura o de ángulo variable (1)

- Levas de altura variable (2)
- Levas de altura y ángulo variable (3)
- Estrangulación de la válvula de gas.

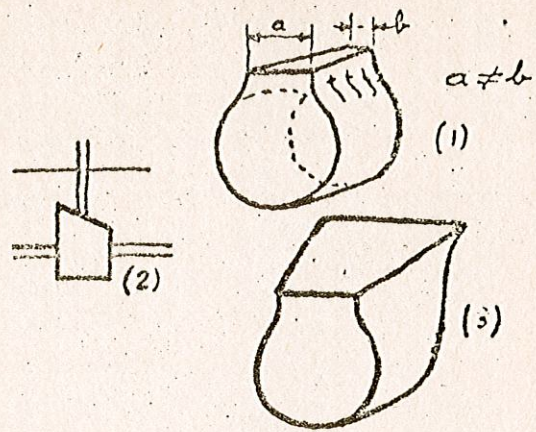


Fig. 32.6

32.23 - Regulación cuantitativa.

(Variando la cantidad de mezcla que introducimos en el cilindro).

Se pueden realizar de varias maneras:

Los tres diagramas que se obtendrían son los siguientes. Los de trazo lleno corresponden al caso de carga normal, y los de puntos a carga menor.

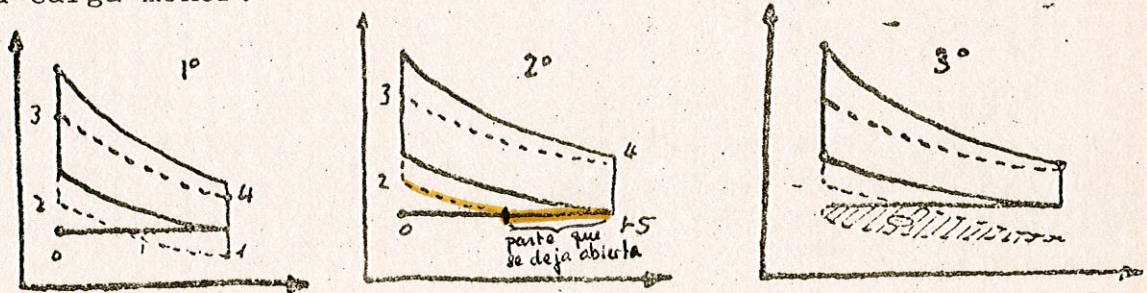


Fig. 32.7

- 1 - Cerrando la válvula de la mezcla antes del final de la carrera de admisión.
- 2 - Dejándola abierta durante una parte de la carrera de compresión.
- 3 - Disminuyendo la presión en el cilindro durante toda la aspiración, es decir, estrangulando la mezcla ya formada. Sistema empleado en los motores de gasolina (automóviles).

Ventajas del procedimiento:

Sencillez de ejecución.

Disminución de los esfuerzos motores y con éstos de los rozamientos.

Inconvenientes:

Variación del rendimiento del ciclo.

Dificultad de encendido con pequeña carga, sobre todo en motores Diesel, debido a la poca compresión.

Para conseguir prácticamente la variación de la cantidad de la mezcla (con los procedimientos 1 y 2) se emplean dispositivos parecidos a los del apartado 32.22.

*Motor de Gas*  
*Gasoline*

### 32.3 - Sistema empleado en los motores de gasolina.

La regulación fundamental de estos motores es cuantitativa. Entre el carburador y el colector de admisión, hay una sencilla llave de mariposa, que estrangula más o menos la mezcla ya formada y regula la presión de admisión y, por lo tanto, el rendimiento gravimétrico, como se ha dicho en el apartado 3º anterior. La mariposa es mandada por el acelerador. Con el acelerador al máximo puede interesar también aumentar la riqueza para obtener un suplemento de par motor (bomba de aceleración o "reprise") según vimos en 21.221 y estudiaremos en la próxima lección.

### 32.4 - Regulación de los motores de combustión.

Normalmente se actúa sólo sobre la cantidad de combustible inyectado y, por lo tanto, se cambia Hg al cambiar la proporción de combustible, es decir el valor de  $\lambda$ . La regulación es, pues, cuantitativa.

La cantidad de combustible inyectado por ciclo puede variarse de varias formas, de las cuales se emplean sobre todo:

- 1 - Como la inyección está mandada por una bomba que comunica la presión necesaria al combustible para que entre en la cámara de combustión, podemos modificar la carrera de la bomba.
- 2 - También podemos hacer que durante la impulsión una parte, regulable a voluntad, del combustible inyectado no entre en la cámara de combustión, sino que se desvíe y vuelva al depósito de combustible. Este sistema es el más empleado y lo estudiaremos en la lección siguiente (fig. 33.2)

ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE

33.1.- Generalidades.-

La mezcla de combustible y aire comburente, debe ser convenientemente dosificada y realizada lo más íntimamente posible, para obtener una combustión completa, sin inquemados ni demasiado exceso de aire. Para ello se emplean dos métodos:

a) Inyección en el cilindro con encendido automático. Es el método típico de los motores Diesel, en los que se comprime el aire puro en un grado suficiente para que la inflamación se realice directamente/sin necesidad de chispa; el comienzo de la inflamación coincide por lo tanto con el principio de la inyección, descontando el retraso del encendido.

b) Carburación previa con encendido mediante mecanismo de encendido. Es el método típico de los motores de explosión en los que se comprime una mezcla carburada aprovechando que el combustible empleado suele ser volátil. Ya hemos visto que el grado de compresión es limitado para evitar el peligro de detonación. El comienzo de la combustión se provoca por medio de una chispa eléctrica.

33.2.- Inyección en motores de combustión. Funciones de la bomba y del inyector.-

En los motores Diesel tenemos que conseguir introducir una determinada cantidad de combustible por ciclo en una cámara de aire a una presión elevada y con gran precisión de comienzo y duración de la operación.

Para ello se recurre a un equipo formado por la bomba y el inyector (inyección mecánica). También existe otro procedimiento (inyección neumática): el aire comprimido a  $70-80\text{Kg/cm}^2$  impulsa el combustible líquido al inyector, la pulverización es buena y este método ha sido durante mucho tiempo el único eficaz, pero necesita un compresor de aire de 3 etapas, órgano pesado que exige para su funcionamiento del 5 al 7% de la potencia de los cilindros y es de funcionamiento delicado.

Por ello este procedimiento ha sido abandonado en las modernas construcciones, empleándose actualmente la inyección mecánica mediante un equipo Bosch. Fabricado con este nombre en su país de origen Alemania, con el de American Bosch en E.E.U.U.; por C.A.V. en Inglaterra; Lavalette en Francia y Marelli en Italia; equipa la inmensa mayoría de las veces los motores Diesel de auto-

La bomba de inyección Bosch es un órgano independiente del motor con cuyos cilindros comunica por medio de tuberías (Fig 33.1 ).

En esquema consta de un árbol de levas,  $A_1$   $A_2$  movido por el mismo motor y un mando  $M_1$   $M_2$  gradúa la cantidad de combustible que entra por C y sale por las tuberías t, cada una de las cuales comunica con el inyector de cada cilindro.

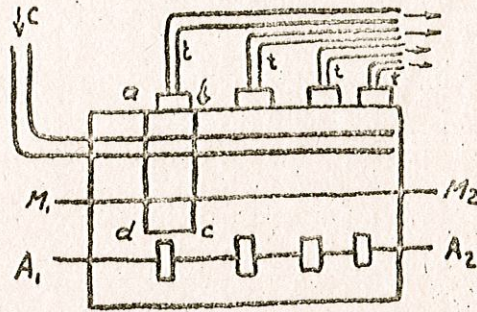


Fig. 33.1

La fig. 33.2 representará el detalle del rectángulo abcd de la fig.33.1. El émbolo E sube y baja movido por la leva

$A_1$   $A_2$  (fig 33.1), además puede girar alrededor de su eje moviendo  $M_1$   $M_2$  por un mecanismo de cremallera no representado en la figura. El combustible entra por  $e_1$  y se comprime en la cámara H, hasta que venciendo la resistencia del muelle m, abre la válvula v, y sale por s hacia el inyector; el émbolo E tiene una ranura r y una rampa helicoidal, siempre invadidas por el combustible. Cuando la rampa destapa la salida  $e_2$ , el combustible puede seguir la flecha f y salir por  $e_2$  y no teniendo ya la presión necesaria para vencer el muelle m, éste

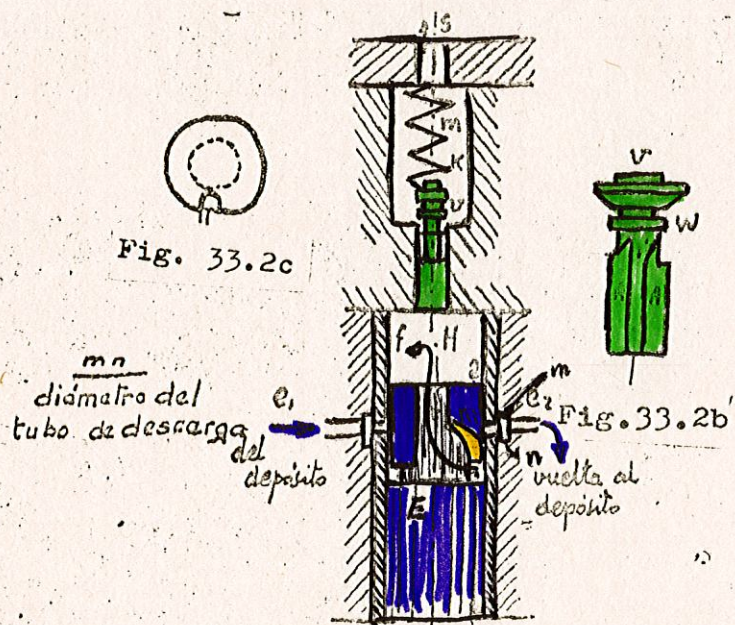


Fig. 33.2a

cierra la válvula v. La carrera útil del émbolo E es ab-mn; mn es constante ab se puede variar girando el émbolo. En la fig. 33.2 b

las aletas A hacen de guías pasando el combustible, por las ranuras r'. El cierre de la válvula v, lo efectúa la parte cilíndrica w, cuyo objeto es el siguiente ( fig. 33.2 a ).

Cuando el combustible está comprimido (200-400 Kg/cm<sup>2</sup>) disminuye su volumen y la cámara K y los tubos de conducción, se dilatan, de manera que cuando hay gran presión, cabe más combustible en la cámara K por ambas razones; si la presión cesa, el combustible se dilata y la cámara K se contrae, de manera que cabe menos en ella; esta diferencia tiende a salir por s con poca presión y velocidad formando gotitas perjudiciales en el inyector; esto se evita por medio de la parte cilíndrica w (fig. 33.2 b), puesto que al cesar la presión la parte w se encaja en su cilindro, desapareciendo el volumen v.

En las tuberías entre las bombas y los inyectores se establece, durante la inyección, un régimen variable en los períodos de apertura y cierre, influido por la elasticidad del líquido y de las tuberías. Este régimen tiene leyes similares a las del fenómeno conocido por "golpe de ariete" en las conducciones hidráulicas y las ecuaciones diferenciales que lo rigen son similares a las de Allievi para dicho fenómeno. El resultado es que las cantidades de combustible que llegan al inyector ( por unidad de tiempo en cada momento ) son muy distintas que las variaciones de volumen propias del movimiento del émbolo de la bomba, por lo cual dicho régimen variable debe estudiarse si se quiere tener una " ley de inyección " determinada en los cilindros.

Pasemos ahora a estudiar el inyector. La fig. 33.3 lo representa en esquema. La rosca R es para sujetarlo en el cilindro, generalmente por intermedio de otras piezas adicionales por las que circula agua o aceite para la refrigeración. Por l entra el

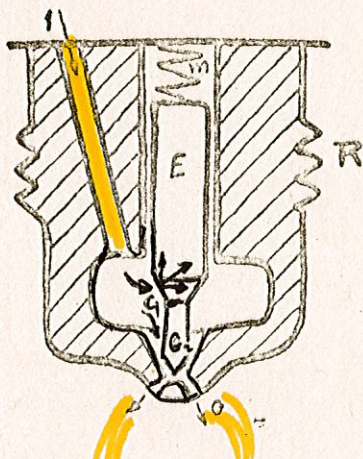


Fig. 33.3

combustible a presión, procedente de la bomba de inyección; debido a esta presión se levanta el émbolo buzo E venciendo el muelle m. El líquido sale por los orificios o; estos son 5 agujeros de 0,3mm  $\phi$ . que producen un cono de pulverización con ángulos de 140°. Hay otros modelos. Cuando cesa la presión el muelle m cierra el cono C<sub>2</sub> sobre su asiento.

## Crítica de la inyección por equipo Bosch en comparación con la alimentación por carburador.

- Ventajas:
- a) Se puede emplear toda clase de combustibles, incluso los más pesados siempre que se pueda realizar una pulverización satisfactoria.
  - b) Se puede hacer preceder la aspiración, de un barrido que expulse los gases residuales y asegure un buen llenado de aire, sin pérdidas de combustible por el escape.
  - c) El grado de compresión puede ser elevado, lo que asegura un buen rendimiento.
  - d) Con el empleo de una bomba por cilindro se puede obtener fácilmente una igual repartición de combustible en todos los cilindros.
  - e) Nada se opone a la realización del ciclo de dos tiempos.

### Inconvenientes:

- a) Los gastos de combustible, por ciclo motor pueden ser muy pequeños, de donde resulta que la precisión de fabricación debe ser extrema, del orden de la micra.

Ejemplo: un 4 tiempos de simple efecto, de 15 CV por cilindro y 2.000 r.p.m. que consume 200 gr/CVh necesitará:

Combustible a inyectar  $200 \times 15 = 3.000$  gr/h

Número de inyecciones  $\frac{2000 \times 60}{2} = 60.000$  /h

Es decir  $\frac{3.000}{60.000} = 0,05$  gr por inyección lo cual equivale

a unos  $60 \text{ mm}^3$ , Para introducir  $60 \text{ mm}^3$  de combustible por ciclo motor el pistón de la bomba será del orden de  $5 \text{ mm } \phi$  con una carrera útil de unos  $3 \text{ mm}$ . y la regulación de la potencia correrá a cargo de hacer mayor o menor la carrera del pistón de la bomba pero siempre alrededor de  $3 \text{ mm}$ .

- b) La duración de la inyección frecuentemente es corta; en el ejemplo citado la inyección dura  $20^\circ$  de giro del cigüeñal lo que equivale a

$$\frac{60}{2.000} \cdot \frac{20}{360} = \frac{1}{600} \text{ sg}$$

- c) Las presiones necesarias para obtener una buena pulverización son siempre muy elevadas.

### Otras particularidades de la bomba.

- a) Leva para el mando del émbolo buzo. Se la construye para dar al pistón una aceleración primero positiva ( $50^\circ$  aprox), después nega-

tiva (25° aprox); la inyección que corresponde a 20° del cigüeñal, debe durar 10° del árbol de levas, para un 4 tiempos. Los 10° serán colocados en la proximidad de la velocidad máxima del pistón. En estas condiciones, la abertura de la aguja es franca y la pulverización es buena desde el principio de la inyección.

b) Regulación del principio de la inyección.- En los motores rápidos, el avance de la inyección debe crecer con la velocidad del motor. El problema puede ser resuelto por modificación de la unión por chaveta del árbol a las levas, por ejemplo por medio de un manguito deslizante sobre rampas helicoidales. El mando del manguito se hace a mano por regulador.

### 33.3.- Carburación en motores de gas.-

Hay que conseguir una mezcla íntima y en proporción adecuada del gas combustible y del aire antes de que entren en el cilindro, cosa que es fácil de conseguir por tratarse de dos gases y por consiguiente los dispositivos son sencillos. Los conductos de gas y de aire desembocan en una válvula mezcladora o en un colector de admisión donde se hace sentir la depresión debida a la aspiración del motor.

La potencia se regula o bien actuando sobre el gasto de gas (regulación cualitativa) o bien actuando a la vez sobre los gastos de gas y aire (regulación cuantitativa). A veces se utiliza una regulación mixta a la vez cualitativa y cuantitativa.

La regulación cuantitativa da mal rendimiento a pequeñas cargas pero el peligro de fallos en el encendido es menor y es por tanto el sistema adoptado cuando el motor ha de funcionar a menudo al ralentí,.

Por el contrario la regulación cualitativa mantiene casi constante el volumen admitido y el rendimiento es bueno a todas las cargas, pero hay el peligro de fallos en el encendido en el caso de potencias bajas; este procedimiento se aplica a motores que acostumbran a funcionar a plena carga.

### 33.4.- Carburación en motores de gasolina. Funciones del carburador.-

En los motores de explosión se pretende formar una mezcla de aire y combustible vaporizado o finamente pulverizado antes de la admisión en el cilindro. La carburación es sencillamente un fenómeno de evaporación que ha de realizarse rápidamente; de aquí la necesidad de poner en contacto el aire y el combustible en gran superficie.

Al mismo tiempo las proporciones relativas de aire y combustible han de ser las que exija el motor. Para que la combustión sea completa es necesario un exceso de aire del 30 al 50% de la cantidad teórica según vimos en lecciones anteriores.

Las cantidades de aire teóricamente necesarias para la combustión completa de 1 Kg. de combustible y las prácticas para un exceso del 30% son las siguientes

<u>Combustible</u>	<u>Gasolina</u>	<u>Benzol</u>	<u>Alcohol</u>	<u>Alcohol carburado</u>
Aire teórico	12,57 m <sup>3</sup>	11,17 m <sup>3</sup>	5,89 m <sup>3</sup>	8,30 m <sup>3</sup>
" práctico	15 m <sup>3</sup>	14,50 m <sup>3</sup>	7,70 m <sup>3</sup>	10,80 m <sup>3</sup> (50% alcohol 50% benzol)

Las misiones del carburador son:

- Dar un consumo lo más bajo posible dosificando la mezcla aire-combustible
- Obtener una presión media del ciclo motor lo más elevada posible.
- Preparar el estado físico de la mezcla para que el combustible esté en forma de vapor o de gotitas muy finas en el momento de la explosión; observemos que una mezcla aparentemente rica, de gotas gruesas, puede ser efectivamente pobre debido a los inquemados.
- Mantener una mezcla correcta a velocidades muy variables desde el ralenti hasta el máximo de velocidad.
- La carburación debe permitir el arranque en frío, momento en que la vaporización es mala y "reprises" enérgicos después de un ralenti; además los motores de aviación exigen ciertas funciones especiales a sus carburadores.

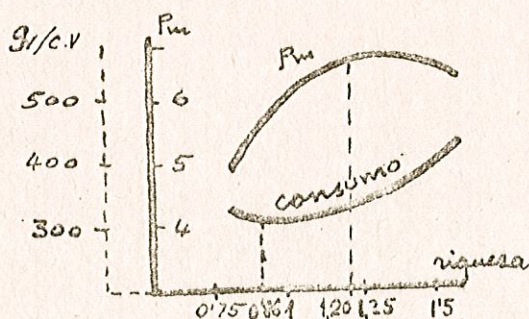


Fig. 33.4

Las condiciones a y b no pueden obtenerse con la misma riqueza como puede verse en la fig,33,4 en la que se ha tomado como riqueza 1 la correspondiente a 1 gr de combustible por 15 gr. de aire.

33.42.- Enfriamiento de la mezcla y riqueza resultante.

Vamos a estudiar el descenso de temperatura que se produce en la carburación.

Al principio la temperatura del aire y del combustible son  $t$ , la del ambiente. La mezcla de aire y vapor de combustible tendrá una temperatura  $t_0$ . Tal que  $t_0 < t$ .

Supongamos que se evapora la unidad de peso de combustible y que para ello necesitamos un peso  $P$  de aire.

Consideramos que la transformación es adiabática y por lo tanto isoentálpica.

Llamando:

- $H_a$  entalpía del aire antes de la carburación
- $H'_a$  entalpía del aire después de la carburación
- $H_c$  entalpía del combustible líquido antes de la carburación
- $H'_c$  entalpía del combustible vaporizado después de la carburación
- $r$  calor latente de vaporización a la temperatura  $t_0$
- $C_p$  calor específico del aire a presión constante
- $c$  calor específico del combustible líquido

$$H_a + H_c = H'_a + H'_c \quad H_a - H'_a = H'_c - H_c \quad H_a - H'_a = P C_p (t - t_0)$$

El aumento de entalpía del combustible será igual al calor aportado en una transformación a presión constante

$$H'_c - H_c = r - c(t - t_0) \quad P C_p (t - t_0) = r - c(t - t_0)$$

$$t - t_0 = \frac{r}{P C_p + c}$$

Con el aire así enfriado ha de ser posible obtener una mezcla conveniente para alimentar el motor, es decir 1 Kg. de aire saturado de vapor de combustible debe llevar una cantidad de este que sea por lo menos igual a la proporción de la mezcla empleada y debe ser mayor porque, en la proximidades de la saturación, la rapidez de vaporación no es suficientemente grande para hacerse en el pequeño tiempo que dura la carga del motor.

Según la ley de Dalton, en una mezcla de gases la tensión es la suma de las tensiones que tendría cada gas si él solo ocupara el volumen total.

Según esto:

- si  $\delta$  es la densidad del aire a la presión  $p$  de la mezcla y  $t_0$ .
- $\delta_1$  la densidad del vapor a  $t_0$  y  $p_0$ .
- $V$  el volumen total.
- $p_0$  la tensión del vapor a  $t_0$ .

$P_c$  peso de combustible.

$P_a$  peso de aire.

$$\left. \begin{aligned} P_c &= \delta_1 V \\ P_a &= \delta V_a = \frac{p-p_0}{p} \delta V \end{aligned} \right\} \frac{P_c}{P_a} = \frac{\delta_1 p}{\delta (p-p_0)}$$

La relación  $\frac{P_c}{P_a}$  debe ser mayor que la escogida para la carga del motor.

En la tabla siguiente se han calculado los valores de  $t-t_0$  y  $\frac{P_c}{P_a}$ . Para todo combustible se conoce  $p_0 = f(T_0)$  y de aquí se obtiene

$\frac{dp_0}{dT_0}$ ;  $r$  se obtiene experimentalmente o se determina por fórmulas empíricas; por ejemplo para la gasolina  $r = 109 - 0,135 t - 0,000085 t^2$ . Por la fórmula de Clapeyron se determina  $u = \frac{r}{A T_0 \frac{dp_0}{dT_0}}$ . Ahora se halla  $\delta_1 = \frac{1}{u}$

Para cada valor de  $T_0$  obtenemos luego el valor de  $\frac{P_c}{P_a}$  que es posible obtener y la caída de temperatura  $t-t_0$  que se producirá para el valor de  $P$  necesario.

Ejemplo:

Para  $T_0 = 283^\circ \text{K}$  en alcohol, tenemos los valores aproximados

$$\frac{\Delta p}{\Delta T} (T_0 < 283^\circ \text{K}) = \frac{11,53}{10} \text{ mm Hg}/^\circ \text{K} = 1,153$$

$$\frac{\Delta p}{\Delta T} (T_0 > 283^\circ \text{K}) = \frac{20,23}{10} \text{ mm Hg}/^\circ \text{K} = 2,023$$

Trazando la curva se obtiene  $\frac{dp}{dT} \approx 1,51 \text{ mm Hg}/^\circ \text{K}$ , valor exacto

$$\frac{dp}{dT} = \frac{1,510}{760} \cdot 10.330 = 20,500 \frac{\text{Kg}/\text{m}^2}{^\circ \text{K}}$$

$$u = \frac{220,75}{\frac{1}{427} \cdot 283 \cdot 20,5} = \frac{220,75 \cdot 427}{283 \cdot 20,5} = 16,30 \text{ m}^3/\text{Kg}.$$

$$\frac{P_c}{P_a} = \frac{\frac{1}{16,3} \cdot 760}{1,3 \cdot (760 - 24,23)} \approx \frac{1}{20,9}$$

$$t-t_0 = \frac{220,75}{7,70 \cdot 1,3 \cdot 0,247 + 0,58} = 72,5$$

Las relaciones de combustible a aire convenientes son  $\frac{1}{1,3 \cdot 7,7} = \frac{1}{10}$  para el alcohol;  $\frac{1}{1,3 \cdot 15} = \frac{1}{19,5}$  para la gasolina.

Con estas riquezas se han calculado los valores de  $t-t_0$  de las tablas, pero dichas relaciones no pueden obtenerse más que por encima de  $T_0 = 293^\circ$  para el alcohol y  $258^\circ$  para la gasolina. Para temperaturas inferiores no se evaporará el combustible en cantidad suficiente y la mezcla

será pobre en vapor de combustible. Simultáneamente, el valor de  $t-t_0$  será menor que el que indican las tablas, es decir que los valores de  $t-t_0$  sólo son válidos hacia la derecha de los valores  $\frac{1}{10}$  y  $\frac{1}{19,5}$  respectivamente.

Sumando  $t-t_0$  a los valores de  $t_0$  antedichos, vemos que no puede obtenerse una vaporización satisfactoria si la temperatura antes del carburador es menor que 92° C. o 7° C. respectivamente.

Alcohol etílico.  $c = 0,58$

$T_0$	= 273	283	293	303	313	323	333	343	353	°K
$P_0$	= 12,70	24,23	44,46	78,52	133,69	219,20	350,21	541,15	812,91	mm Hg
$r$	= 220,90	220,75	220,60	219,20	218,70	216,05	215,40	209,90	206,40	Kcal/Kg
$u$	= 30,40	16,30	9,10	5,29	3,20	2,00	1,29			$m^3/Kg$
$-t$	= 72,5	72,5	72,5	72	71,8	70,8	70	68,8	67,5	°C
$\frac{P_c}{P_a}$	= $\frac{1}{38,6}$	$\frac{1}{20,9}$	$\frac{1}{11,20}$	$\frac{1}{6,18}$	$\frac{1}{3,425}$	$\frac{1}{1,85}$	$\frac{1}{0,905}$			

Gasolina.  $c = 0,44$

$T_0$	= 248	253	258	263	268	273	278	283	293	°K
$P_0$	= 2,40	4,81	8,28	12,90	18,78	26,12	35,17	46,26	76,23	mm Hg
$r$	= 112,92	112,05	111,206	110,43	109,70	109	108,30	107,57	105,95	Kcal/Kg
$u$	= 29,8	21,3	17,5	13,20	10,05	8,10	5,41	4,15	2,76	$m^3/Kg$
$-t$	= 22,4	22,2	22	21,9	21,75	21,6	21,5	21,3	21	°C
$\frac{P_c}{P_a}$	= $\frac{1}{38,25}$	$\frac{1}{27,5}$	$\frac{1}{22,5}$	$\frac{1}{16,9}$	$\frac{1}{12,8}$	$\frac{1}{10,2}$	$\frac{1}{6,38}$	$\frac{1}{5,08}$	$\frac{1}{3,25}$	

Se ve pues el peligro que supone el descenso de temperatura sobre todo en el caso del alcohol en que pudiera producirse la solidificación del combustible y obstrucción consiguiente del carburador.

Los carburadores de alcohol, por esta razón, han de estar calentados. Esto no es necesario en los de gasolina en verano, pero en invierno suele hacerse que el tubo de aspiración sea contiguo al de escape. Sin embargo ya sabemos que el aire de aspiración caliente disminuye la potencia.

33.43.- Principio del carburador y dificultad de mantener la riqueza de la mezcla.-

Los carburadores más empleados son los de surtidor o de "gicleur", que en esencia constan de un depósito de nivel constante en comunicación directa con un surtidor colocado en el tubo de aspiración de aire del motor, según se vé en el esquema de la figura 33.5

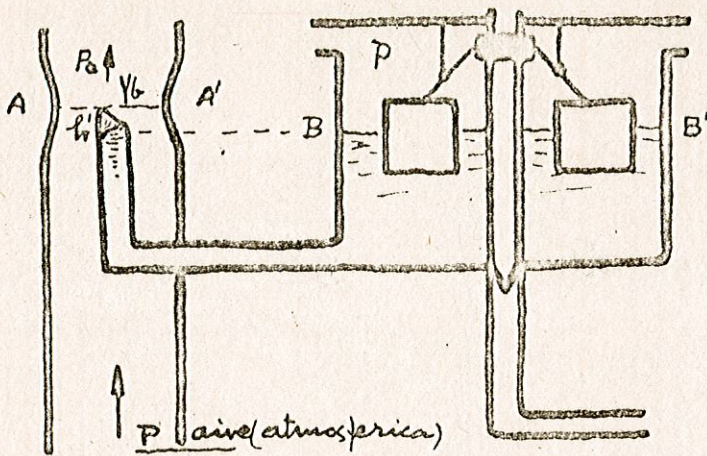


Fig. 33.5

En el extremo del "gicleur" queda una pequeña cámara de gasolina, de altura  $h'$ :

Suponiendo que la superficie de la cámara respecto al orificio del "gicleur" es lo suficientemente grande, como para suponer su velocidad de descenso nula, si aplicamos el teorema de Bernoulli, tomando como plano de comparación el plano nivel de la gasolina y referimos las alturas a alturas medi-

das en columna de gasolina tendremos:

$$\frac{P}{\gamma_b} = h' + \frac{v_b^2}{2g} + h_R + \frac{P_a}{\gamma_b} \quad \text{donde } \gamma_b \text{ es el peso específico de la gasolina y comparando las secciones A-A' y B-B'}$$

$h_R$  es la pérdida por resistencias medida en altura de gasolina.   
 *Rozamiento*

Como la velocidad de circulación de la gasolina es pequeña, la ley del rozamiento en función de la velocidad es una suma de dos términos de primera y segunda potencia de  $V_b$ , según se ha hallado experimentalmente.

$$h_R = a_1 \cdot v_b + a_2 \cdot v_b^2$$

llamando a:  $\frac{P}{\gamma_b} = H$

tendremos:  $H = h' + v_b^2 \cdot \left( \frac{1}{2g} + a_2 \right) + a_1 \cdot v_b + H_a$

$\frac{P_a}{\gamma_b} = H_a$

$A_2 \cdot v_b^2 + A_1 \cdot v_b = H - H_a - h'$  donde  $A_2 = \frac{1}{2g} + a_2$   $A_1 = a_1$

y si  $H - H_a = H_2$   $A_2 \cdot v_b^2 + A_1 \cdot v_b = H_2 - h'$

Por otra parte el gasto  $Q_b = S_b \cdot v_b$   $v_b = \frac{Q_b}{S_b}$

( $S_b$  = sección del surtidor)

$A_2 \left( \frac{Q_b}{S_b} \right)^2 + A_1 \frac{Q_b}{S_b} = H_2 - h'$  o bien si:  $B_2 = \frac{A_2}{S_b^2}$   $B_1 = \frac{A_1}{S_b}$

(1)  $B_2 \cdot Q_b^2 + B_1 \cdot Q_b = H_2 - h'$

Ahora bien la velocidad del aire en la sección A-A' será:

$v_a = \psi \sqrt{2g \frac{1}{\gamma_a} (P - P_a)} = \psi \sqrt{2g (H - H_a) \frac{\gamma_b}{\gamma_a}} = C \sqrt{H_2}$

$\gamma_a$  peso específico del aire.

y su caudal  $Q_a = S_a \cdot v_a = C \cdot S_a \sqrt{H_2}$

$Q_a^2 = K \cdot H_2$  (2)

La corriente de aire es rápida y la pérdida por rozamiento es proporcional a  $V_a^2$ ; esto se ha aceptado implícitamente al poner

$$\frac{p-p_a}{\gamma_a} = \frac{V_a^2}{2g} \frac{1}{\psi^2}$$

Si llamamos  $r = \frac{Q_a}{Q_b}$  la relación de aire a combustible es pues variable, en función de  $H_2 = H - H_a$ .

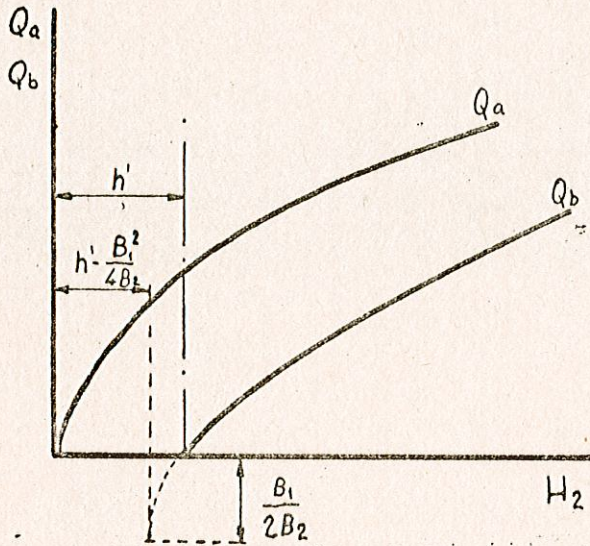
La ecuación (2) es una parábola con vértice en el origen.

La ecuación (1) puede ponerse en la forma

$$H_2 - \left(h' - \frac{B_1^2}{4B_2}\right) = B_2 \left(Q_b + \frac{B_1}{2B_2}\right)^2 \quad \text{que tomando } H_2 \text{ en abscisas y}$$

y  $Q_b$  en ordenadas, representa una parábola con vértice en el punto de coordenadas:

$$x_0 = h' - \frac{B_1^2}{4B_2} \quad y_0 = -\frac{B_1}{2B_2}$$



la depresión  $H_2$ . Fig. 33.6

Cuando el motor funcione con el acelerador muy abierto, es decir a mucha carga, la velocidad de paso del aire será grande y también lo será  $H_2$ ; también aumentará  $H_2$  cuando en una determinada posición del acelerador, el motor aumente de velocidad (por ejemplo al disminuir el par resistente). Esto significa que si la mezcla es correcta en unas determinadas condiciones, sería demasiado pobre para valores menores de  $H_2$  y demasiado rica para valores mayores.

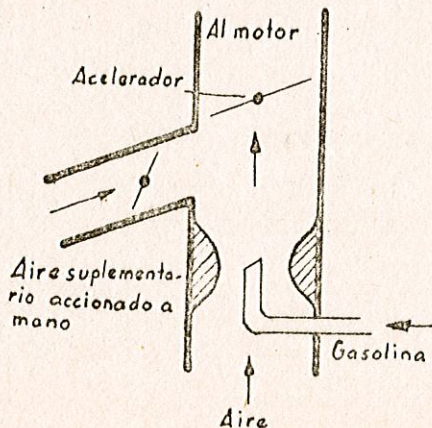


Fig. 33.7

La corrección de la riqueza de la mezcla se efectuaba antes mediante el "botón del aire" accionado a mano (fig. 33.7), que introducía aire suplementario en la mezcla carburada.

En la actualidad prácticamente todos los carburadores tienen dispositivos

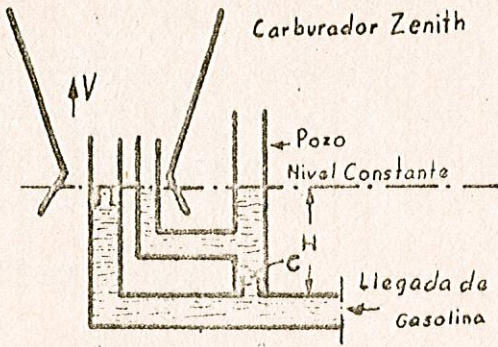


Fig. 33.8

correctores de la riqueza, llamados de "automaticidad" porque aseguran automáticamente una riqueza casi constante para valores diversos del par motor y de la velocidad.

33.44.- Dispositivos correctores de la riqueza.-

a) Compensador. Cuando la depresión es nula (fig 33.8), el pozo mantiene su nivel y no suministra gasolina. En cuanto la depresión es algo importante, el pozo se vacía y el pulverizador auxiliar suministra

una cantidad de gasolina independiente del aumento de depresión.

Un pulverizador directo asociado a un compensador C, da una riqueza resultante casi constante en una gran zona de velocidades (Fig 33.9).

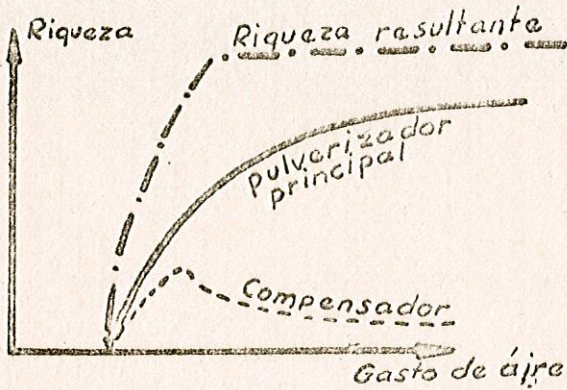


Fig. 33.9

b) Carburador de emulsión. En estos carburadores hay una llegada de aire directa (orificio de automaticidad) que disminuye la riqueza a grandes depresiones, formando una emulsión con la gasolina.

La disposición práctica es entonces la de la fig. 33.11 (carburador invertido) o la del carburador derecho (fig. 33.10), con pulverizador sumergido, emulsión y orificio de automaticidad.

Fig. 33.11  
"Solex"  
invertido

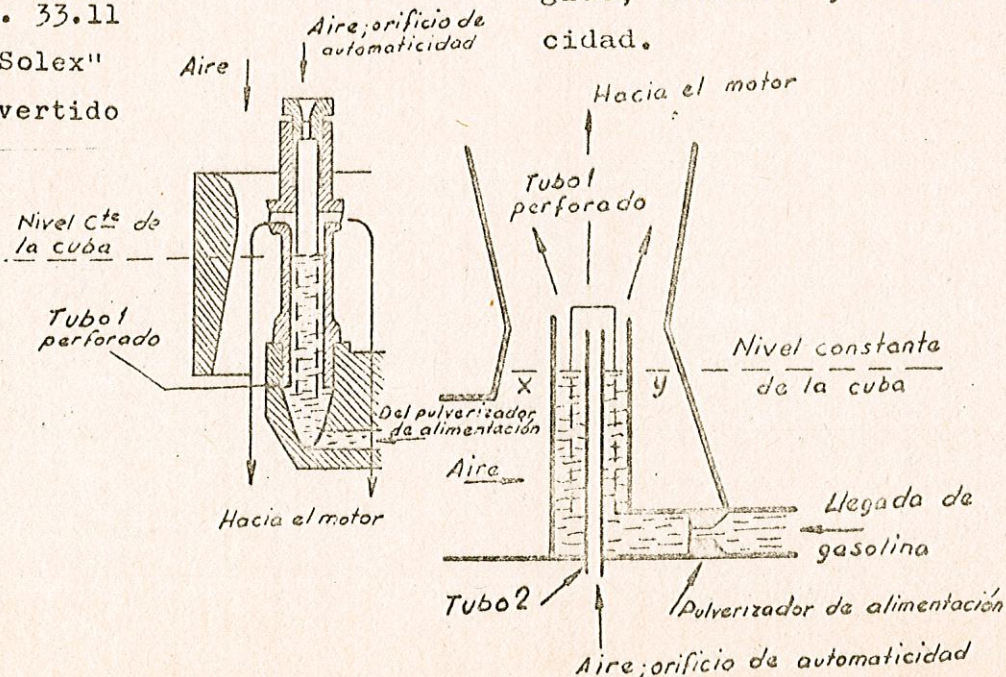


Fig. 33.10 "Solex"

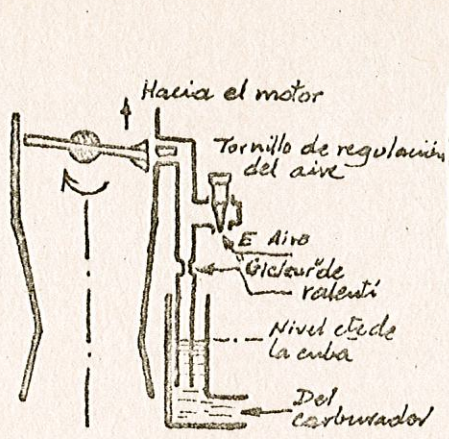


Fig. 33.12

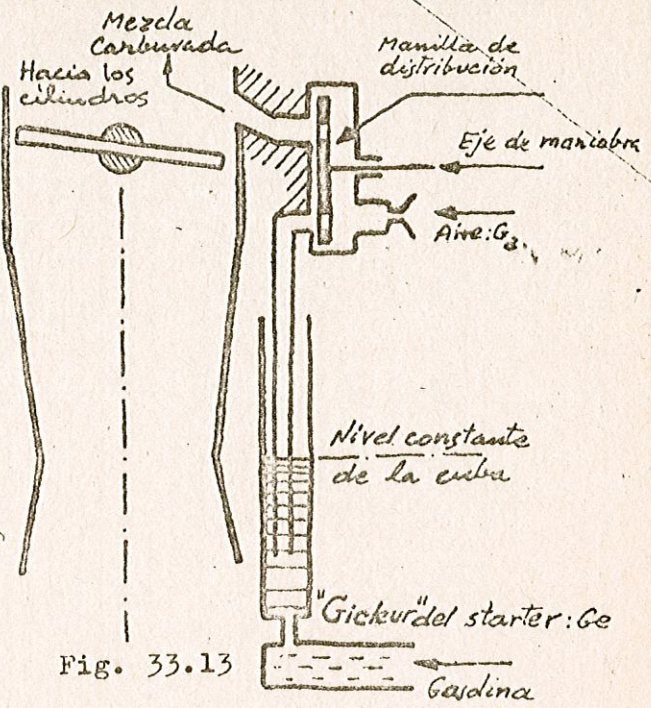


Fig. 33.13

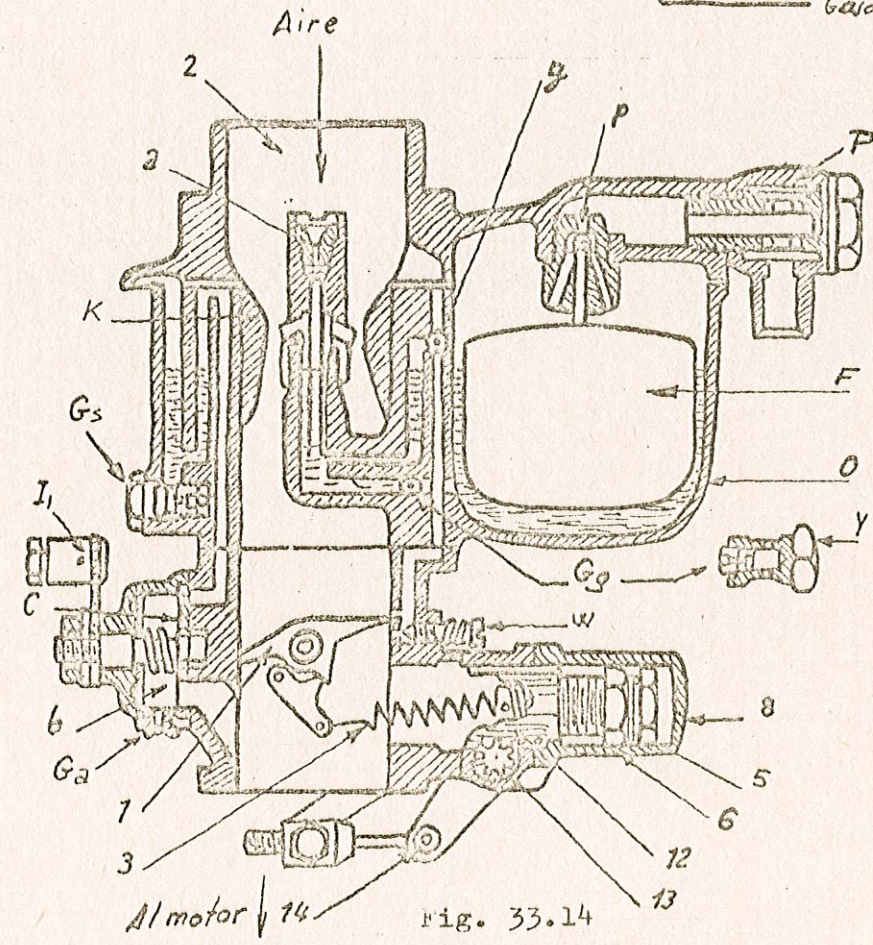


Fig. 33.14

P, llegada de la gasolina.- p, aguja.- O, cuba.-  
 F, flotador.- Gg, "gicleur" principal.- a, orificio del aire.  
 K, tobera.- g, "gicleur" del ralenti.- W, regulación del aire  
 de ralenti.- Gs, "gicleur" del starter.- Ga, regulación del aire  
 l, mariposa.- 3, resorte del regulador.

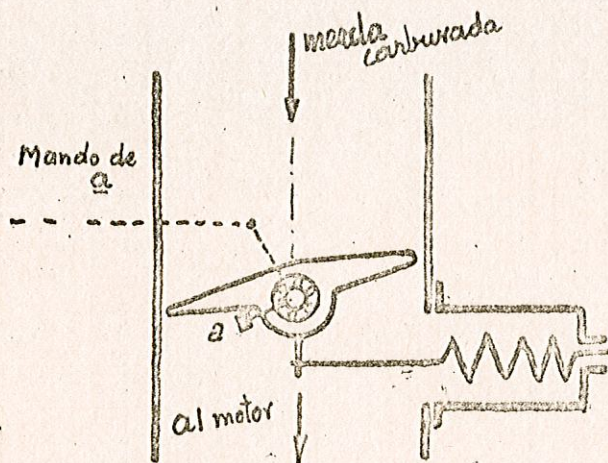
### 33.45.- Dispositivos auxiliares.

a) Ralentí.- Es un pequeño carburador que no funciona más que con la mariposa cerrada, mientras que el surtidor principal no gasta: una toma de aire permite regular la riqueza y por lo tanto la perfección del ralentí (fig. 33.12)

b) Arrancador. ( Starter).- (fig. 33.13) Carburador especial que asegura la marcha en frío con la mariposa cerrada, por una mezcla muy rica con una vaporización que no puede ser más que mediocre.

Está en derivación en el circuito de aire principal, y cuando el motor está caliente, un postigo pone el Starter fuera de circuito. Su mando es a mano con varilla (fig. 33.14) o automático por acción de una lámina bimetal colocada vecina del colector de escape (autostarter).

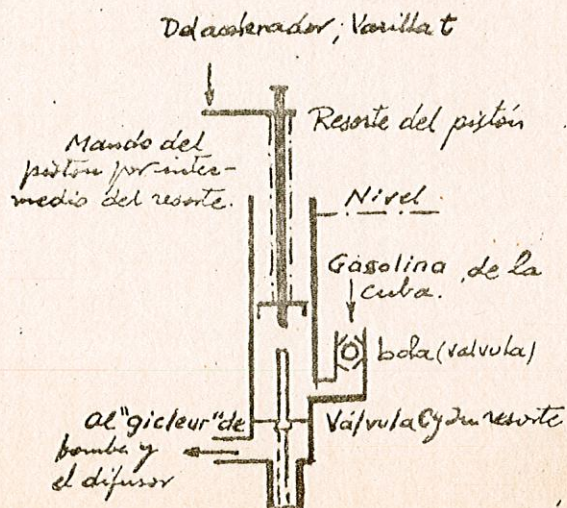
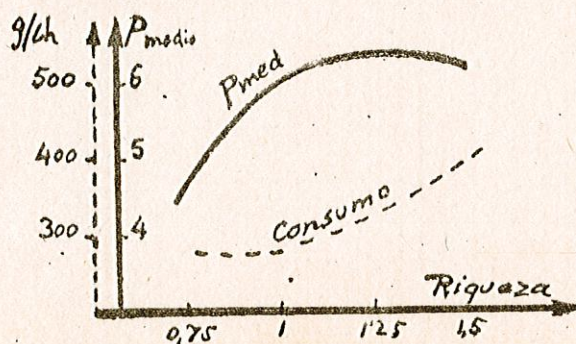
c) Bomba de aceleración. (Reprise).- Tiene por objeto aumentar momentáneamente la riqueza después de un ralentí, lo que mejora la presión media (fig, 33.16).



Esta bomba es de membrana elástica, que se comprime cuando la depresión aumenta bruscamente o con un pistón mandado al mismo tiempo que la mariposa (fig. 33.17). En este caso se puede obtener una marcha en sobrepotencia pisando a fondo el pedal del acelerador; la válvula C es entonces mantenida abierta lo que enriquece la mezcla suministrada por el surtidor principal.

Fig. 33.15

d) Regulador del carburador.- Tiene por objeto limitar la velocidad del motor a un valor escogido de antemano: se evita así el funcionamiento del motor a marchas excesivas, fuente de fuerte consumo y desgaste.



La mariposa está loca sobre su eje (fig. 33.15); un resorte regulable tiende a abrir, pero la mariposa por su forma, tiende a cerrar bajo la acción del flujo gaseoso. En parada o en ralenti, a solidaria del eje mandado por el pedal del acelerador inmoviliza la mariposa en la posición de cierre. Para acelerar, se actúa sobre a, y el resorte abre la mariposa hasta la posición de equilibrio, que es regulable con el resorte.

### 33.5.- Inyección de gasolina.-

En principio se reemplaza el carburador por una bomba que inyecta directamente en el cilindro la cantidad de combustible necesaria para un ciclo.

#### Ventajas del procedimiento:

- a) Se puede hacer preceder la inyección de una fase de introducción de aire puro, que realizará un barrido de los gases quemados sin pérdida de combustible; para ello hace falta un soplador de aire.
- b) La repartición igual de combustible entre cada cilindro es fácil disponiendo una bomba individual por cilindro.
- c) La evaporación de la gasolina en el cilindro, que tiene lugar durante la compresión, baja la temperatura final de la mezcla lo que retarda la aparición de la detonación y permite aumentar el grado de compresión (se puede obtener por otra parte el mismo resultado por inyección de agua).
- d) Nada se opone a la realización de un dos tiempos, con inyección de gasolina, teniendo un buen rendimiento.

#### Inconvenientes:

Residen únicamente en las dificultades de construcción de la bomba: precisión extrema de construcción, pequeñez del gasto, pequeño tiempo disponible en los motores rápidos, engrase; puesto que, contrariamente a los combustibles pesados, la gasolina provoca fácilmente el "gripado" del pistón de la bomba con su cilindro. El procedimiento de inyección de gasolina señala, sin embargo, un progreso y se tiende a hacer la inyección durante la fase de compresión, en las cercanías de la bujía, para dar con una mezcla global bastante pobre pero económica, una zona rica cerca de la chispa, para conseguir el encendido más seguro (inyección estratificada).

La bomba y el inyector se construyen aproximadamente como para la inyección de un combustible pesado. Hay que resolver todavía el problema de la construcción económica.

Equilibrado y vibraciones.34.1 - Generalidades.

En esta lección se estudian las fuerzas (y los pares de fuerzas) que producen vibraciones en un motor y el modo de compensarlas o atenuarlas. Por un lado tenemos las fuerzas y los pares de inercia que se transmiten al bastidor produciendo en éste movimientos vibratorios. Por otro lado, los pares de fuerzas de naturaleza periódica que producen en el cigüeñal vibraciones de flexión y de torsión.

Entre las primeras, las más importantes son las fuerzas de inercia rotativas, que provienen de las masas excéntricas situadas en el cigüeñal (codos y cabezas de biela) sometidas a aceleración centrípeta, y cuya reacción produce fuerzas de inercia centrífugas; y las fuerzas de inercia alternativas, producidas por la reacción a la aceleración de las masas que tienen dicho movimiento alternativo (émbolo y pie de biela). Por lo dicho, vemos que, por simplificar nuestro estudio, admitimos la descomposición de la biela en dos masas, situadas en cabeza y pie (ver lección 29ª).

Las fuerzas motrices y las fuerzas de inercia solicitan al cigüeñal a flexión y a torsión, con lo cual la sollicitación fundamental o alguna de sus armónicas (según Fourier) puede estar en resonancia con la forma propia de vibración del cigüeñal. Este problema es demasiado complejo para poder tratarlo aquí con la amplitud que merece. Podemos decir que, en general, se consigue que el cigüeñal esté soportado de tal manera, que su frecuencia propia a flexión sea tan alta como para que no haya peligro de resonancia para la vibración a flexión. El peligro de vibración por torsión es, en general, mayor, por lo menos en algunos tipos de motores, por lo cual estudiamos el problema muy breve y simplemente al final de esta lección.

34.2 - Fuerzas de inercia rotativas.

Supongamos un rotor girando. Si el c. de g. no estuviese sobre el eje de giro, la resultante de las fuerzas de inercia tendría por valor  $M\omega^2\delta$ , siendo  $\delta$  la distancia desde el eje al c. de g. (descentramiento) y M la masa total giratoria.

En efecto, la fuerza de inercia, o la fuerza centrífuga simple que se desarrolla en un elemento de masa  $dm$ , a la distancia  $r$  del eje es  $dF = dm.\omega^2.r$  y la fuerza centrífuga total:

$$F = \omega^2 \int r.dm = M \omega^2 \delta$$

Esta fuerza centrífuga puede alcanzar valores considerables. Sea por ejemplo un rotor que pesa P kgs. y gire a 3.000 rpm, y que su c. de g. se encuentre descentrado 1 mm. del eje geométrico de giro.

El valor de la fuerza centrífuga será:

$$F = \frac{P}{9,81} \left( 2\pi \cdot \frac{3.000}{60} \right)^2 \cdot 0,001 = \frac{0,001}{9,81} \cdot 314^2 \simeq 10 P$$

o sea, 10 veces el peso del rotor ejerciéndose 50 veces por segundo sobre los apoyos; estas fuerzas son muy importantes y originarían vibraciones peligrosas. Se ve pues, la necesidad de que el c.de g. coincida con el eje de rotación, es decir, de realizar el equilibrado estático.

No es suficiente, sin embargo, que el c. de g. se encuentre sobre el eje de rotación para el funcionamiento adecuado del rotor; como se sabe por Mecánica, es preciso además que dicho eje sea principal del elipsoide central de inercia.

El par de las fuerzas de inercia es entonces nulo.

Esta segunda parte constituye el equilibrado dinámico del rotor.

### 34.3 - Fuerzas de inercia alternativas.

*Naturalmente contraria a la rotación.*

Efecto de una fuerza  $F$  aplicada al émbolo de un motor alternativo.

Haciendo la descomposición de fuerzas indicadas, tenemos:

En P:  $\vec{F}$   $\left\{ \begin{array}{l} \vec{N} \text{ normal al pistón (absorbida por el cilindro)} \\ \vec{R} \text{ según la biela.} \end{array} \right.$

En B:  $\vec{R}$   $\left\{ \begin{array}{l} \vec{L} \text{ perpendicular al radio} \\ \vec{T} \text{ según el radio.} \end{array} \right.$

En O aplicando  $\left\{ \begin{array}{l} \vec{L}_1 = L \\ \vec{L}_2 = -L \end{array} \right.$

Tenemos un par  $\vec{L}_2 - \vec{L}$  que nos da el par motor y  $\vec{T}$  que combinándose con  $\vec{L}_1$  nos da  $\vec{R}_1$ , que se puede descomponer en  $\vec{N}$  y  $\vec{F}$ .

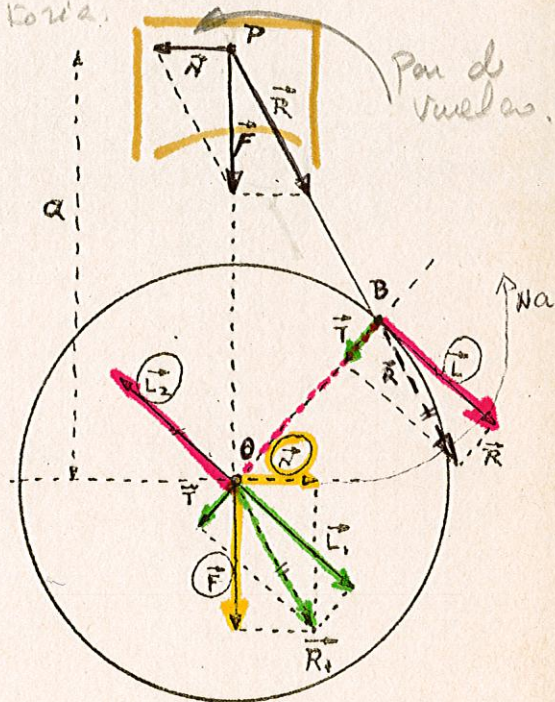


Fig. 34.1

En definitiva tenemos:

- un esfuerzo  $F$  sobre los soportes.
- un par motor  $L \cdot r$  sobre el cigüeñal.  $C_g$
- esfuerzos opuestos  $N$  que dan un par de vuelco sobre el bastidor.  $C = N \cdot a$ ;  $N \cdot a = L \cdot r$  como se puede demostrar, y además tiene que ser, puesto que la fuerza  $F$  inicial no tenía momento respecto a O.

a) Si la fuerza  $F$  proviene de la acción de los gases:  $F_g$   
Se ejerce un empuje  $F_g$  sobre la culata, en este caso:

El bastidor está solicitado a extensión en ciertas partes, sin transmisión de esfuerzo al soporte.

Todo el bastidor trabaja a tracción que no se transmite al soporte (fundaciones) (Fig. 34.2).

El bastidor está igualmente, sometido al par de vuelco y transmite ese par al soporte.

El cigüeñal recibe el par motor  $C_g$  variable y lo transmite al plato de acoplamiento.

- b) Si la fuerza  $F$  es una fuerza de inercia  $F_i$ .

No hay fuerza equivalente sobre la culata, en consecuencia el bastidor transmite a su soporte el esfuerzo  $F_i$ .

El bastidor recibe igualmente un par de vuelco  $C_i$  (que se añadirá a  $C_g$ ).

El cigüeñal recibe un par  $C_i$  que se añade algebraicamente a  $C_g$ .

Podemos abordar ahora el estudio del equilibrado y de las vibraciones de torsión del cigüeñal.

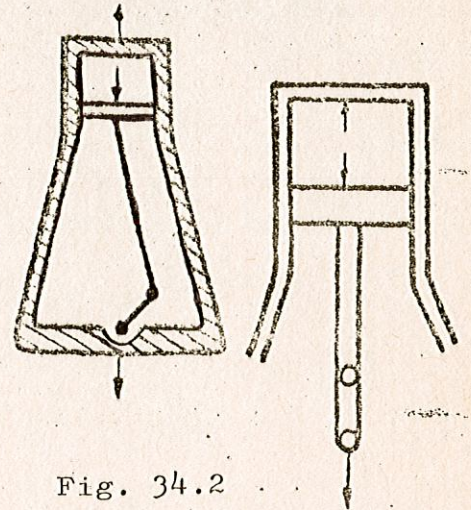


Fig. 34.2

### 34.4 - Compensación de las fuerzas rotativas.

Recordaremos que para simplificar el estudio del mecanismo biela manivela, la masa de la biela podía ser repartida en dos masas puntuales concentradas en pie y cabeza de biela. Los valores de estas masas fueron deducidos en la lección 29ª, con las condiciones correspondientes.

De esta forma, en el codo del cigüeñal podemos suponer concentrada una masa total, suma de dos, la propia del codo más la parte correspondiente al reparto de la masa de la biela. Esta masa es la masa rotativa y a continuación vamos a estudiar cómo se hace el equilibrado:

Supongamos la masa  $M = m_1 + m_c$   $\left\{ \begin{array}{l} m_1 = \text{masa correspondiente de la biela.} \\ m_c = \text{masa codo cigüeñal.} \end{array} \right.$

girando alrededor del punto  $O$   
(Fig. 34.3)

Se ejerce una fuerza  $MR\omega^2$ , que puede ser compensada colocando una  $m$  a una distancia  $r$  tal que:  $MR = mr$

Tenemos pues conseguido el equilibrio estático.

Vamos a considerar a continuación distintos tipos de cigüeñales y la forma de conseguir el equilibrado estático y dinámico cuando esto sea posible.

- a) Consideremos el caso de cigüeñal de un codo (Fig. 34.4)

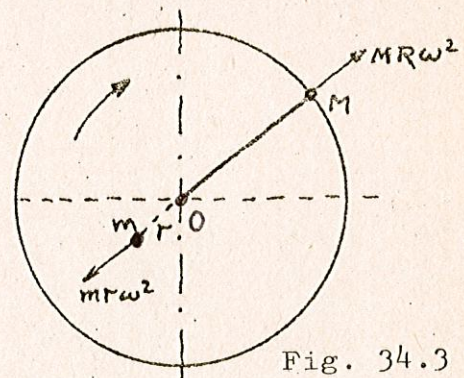


Fig. 34.3

Para conseguir el equilibrado estático nos bastaría con colocar una masa  $m$  a una distancia  $r$  tal que:  $mr = MR$

puesto que entonces el c. de g. del conjunto coincide con el eje de rotación. Repartiendo las masas como indica la figura, conseguimos además el equilibrio dinámico; el par de las fuerzas de inercia es nulo.

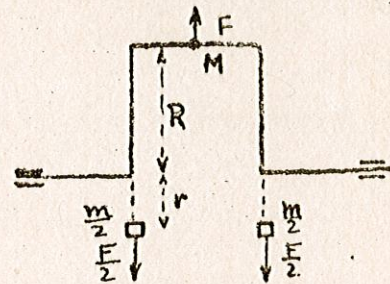


Fig. 34.4

b) Caso del cigüeñal de dos codos a 180°.

Si no existiesen las masas  $m/2$  de la figura, habría equilibrio estático pero no dinámico. Si las masas  $m$  son tales que  $mr=MR$ , se obtendrá resultante nula y además el par  $\curvearrowright$  vale  $M\omega^2 R \cdot a$  y el par  $\curvearrowleft$   $\frac{m}{2}\omega^2 r \cdot 2a$ , luego el par total es nulo y hay equilibrio dinámico.

c) Caso de cigüeñal de cuatro codos en el mismo plano.

Está por sí equilibrado estática y dinámicamente en su conjunto; sin embargo, el soporte central está sobrecargado y en ciertos casos es necesario equilibrar separadamente cada parte, como en la fig. 34.5

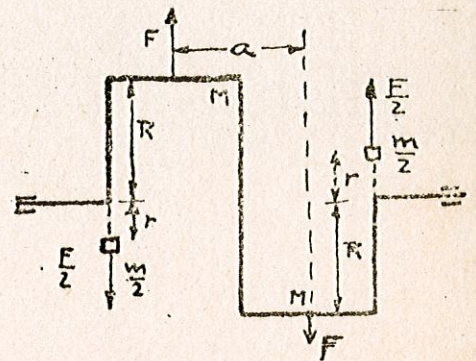


Fig. 34.5

d) Caso general.

Un cigüeñal está equilibrado en conjunto cuando presenta un plano de simetría tal como  $xy$  (Fig. 34.6); se pueden aliviar los soportes equilibrando separadamente cada codo.

34.5 - Compensación de las fuerzas alternativas.

De la forma explicada en todo lo anterior, hemos logrado el equilibrio de las masas rotativas, tratamos ahora de hacer el equilibrado de las masas alternativas.

La masa alternativa es la masa del pistón, bulón del pistón, etc., y además la masa que le corresponde al pie de biela en el reparto de masa.

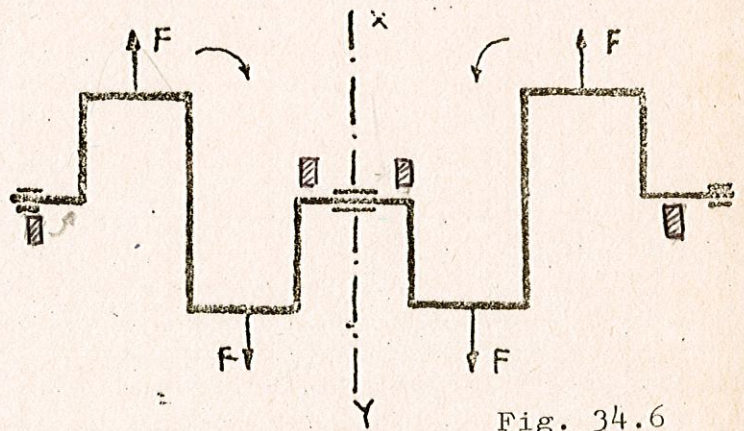


Fig. 34.6

Sea  $M$  el conjunto de estas masas: su aceleración en un instante dado es, como ya se estudió:  $y = -\omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$  (limitándonos a los dos primeros términos del desarrollo).

*desarrollan en serie de Fourier.*

*↓ 1/2a fue el focal*

La fuerza de inercia total es, por tanto:

$$F_i = - My = M\omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

ya se indicaron los efectos de esta fuerza de inercia en 34.3-b (produce vibraciones en el soporte); es necesario pues atenuarla o anularla en aquellos casos en que sea posible.

Podemos llamar:

$$F_{i1} = MR\omega^2 \cos \omega t \text{ (fuerza primaria o de primer orden)}$$

$$F_{i2} = \lambda MR\omega^2 \cos 2\omega t \text{ (fuerza secundaria o de segundo orden)}$$

La fuerza  $F_{i1}$  (fuerza primaria de inercia) se puede obtener por la proyección vertical de un vector giratorio OA, que gire a la velocidad del cigüeñal (Fig. 34.7)

Lo mismo sucede con la fuerza  $F_{i2}$  (de segundo orden, pero por un vector de magnitud  $\lambda M.R.\omega^2$  que gire con velocidad doble que el cigüeñal (Fig. 34.8)

Estudiamos a continuación diversos tipos de equilibrado o atenuación de las fuerzas de inercia en algunos tipos de cigüeñal.

En primer lugar estudiamos los cigüeñales correspondientes a motores "en línea".

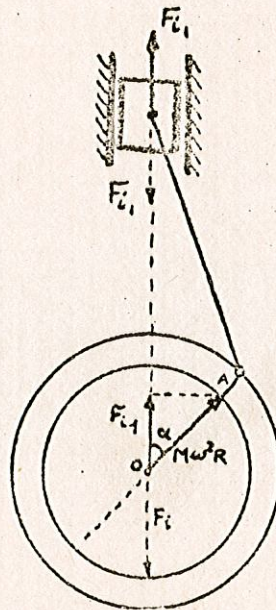


Fig. 34.7

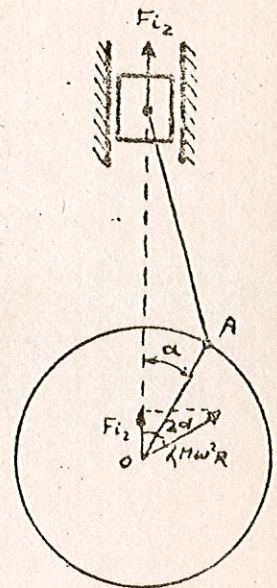


Fig. 34.8

#### a) Cigüeñal de un solo codo.

Colocando un contrapeso en B opuesto a A, de valor  $M/2$  a la distancia  $R$  (Fig. 34.9) se nos origina una fuerza centrífuga  $\frac{M}{2} \omega^2 R$ , que combinada vectorialmente con  $F_{i1}$  nos da un vector resultante  $R$ , de magnitud constante  $\frac{M}{2} \omega^2 R$  y giratorio, con la velocidad del cigüeñal y sentido opuesto.

De esta forma hemos logrado atenuar la amplitud máxima de la fuerza primaria de inercia a su mitad y hacerla constante en magnitud (Fig. 34.9)

La fuerza de inercia secundaria no puede ser equilibrada ni atenuada por contrapesos fijos al cigüeñal, ya que su pulsación es  $2\omega$ .

Mediante el dispositivo Lanchester, conseguimos anular totalmente la fuerza de inercia primaria (Fig. 34.10)

$$F_{i1} = M.\omega^2.R.\cos \omega t$$

con dos cigüeñales distribuímos las fuerzas de inercia en  $F_{i1}/2$  y mediante los contrapesos  $M/2$  en cada cigüeñal a la distancia  $R$ , logramos como se indica en la fig. 34.10 la anulación de la fuerza primaria de inercia.

b) Cigüeñal de dos codos a 180°.

Las dos fuerzas primarias, desfasadas 180°, tienen por valores en cada instante:

$$F'_{1} = M.R.\omega^2.\cos\alpha$$

$$F''_{1} = M.R.\omega^2.\cos(\alpha+\pi) = -F'_{1} \quad (\alpha=\omega t)$$

Dan por tanto resultante nula, y un momento que no lo es, pero que puede ser atenuado como hemos dicho por medio de contra pesos. 34.11

Las dos fuerzas secundarias están en fase: la una está en  $\cos 2\alpha$ , la otra en  $\cos 2(\alpha+\pi)$ , dan una resultante que no puede ser anulada. 34.12

c) Cigüeñal de cuatro codos.

(Fig. 34.13) Las fuerzas primarias  $F_1$  forman un sistema equivalente a cero. Las fuerzas  $F_2$  dan por el contrario, una resultante que da lugar a trepidaciones.

d) Caso general.

Las fuerzas  $F_1$  y  $F_2$  pueden estar representadas por la proyección sobre el eje vertical de vectores giratorios convenientemente desfasados como hemos indicado, lo que permite un estudio fácil.

$$LD = \frac{F_{i1}}{2}$$

$$LC = F_{i1}$$

$$CD = \frac{F_{i1}}{2} = LD$$

$$OC = OL$$

$$CO F_{i1} = \alpha$$

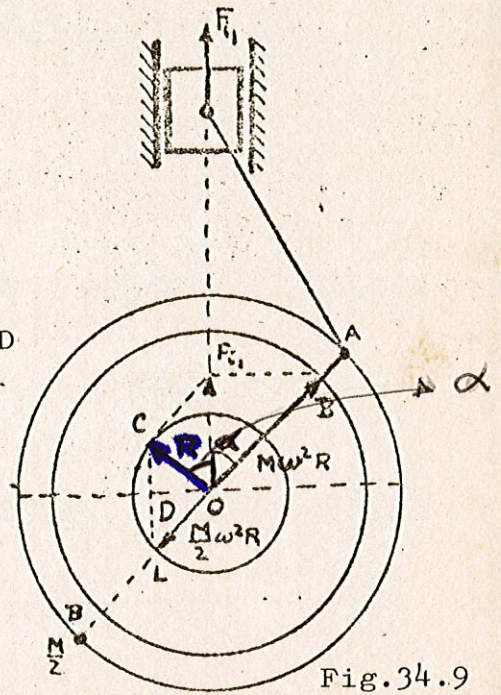


Fig. 34.9

En realidad, los cigüeñales están más próximos entre sí.

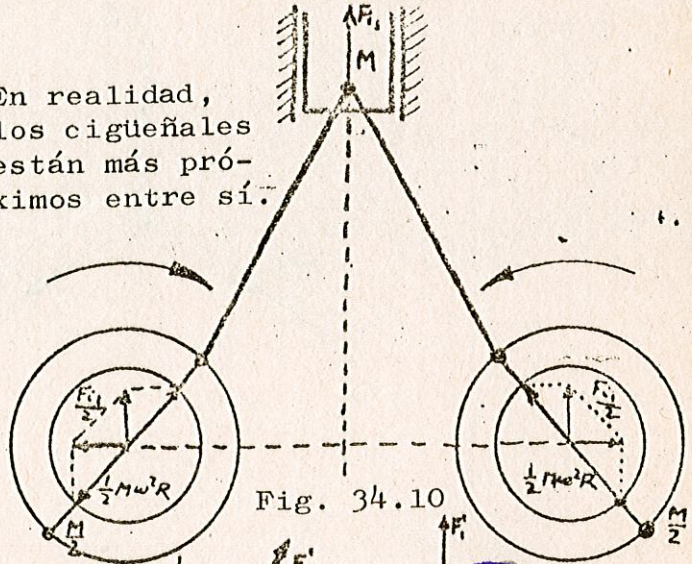


Fig. 34.10

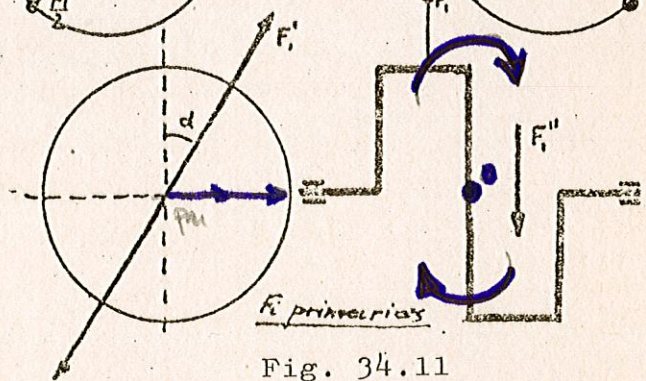


Fig. 34.11

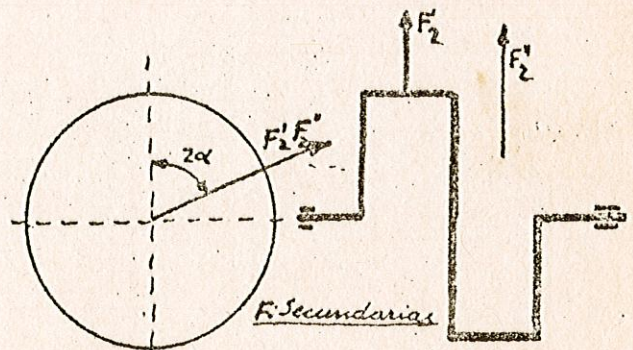


Fig. 34.12

Por ejemplo, en un cigüeñal de 6 codos, calados a  $120^\circ$  (Fig. 34.14) se ve que las fuerzas  $F_1$ , así como las fuerzas  $F_2$ , se equilibran en su conjunto; el equilibrado de un 6 cilindros es, por lo tanto, excelente.

En los motores de cuatro tiempos con cilindros en línea, la forma del cigüeñal debe ser tal que la separación angular de encendido valga  $\frac{720^\circ}{n}$ , para

obtener la mayor uniformidad posible del par motor. En los motores de número impar de cilindros, los codos están en  $n$  posiciones diferentes, separadas entre sí  $\frac{360}{n}$

grados. En los motores de número par, sólo existen  $n/2$  posiciones para  $n$  codos, por lo cual hay dos codos en cada posición. Esto permite obtener el plano de simetría  $xy$  de la fig. 34.6, con lo que se consigue la anulación de los momentos debidos a las fuerzas rotatorias y a las alternativas de 1º y 2º orden. El dispositivo de la fig. 34.15 permite compensar por completo las fuerzas de inercia de primero y segundo orden; existen dispositivos similares para motores policilíndricos. Se basan en colocar contrapesos en árboles engranados al cigüeñal y girando a su misma velocidad y a velocidad doble.

Aparte

Las ruedas helicoidales 2 engranan con las ruedas 1 y giran a velocidad  $\omega$ ; llevan contrapesos  $\frac{M}{2} \frac{R}{R_2}$  a la distancia  $R_2$ . Las ruedas 3 giran a velocidad  $2\omega$  y llevan contrapesos  $\frac{M}{2} \frac{1}{4} \frac{R}{R_3}$  a la distancia  $R_3$ .

34.6 - Análisis de distintos tipos de cigueñales.

Hemos estudiado las fuerzas y momentos de desequilibrio

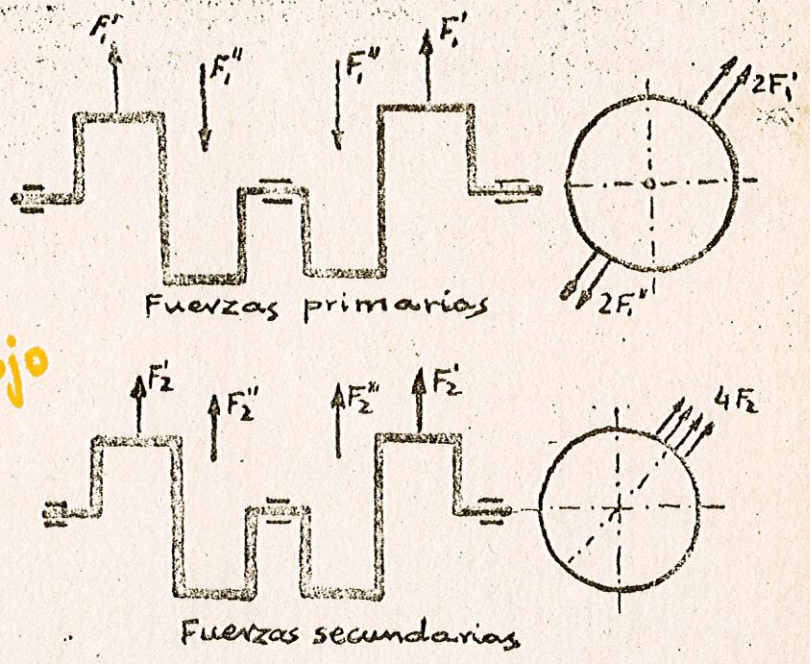


Fig. 34.13

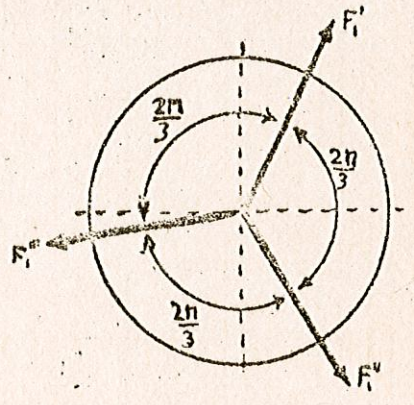


Fig. 34.14

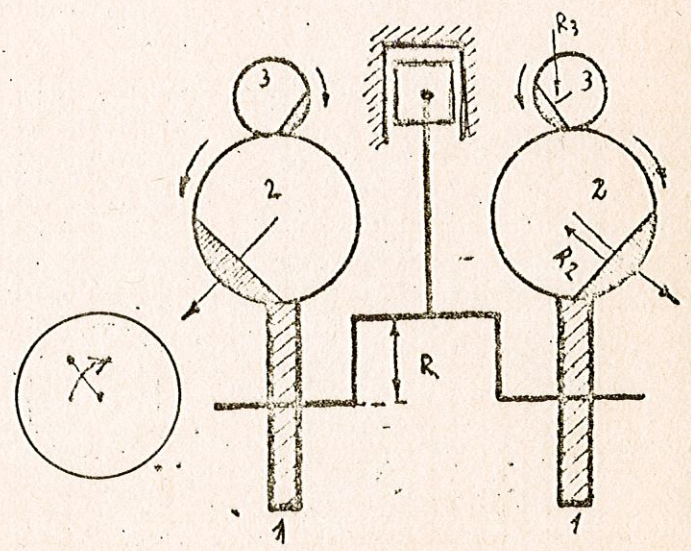


Fig. 34.15

y la forma en que pueden ser compensadas o atenuadas; pero en motores de varios cilindros dichas fuerzas y sus momentos pueden quedar compensadas entre sí.

Por lo que hemos estudiado anteriormente, podemos deducir lo siguiente, en relación con los motores de 4 tiempos en línea:

- a) Hay resultante de fuerzas de inercia rotativas y de fuerzas de inercia alternativas de 1º y 2º orden, en los motores de un cilindro; en ~~los motores~~ de dos cilindros hay resultante de 2º orden y par rotativo y de 1º orden.
- b) No hay resultante de fuerzas rotativas en motores de tres o más cilindros, porque la estrella de manivelas es equilibrada.
- c) No hay resultante de fuerzas alternativas de 1º y 2º orden en ningún motor de tres o más cilindros, exceptuando la de 2º orden del motor de 4 cilindros.
- d) No hay momento de fuerzas rotativas ni alternativas de ningún orden en motores de número par de cilindros, porque se construye el cigüeñal con plano de simetría.
- e) Los motores de número impar de cilindros (igual o mayor a tres) tienen siempre momentos de desequilibrio de fuerzas rotativas y alternativas de los dos órdenes, con las sucesiones de encendido usuales.
- f) En estos últimos motores, el momento de fuerzas rotativas y <sup>el valor</sup> ~~max~~ del momento de alternativas de 1º orden son proporcionales a los valores de las masas rotativas y alternativas de cada cilindro.
- g) En los motores de número impar de cilindros, la forma del cigüeñal se proyecta, en primer lugar, para el reparto regular de los encendidos y en segundo lugar para que sean pequeños los momentos de desequilibrio; se puede conseguir hacer pequeños los rotativos y los alternativos de 1º orden, pero en algún caso, resultan elevados los momentos de fuerzas alternativas de 2º orden.
- h) En los motores de número par de cilindros, proyectando el cigüeñal con intervalos regulares de encendido y con plano de simetría, el equilibrado es perfecto con 6 o más cilindros. Por lo tanto, puede elegirse la sucesión de encendidos teniendo en cuenta otros criterios:
  - 1) reducir las vibraciones de torsión.
  - 2) fatigar los apoyos lo menos posible, para lo cual es conveniente que no haya explosiones consecutivas a ambos lados de cada apoyo.
  - 3) facilitar la carga y descarga de los cilindros, mediante una forma favorable de los colectores de admisión y escape.

Estas condiciones son a veces incompatibles entre sí. Según la condición 1ª, suele adoptarse una sucesión de encendidos

consistente en la serie creciente de números impares y luego la serie decreciente de números pares. Por ejemplo, para 6 cilindros, 1-3-5-6-4-2.

En relación con los motores de dos tiempos en línea, diremos que el equilibrado interno de los policilíndricos no se consigue más que con mayor número de cilindros, debido a la ausencia del plano de simetría. El equilibrado perfecto sólo se consigue con 12 cilindros.

Es aceptable el equilibrado interno de los motores de 6 y 8 cilindros, de 2 tiempos.

A continuación estudiamos tres ejemplos de cálculo de momentos de desequilibrio, mediante un método general que puede aplicarse a otros tipos de motor.

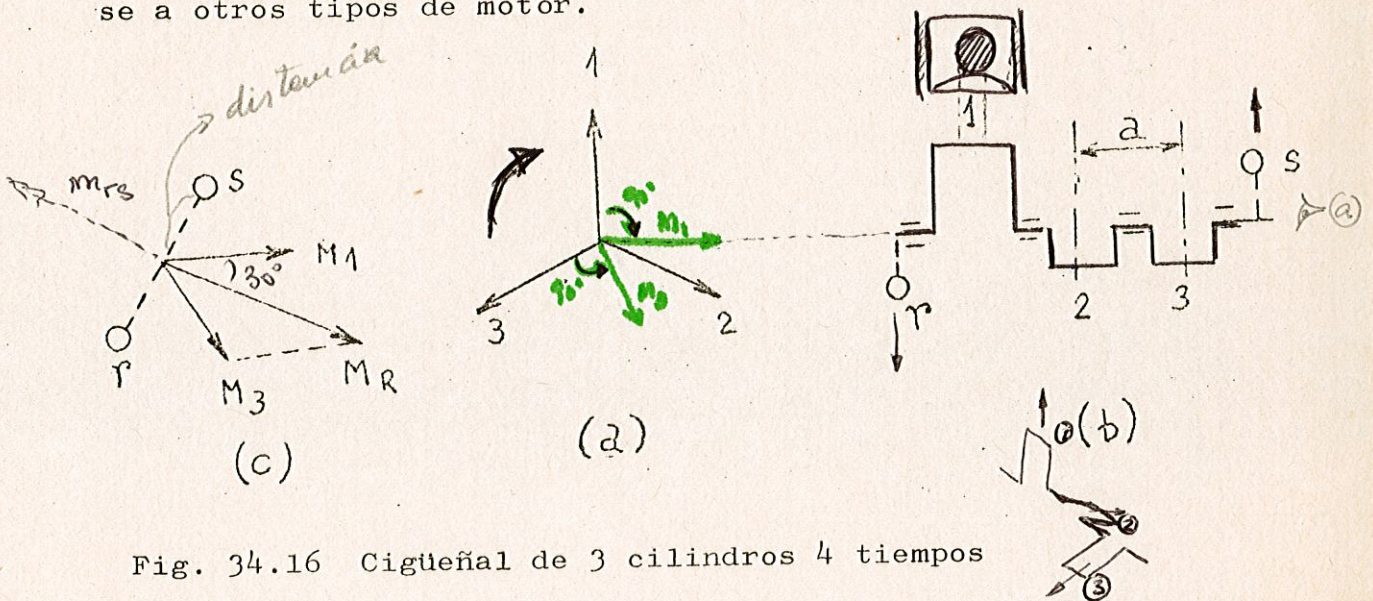


Fig. 34.16 Cigüeñal de 3 cilindros 4 tiempos

En la figura 34.16 (b) se representa el alzado de un cigüeñal para motor en línea de 3 cilindros 4 tiempos. Visto desde la derecha se obtiene la vista en perfil o "estrella de manivelas" (a).

Suponiendo que la culata está en la parte superior (posición actual del codo 1) y que el cigüeñal gira en sentido dextrorsum, la sucesión de encendidos es 1-2-3, con separación de fases de  $240^\circ$ , cumpliéndose el ciclo en dos vueltas.

La resultante de fuerzas rotativas y alternativas es nula, como ya sabemos, pero el momento no lo es. Tomando momentos respecto al codo número 2 podemos hallar la representación de los vectores de momentos de las fuerzas rotativas (c).

El momento producido por la fuerza rotativa del codo nº 2 es nulo y el del codo nº 1 es  $M_1 = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a$  en dirección horizontal.

De la misma forma se obtiene  $M_3 = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a$  y la regla general: "Los vectores de momentos de los codos situados a la izquierda del centro están adelantados  $90^\circ$  respecto a cada codo, y los de los codos de la derecha retrasados  $90^\circ$ ". Esta regla se aplica a un cigüeñal cualquiera.

ojo

El momento resultante de fuerzas rotativas es  $M_R = \sqrt{3} m_r \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a = c k$  en meq.  
 y está situado  $30^\circ$  por debajo de la horizontal, en la posición actual del cigüeñal; este vector acompaña al cigüeñal en su giro. Puede compensarse mediante masas fijas al cigüeñal  $r$  y  $s$  situadas como indica la figura.

El momento producido por las fuerzas alternativas se obtiene de forma similar. Las fuerzas alternativas son de intensidad variable, pero están situadas en el plano del dibujo en la vista (b), o bien en dirección vertical en la vista (c). Los momentos producidos por ellas solicitan al cigüeñal según un par de fuerzas situado en el plano del dibujo en la vista (b), o bien según un vector de momentos variable en magnitud pero de dirección horizontal constante en la vista (c).

Las fuerzas alternativas de 1er orden se obtienen por la proyección sobre la dirección vertical, de vectores situados en la dirección de los codos y que giran con el cigüeñal. Los momentos producidos por estas proyecciones verticales estarán representados por vectores horizontales adelantados o retrasados  $90^\circ$  según que el codo esté a la izquierda o a la derecha del centro. Es exactamente lo mismo obtener el vector de momentos del codo n° 3, por ejemplo, por la proyección de  $M_3 = m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a$  sobre la dirección horizontal, empleando el principio de que "el momento producido por la proyección será igual a la proyección del vector giratorio de momentos". De la misma forma el momento producido por  $m_{h1}$  será la proyección horizontal de  $M_1$  y el momento total será la proyección horizontal de  $M_{Rh} = \sqrt{3} m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a$ . Esta proyección varía de intensidad y será máxima con el émbolo n° 1 situado  $30^\circ$  antes del punto muerto. Por lo tanto  $M_{Rh} = \sqrt{3} m_h r \omega^2 a$  será el valor máximo del momento producido por las alternativas de 1er orden.

Este momento no puede compensarse por masas unidas al cigüeñal. La única solución consiste en cambiar las alternativas en rotativas de intensidad mitad y giro inverso y compensar el momento producido por éstas últimas mediante masas fijas a un árbol que gire en sentido inverso (árbol de masas contra-rotantes). pag. 422 V

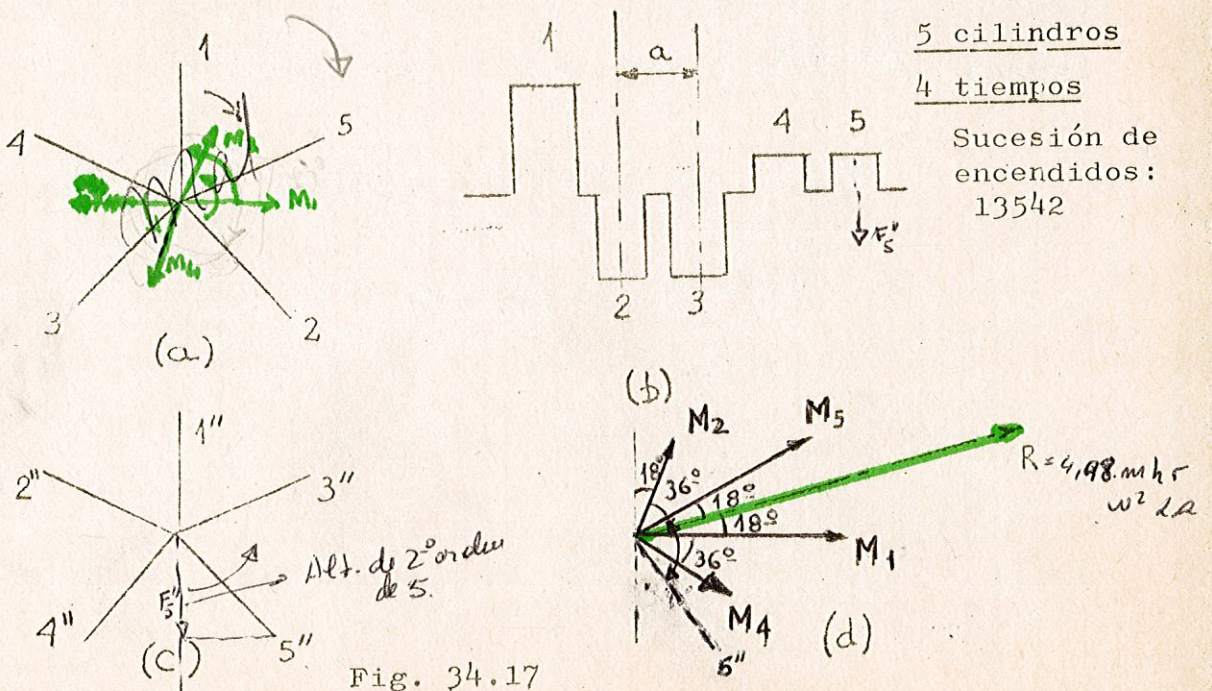


Fig. 34.17

En la figura 34.17 se ha representado en (b) y (a) el alzado y la estrella de manivelas de un motor de 5 cilindros, 4 tiempos en línea.

En la figura (c) se representa la "estrella de manivelas de 2º orden" y en la (d) los vectores que sirven para determinar el momento producido por las fuerzas alternativas de 2º orden. En este caso la fuerza alternativa de 2º orden, por ejemplo del codo nº 2, es la proyección vertical de  $F_2'' = m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda$  y por lo tanto, el momento producido por ella es la proyección de  $M_2 = m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot a$  sobre la dirección horizontal. Se obtiene así el diagrama vectorial (d) en el que los vectores  $M_2$  y  $M_4$  son iguales entre sí y los vectores  $M_1$  y  $M_5$  son dobles que los anteriores. El momento total es la proyección de  $R$  sobre la horizontal.

$$R = (4 \cos 18^\circ + 2 \cos 54^\circ) m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot a = 4'980 m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot a$$

El valor del momento en cada instante se obtendrá mediante la proyección de  $R$  girando a velocidad doble que el cigüeñal. El máximo se presenta 9º grados de cigüeñal después que el instante de la figura y luego cada 90º de giro del cigüeñal.

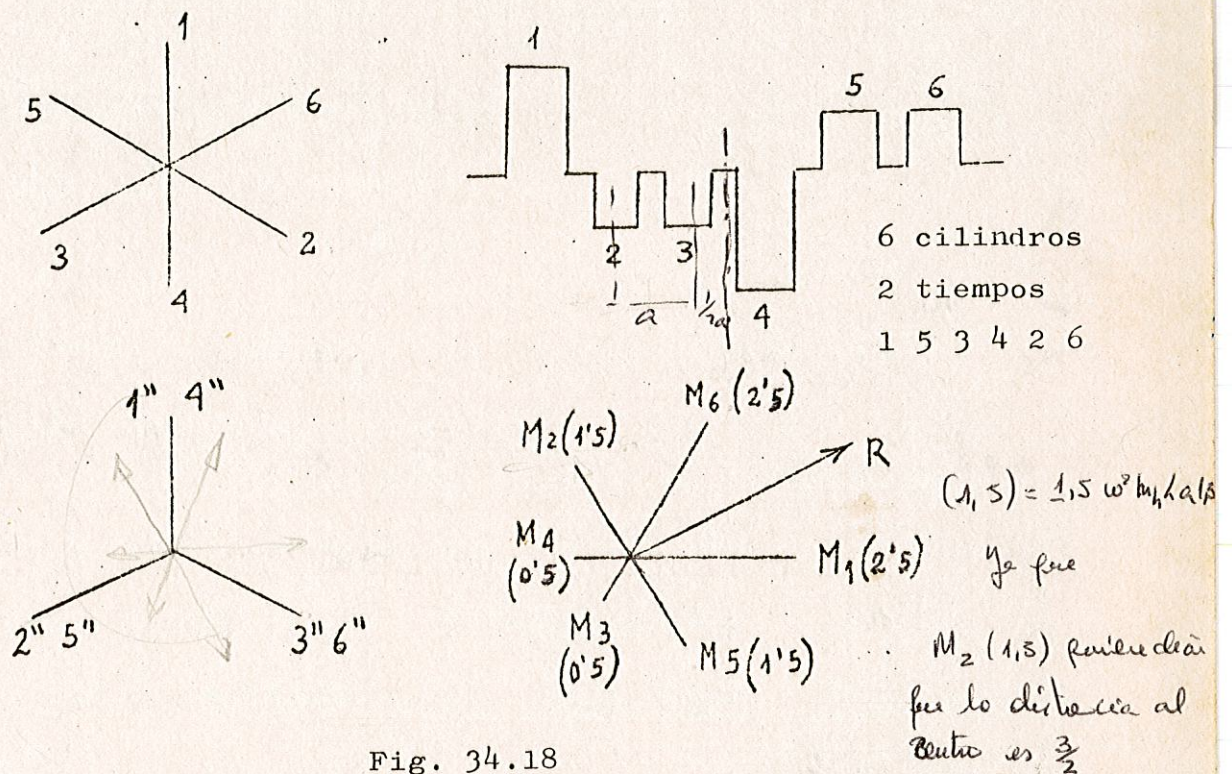


Fig. 34.18

Por último, en la figura 34.18 representamos un cigüeñal de 6 cilindros 2 tiempos en línea y el cálculo del momento de 2º orden. Se obtiene, similarmente a lo anterior, un valor máximo para dicho momento  $2\sqrt{3} m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot a$ , cuando el codo nº 1 pase 15º del punto muerto superior.

Puede compensarse mediante masas solidarias de árboles engranados al cigüeñal pero girando a velocidad doble que éste.

### 34.7 - Vibraciones de torsión - Frecuencia natural de oscilación.

Si sometemos a un cigüeñal (y a los órganos movidos por él) a un par de torsión y luego lo liberamos, el conjunto vibrará, con una frecuencia que será la frecuencia natural de oscilación. Si el sistema fuera perfectamente elástico la vibración se mantendría con una frecuencia y amplitud constantes, pero debido a los rozamientos internos del material, la vibración se amortigua rápidamente y el conjunto vuelve al reposo.

Para el estudio de las vibraciones de torsión, se asimila el cigüeñal y los órganos por él movidos a un sistema elástico equivalente desde el punto de vista de deformaciones de torsión. Este sistema equivalente, que suele tener forma de sólido de revolución, es más accesible al cálculo y con él se puede calcular con relativa facilidad la frecuencia natural de oscilación de torsión del cigüeñal en estudio.

En los motores de automóvil de 4 tiempos, las frecuencias naturales son del orden de:

18.000 a 22.000	períodos/minuto	para un	4	cilindros.
12.000 a 15.000	" / "		6	"
9.000 a 11.000	" "		8	"

Los valores son un poco más bajos para motores de aceite pesado y tanto más cuanto la cilindrada es más elevada. Para grandes motores estacionarios o marinos se llega a valores de 3.500 a 5.000 períodos/minuto.

### 34.8 - Efectos del par motor y del par de inercia en los motores monocilíndricos. *En cada caso existen dos efectos:*

- a) El par motor de la acción de los gases  $C_g$  es periódico, su período se extiende sobre una o dos vueltas del cigüeñal, según que se trate de un 2 ó 4 tiempos.

Se puede expresar el par  $C_g$ , por ser periódico, en serie de Fourier, cuyos términos son de la forma:  $C_n \sin(n\omega t - \varphi_n)$

$C_n$  = amplitud

$\omega$  = velocidad angular del cigüeñal.

$\varphi_n$  = desfase

$n$  = orden del término

El término de orden cero o término constante, como se sabe, es el par motor medio  $C_m$ .

En los motores de 4 tiempos el término fundamental es el de orden  $n^\circ = 0,5$  (puesto que el período se extiende a dos vueltas). Los otros son de orden 1-1,5-2-2,5...n..

La razón  $C_n/C_m$  entre la amplitud del armónico de orden  $n$  y el par medio depende casi únicamente del tipo de ciclo. Se puede calcular esta relación por medios gráficos o por medio de analizadores armónicos.

b) El par de inercia  $C_i$ , debido a las masas alternativas, se puede calcular directamente:: se calcula la energía cinética  $W_c = \frac{1}{2} MV^2$  de las masas alternativas, después se calcula

$$C_i = - \frac{dW_c}{d\alpha} \quad \text{con } \alpha = \omega t$$

De la expresión  $v = r \omega (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha - \frac{\lambda^2}{16} \sin 4\alpha + \dots)$  se obtiene por medio de las ecuaciones anteriores el desarrollo en serie de Fourier.

$$C_i = Mr^2 \omega^2 \left( -\frac{\lambda}{4} \sin \alpha + \frac{1}{2} \sin 2\alpha + \frac{3}{4} \lambda \sin 3\alpha + \frac{\lambda^2}{4} \sin 4\alpha - \frac{5}{32} \lambda^3 \sin 5\alpha \dots \right)$$

Sumando estos desarrollos, nos resulta un desarrollo en serie. Hemos dicho que el cigüeñal tiene su período propio de oscilación, puede ocurrir que el término del desarrollo de Fourier que tiene una frecuencia igual a la de oscilación propia del cigüeñal, tenga una amplitud grande, que provocando la resonancia dé lugar a la rotura del cigüeñal.

*La sucesión de sucesos acepta a los esfuerzos de torsión.*

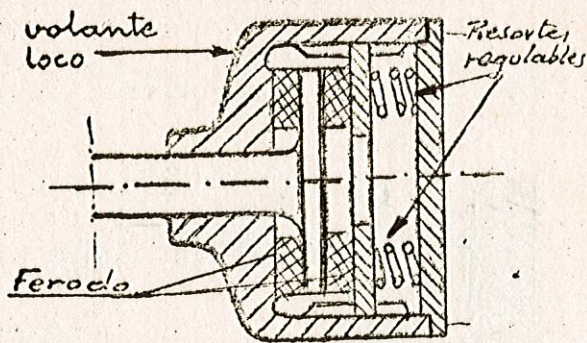
### 34.9 - Tipos de amortiguadores empleados.

Cuando existe peligro de que, dadas las características del cigüeñal y conjunto a mover y de los pares motores y de inercia, se produzca resonancia, hay que recurrir a los amortiguadores para evitar sus efectos.

*ya fue siempre había algún amortiguador en fase con mas o menos amplitud.*

Se utilizan principalmente dos sistemas:

- Amortiguadores de fricción, tipo Lanchester.
- Amortiguadores pendulares, sistema Sarrazin.



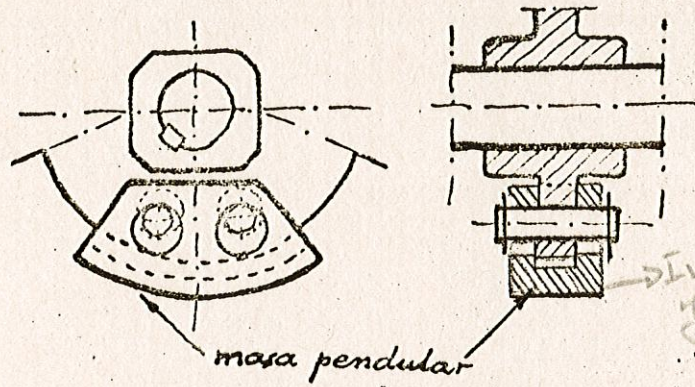
Amortiguador de fricción

Fig. 34.19

El primero de ellos consiste en un volante montado loco en el extremo del árbol y arrastrado por fricción regulable (Fig. 34.19). Cuando el cigüeñal entra en vibración, sus aceleraciones angulares provocan un deslizamiento relativo del volante y el frotamiento resultante amortigua la amplitud de las vibraciones. Por otra parte, como el volante deja de ser solidario del árbol, las características que habían permitido la aparición de las vibraciones se modifican y la resonancia cesa.

Con una graduación conveniente, el sistema no produce efecto más que cuando las oscilaciones son ya notables, pero las amortigua netamente. Es empleado sobre todo en los automóviles, pues por

su aperiodicidad puede amortiguar oscilaciones de orden variado.



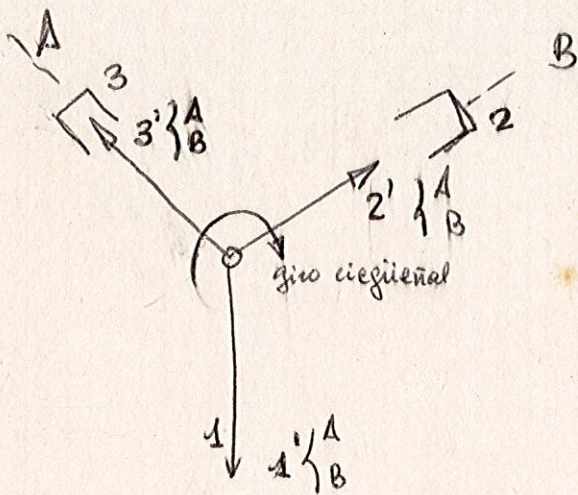
Diesel marcos.

Inercia  
positiva  
para amortiguar  
terminadas vibraciones

Amortiguador pendular

Fig. 34.20

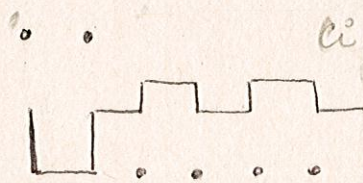
Lo 1º de empieza dibujando la posición de los cigüeñales y su árbol



donde se calcula

los Al. de 1º orden

se compensan mediante  
de contra pesos situados  
en la posición opuesta  
al árbol de cada  
cigüeñal.



Estos contra pesos dan lugar al diagrama  
Dibujado al principio de giro contrario

Encendido35.1 - Generalidades.

En el punto muerto superior, es necesario provocar la inflamación del combustible. El dispositivo empleado para ello debe actuar en el preciso momento que lo requiere el ciclo de trabajo, para obtener el máximo aprovechamiento del calor que puede obtenerse del combustible. Debe tenerse en cuenta que, por ser muy pequeños los tiempos relativos disponibles dentro del ciclo de trabajo, la regulación del encendido debe ser bastante exacta y esto no es sencillo si se tiene en cuenta el elevado número de ciclos por minuto de los motores y además que muchas veces se emplea un mismo aparato de encendido para varios cilindros; un motor de doce cilindros, cuatro tiempos, 3.000 r/min., requiere 18.000 encendidos por minuto, con lo que se comprende la exactitud, en tiempos absolutos, con que debe funcionar dicho aparato.

El encendido se consigue: ..

- a) En los motores Diesel por la inflamación del combustible al entrar en contacto con el aire caliente, por lo que el aparato de encendido no existe.
- b) En los motores llamados semi-Diesel, por el contacto de las partes ricas de la mezcla (en los motores de explosión) o del combustible inyectado (en los motores de combustión) con partes incandescentes de la cámara de combustión.
- c) En los motores típicos de explosión, haciendo saltar una descarga eléctrica entre los electrodos de la bujía, que inflama la mezcla combustible.

35.2 - Encendido por contacto; motores semi-Diesel.

En los primitivos motores semi-Diesel, se aplicó mucho el encendido por tubo incandescente en motores de explosión, es decir, de mezcla previa del combustible y el aire (Fig. 35.1). Un tubo G, de porcelana o de fundición, se mantiene incandescente por un mechero B que quema el mismo combustible que el motor. La zona incandescente del tubo puede graduarse por desplazamiento lateral del mechero. En el período de expulsión, el barrido del tubo G es imperfecto y durante la aspiración, la mezcla combustible penetra mal en dicho tubo; pero en el período de compresión la mezcla comprimida penetra en G cada vez más hasta que llega un momento en que se produce la explosión. El momento de la explosión puede graduarse (de

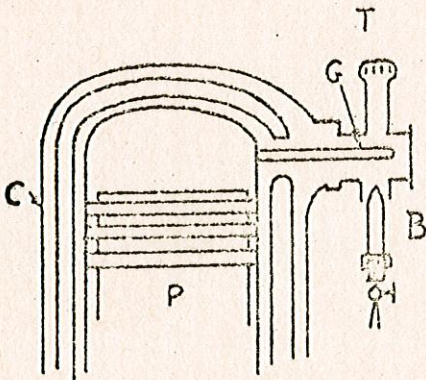


Fig. 35.1

forma poco exacta) por el desplazamiento lateral de la zona incandescente del tubo. Se comprende lo imperfecto del procedimiento y la dificultad de graduar el momento de la explosión, sobre todo en motores rápidos y más teniendo en cuenta que a diferentes cargas del motor habría que regular el mechero, por ser distinto el calor que el tubo recibe de la cámara de combustión. Por ello el procedimiento está casi abandonado, empleándose únicamente en algún pequeño motor de gas.

Mucho más empleado en la actualidad es el encendido por contacto con culata incandescente (Fig. 35.2), aplicado a motores de combustión, en el cual se inyecta el combustible sobre un bulbo que se mantiene constantemente incandescente debido a su falta de refrigeración.

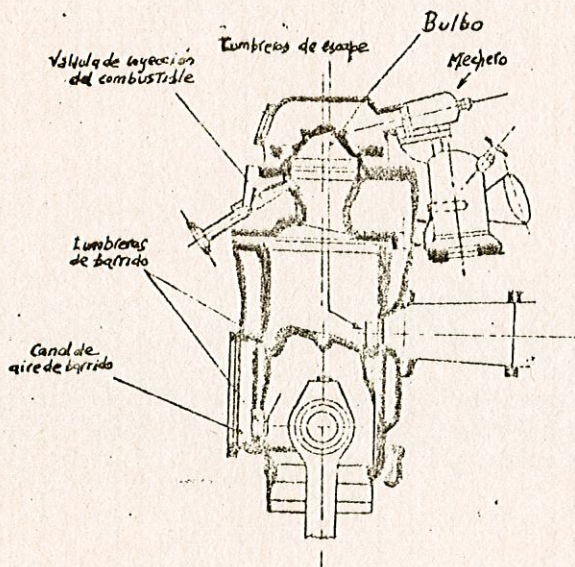


Fig. 35.2

Se emplea en motores baratos, para usos agrícolas y para tractores, y también para pequeños barcos; quemando combustibles muy económicos (productos medios de la destilación del petróleo, alquitranes de lignito o de esquistos) y son generalmente de dos tiempos con barrido por el cárter y de 10 a 30 caballos por cilindro. Fueron construidos en gran cantidad antes de la última guerra mundial, pero en los últimos años se fabrican menos, por la competencia del motor Diesel, que cada vez se fabrica más económico y con mejor rendimiento.

El arranque del motor exige una calefacción previa del bulbo, que en el caso de la figura se realiza por medio de un mechero.

### 35.3 - Encendido eléctrico de los motores Otto.

Para cada ciclo motor de un cilindro debe producirse una combustión del combustible admitido y para iniciarla, en los motores de explosión, es necesario provocar en el momento oportuno una chispa en el interior de la cámara de combustión.

Existen diversos métodos de provocar la chispa y de regular su producción de forma que tenga lugar en el momento oportuno. Veamos los más utilizados.

#### 35.31 - Encendido a baja tensión.

Su realización esquemática es la de la Fig. 35.3 y su funcionamiento es el siguiente:

La culata está atravesada por dos electrodos, uno a fijo y aislado de la culata y el otro giratorio. En el interior del cilindro los dos electrodos están normalmente unidos por una varilla c solidaria de b y a la que el muelle d obliga a estar en contacto con a.

Existe un magneto, cuyo funcionamiento veremos a continuación, que alimenta a los electrodos.

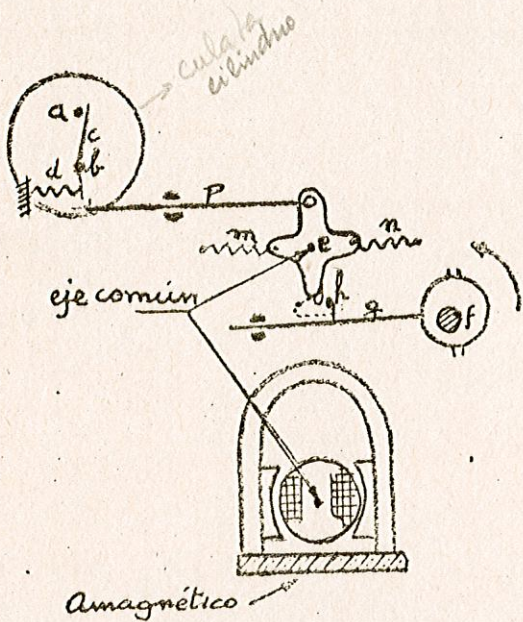


Fig. 35.3

en la primera oscilación. Durante este rápido retroceso se produce en el bobinado del inducido una f.e.m. relativamente grande y al propio tiempo, al rebasar la cruz la posición de equilibrio, la barra p hace girar a la c y abre el circuito eléctrico, saltando la chispa entre los extremos de a y c. El gran amortiguamiento de los muelles m y n hace que la cruz recobre su posición de equilibrio rápidamente y por lo tanto, la barra p establece contacto con la c solamente en la primera oscilación.

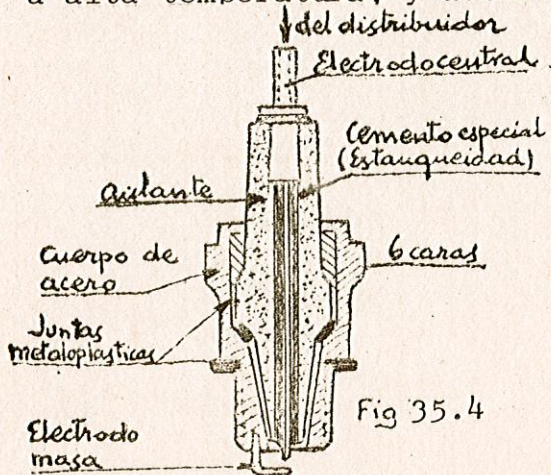
Este procedimiento, muy eficaz, es especialmente empleado en los motores de gas de alto horno y de horno de cok. Presenta el inconveniente de que es necesario que una pieza móvil atraviese la culata.

### 35.32 - Encendido a alta tensión.

Si en el interior de la cámara de combustión tenemos dos electrodos separados de 0,4 a 0,6 mm. y unidos a un circuito capaz de proporcionar en un momento dado una f.e.m. del orden de 10.000 a 20.000 V, en ese instante saltará la chispa entre los electrodos y habremos cubierto nuestro objetivo.

La forma de producir la f.e.m. de alta tensión la veremos en las dos preguntas siguientes. Veamos ahora la disposición constructiva adoptada para la fijación de los electrodos, que van en un órgano llamado bujía (Fig. 35.4) que se acopla mediante roscado a la culata del motor. Una bujía consta esencialmente de un cuerpo de acero de fácil mecanización; dos electrodos de níquel o acero inoxidable, de los cuales uno está unido al cuerpo y por lo tanto a masa, y el otro, solidario de un vástago de acero o níquel, está aislado y se une al hilo de alimentación; un aislante de mica o producto cerámico vitrificado (porcelana, etc.) y de juntas metaloplásticas que aseguran la estanqueidad.

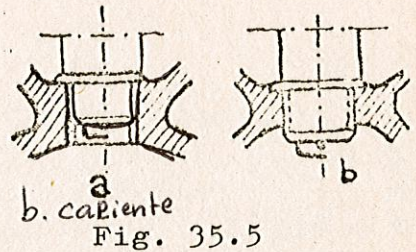
No existe órgano móvil y por lo tanto, se simplifica mucho la construcción, pero hace falta un buen aislamiento, persistente a alta temperatura, y además no estamos a salvo de depósitos carbonosos entre los electrodos que faciliten el paso de la corriente y eviten la producción de chispa.



Hace falta refrigerar la bujía cuanto sea posible y así por ejemplo, la disposición de la Fig. 35.5 b es preferible a la de la Fig. 35.5 a, en la que el gas frío que entra en el motor durante la aspiración no establece buen contacto con los electrodos.

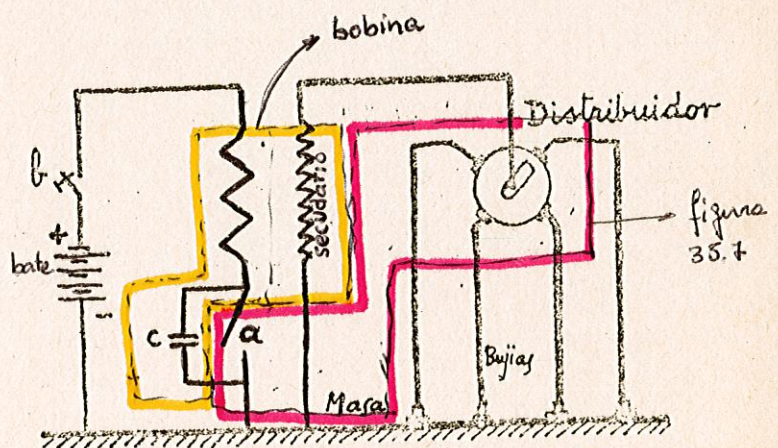
### 35.321 - Encendido por batería.

Es el procedimiento más empleado en los motores de automóvil para producir la alta tensión de encendido, ya que nos aprovechamos de la existencia de acumuladores necesarios para otros usos.



La disposición esquemática es la de la Fig. 35.6, y su funcionamiento el siguiente:

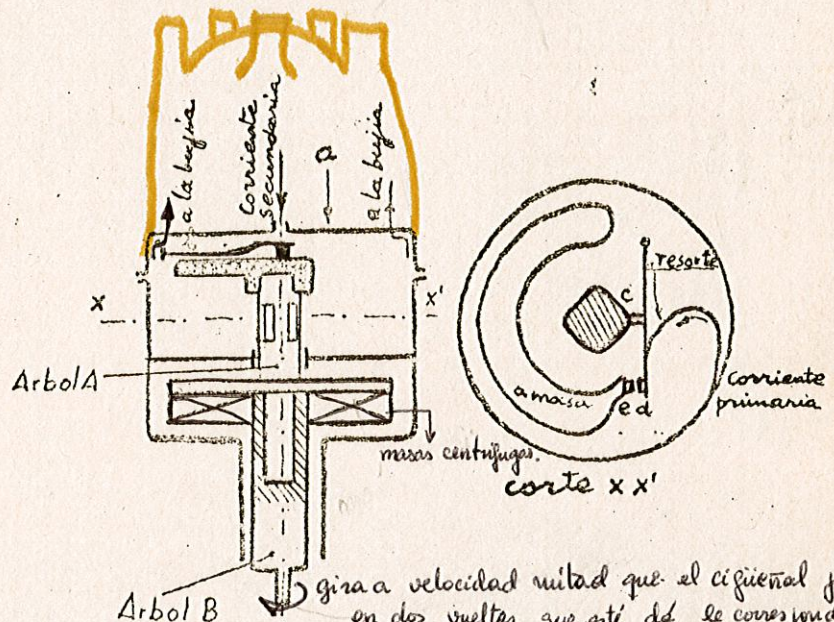
El circuito primario de un transformador es alimentado por una batería de 6 a 12 V. En b tenemos un interruptor, que cuando el motor está funcionando está continuamente cerrado. El interruptor a está mandado por el movimiento del motor. Si los dos interruptores permanecieran siempre cerrados el transformador no produciría tensión en el secundario; pero el interruptor a se abre y se cierra de acuerdo con el movimiento del motor y se producen en el primario corrientes variables de apertura y cierre, que originan una alta tensión en el secundario. En el circuito del secundario hay un distribuidor, cuya constitución y funcionamiento veremos a continuación, que manda la alta tensión a la bujía que la necesita en el instante preciso.



El condensador c atenúa la chispa de apertura y cierre del circuito primario y refuerza la intensidad de la extracorrente primaria; el interruptor b lo abrimos desde el tablero de mando cuando paramos el motor para evitar que se descargue la batería y se quemé la bobina, volviéndolo a cerrar al ir a arrancar.

Tanto en este sistema como en el que veremos a continuación, se necesita de un distribuidor que mande la alta tensión a la bujía que la necesita en el instante preciso. Veamos cómo realiza su misión el distribuidor, unido al ruptor en el aparato llamado comúnmente "Delco".

En la fig. 35.7 tenemos la disposición esquemática. El árbol B recibe el movimiento del árbol principal y arrastra mediante un acoplamiento elástico al árbol A, que tiene una gran zona prismática con las aristas achaflanadas. En su parte superior tiene un aislamiento a y un brazo b que forma parte del circuito secundario y que al girar establece contacto sucesivo con los conductores que van a las bujías.



gira a velocidad mitad que el cigüeñal pues en dos vueltas que éste da le corresponde a una del distribuidor dando 4 chispas  
Fig. 35.7

*Si fuese por cilindro sería un resorte pero para más los delos.*

Por otra parte en el corte xx' dado por la zona prismática del eje A, vemos que cuando c está en el punto medio de una de las caras del eje, e y d estarán en contacto, abriéndose el circuito primario a continuación al girar el eje y volviendo a cerrarse cuando c esté en contacto con la cara siguiente. Esta disposición es la que corresponde al interruptor a de la fig. 35.6

Por lo tanto, podemos hacer que en el instante en que se abre el circuito primario, el brazo b establezca contacto con el conductor que va a una de las bujías y en ésta saltará la chispa. Además podemos hacer que el instante en que salte la chispa sea el precisado por el motor mediante la oportuna disposición de las caras del prisma, de la transmisión y del brazo b. Si el motor es de 4 cilindros y el eje B gira a la mitad de revoluciones del eje principal, el prisma del eje A deberá tener 4 caras, pues por cada vuelta de la "Delco" deben saltar 4 chispas.

La unión elástica entre los ejes A y B permite resolver el problema del avance de la chispa. Si el ciclo motor fuera el teórico, la chispa debería saltar en el punto muerto superior y la combustión se verificaría instantáneamente, pero ya hemos visto que esto no es así y que prácticamente se procura avanzar la chispa lo más posible sin producir picado.

Para una determinada posición relativa entre los ejes A y B, la chispa saltará en el punto muerto superior, pero si respecto a esta situación adelantamos el eje A, la chispa saltará con tanto mayor avance cuanto mayor haya sido el adelanto.

Mecánicamente, desde el tablero de mando del automóvil, podemos ir adelantando la chispa hasta notar picado y entonces atrasar un poco. Esta será la posición óptima de funcionamiento del motor.

Como el tiempo que tarda en propagarse la combustión en toda la masa de combustible es casi constante, para las mismas condiciones de riqueza, presión y temperatura, si necesitamos en el punto muerto una proporción dada de combustible quemado, el avance temporal respecto al punto muerto habrá de ser constante y el avance angular proporcional a la velocidad del motor. Los dispositivos automáticos de avance de chispa resuelven esta cuestión y se fundan generalmente o bien en masas giratorias que por fuerza centrífuga actúan sobre mecanismos "ad hoc" que a su vez actúan sobre el eje A, o bien en membranas sensibles a la depresión del tubo de admisión, que es función de la velocidad y que también actúan sobre A o sobre la envolvente de la "Delco".

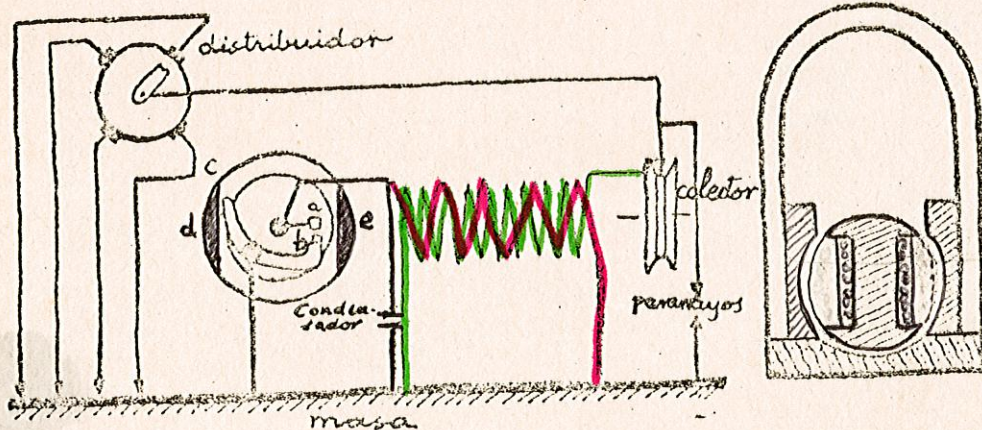
Por otra parte, el avance deberá ser tanto menor cuanto mayor sea la riqueza de la mezcla, pues cuanto mayor es la riqueza mayor es la propensión al picado, que según dijimos se evita retrasando la chispa. Después de lo dicho, es lógico que con mezclas pobres sean posibles grandes avances. Asimismo el avance podrá ser mayor cuanto menor sea la presión inicial de la mezcla, es decir, cuanto mayor sea el estrangulamiento del acelerador. Esto lo resuelven los aparatos de depresión en el tubo de aspiración. *después del acelerador.*

### 35.322 - Encendido por magneto.

Este procedimiento de producir alta tensión para que salte la chispa en las bujías es el más utilizado en los motores de aviación y en vehículos ligeros, pues evita el empleo de acumuladores pesados y molestos.

Aunque también en este caso es necesario el ruptor, éste recibe la corriente primaria de la magneto; la corriente secundaria también es generada en la magneto y pasa por el distribuidor para alimentar las bujías.

En la fig. 35.8 vemos la disposición esquemática de este sistema.



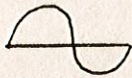
Una magneto tiene arrollados en su inducido dos bobinados que al propio tiempo hacen de primario y secundario de un transformador. Al girar el inducido, se

Fig. 35.8

crea en el primario una f.e.m. variable. El disco c gira también a la velocidad del inducido, y en cada vuelta, debido a los resaltes d y e, hace que a y b abran el circuito dos veces en el preciso momento en que la f.e.m. del primario es máxima, en cada una de las cuales circula una corriente relativamente grande y variable por el primario a través del condensador, y se induce una f.e.m. de alta tensión en el secundario. Si ese instante coincide con el momento en que el distribuidor cierra el circuito de una de las bujías, saltará la chispa en ella.

En el caso de que la f.e.m. del secundario se haga excesiva porque la bujía no la descargue, salta la chispa entre las puntas del pararrayos y los bobinados no se perforan.

Un devanado primario que estuviese en planos horizontales en la fig. 35.8, estaría atravesado por un flujo magnético nulo en ese momento. El diagrama del flujo en una vuelta completa sería:



La fuerza electromotriz primaria es máxima en los momentos en que la variación de flujo es máxima y en esos momentos debe interrumpirse la corriente primaria. Por lo tanto, esta magneto puede dar dos chispas por vuelta.

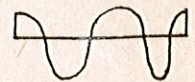
Si  $n_i$  es el número de cilindros de un motor de 4 tiempos, el conjunto inducido-ruptor debe girar  $\frac{n_i}{4}$  veces más rápido que el cigüeñal. El distribuidor deberá tener  $n_i$  salidas de cables y girar a la mitad de vueltas que el cigüeñal, por lo cual la figura 35.8 se refiere al caso de 4 cilindros en que el inducido gira a la velocidad del cigüeñal.

En motores de varios cilindros, la velocidad del inducido  $n \cdot \frac{n_i}{4}$  puede ser excesiva para el delicado devanado secundario, compuesto de muchas vueltas de hilo fino. Por ello, se emplean las magnetos de inducido fijo o los llamados "platos magnéticos". En las primeras (Fig. 35.9) lo que gira entre el inducido y el inductor son trozos de aro (dos en el caso de la figura).



INDUCIDO FIJO.  
Fig. 35.9

En la posición de la figura el flujo es máximo y será nulo si los aros giran  $45^\circ$  atrás o adelante. El diagrama del flujo es con lo cual se pueden producir 4 chispas por vuelta. Si el disco c (Fig. 35.8) gira a doble velocidad que el inducido o tiene 4 resaltes, se podrán producir 4 chispas por vuelta de la magneto y, para el mismo motor, ésta podrá girar a velocidad mitad.



Puede reducirse más la velocidad de la magneto dividiendo el rotor (aros girationos) en más piezas (por ejemplo 4) aunque cada vez el flujo y la chispa producida serán más débiles o habrá que aumentar las dimensiones del circuito magnético.

\* que a cuando la variación de flujo es max. y se obtiene esto en la vovta peridicada, o sea, cuando el flujo es nulo.

Accesorios.36.1 - Arranque de motores.*Descripción*

Los motores de combustión interna, debido a su sistema de funcionamiento y particularmente por el hecho de no recibir combustible al estar parados, no se pueden poner en marcha por sí solos, es decir, poseen un par de arranque nulo. Necesitan el auxilio de medios auxiliares que los ponen en funcionamiento.

En los pequeños motores industriales y en los vehículos pequeños, es suficiente la fuerza de la mano, o del pie, para ponerlos en marcha. Cuando esta fuerza no es suficiente, o si hay otras circunstancias que lo exijan, se emplean motores eléctricos para la puesta en marcha. En los motores grandes, son usuales los procedimientos de puesta en marcha con aire o gas comprimidos.

Los dispositivos de arranque dan al motor un número de revoluciones en el cual se puede iniciar el funcionamiento propio. Este número de revoluciones es diferente según la clase y el tamaño del motor.

En los motores Diesel se ha de sobrepasar considerablemente, al final de la compresión, la temperatura de inflamación del combustible, a fin de asegurar el encendido. La temperatura al final de la compresión depende mucho, con números bajos de revoluciones, de las pérdidas de calor durante la compresión, que son tanto menores cuanto mayor sea el motor. De aquí que los motores mayores inicien los encendidos con números de revoluciones más bajos. Los motores fijos grandes se encienden con unas 50 r/min.; los motores más pequeños (de vehículos o industriales) se han de llevar a veces hasta las 150 r/min.

En los motores Otto tiene menos importancia, para conseguir los primeros encendidos, la temperatura máxima de la compresión que la buena calidad de la mezcla formada. Cuando el encendido es con magneto, la chispa es menos viva a poca velocidad, lo que exige también una velocidad mínima del motor para la inflamación de la mezcla. También en este caso es menor la velocidad que produce el encendido para motores grandes que para motores pequeños. Suponiendo buena calidad de la mezcla, un gran motor de gas arranca a las 20 r/min., un motor grande de vehículo a las 40-80 r/min., mientras que los motores para motocicletas y para fines industriales necesitan casi siempre ser lanzados a un número de revoluciones mucho mayor. En particular los motores de dos tiempos han de ser lanzados a más velocidad, debido a la peor calidad de la mezcla admitida.

El aparato de arranque debe ser capaz de vencer las resistencias pasivas, funcionando a la velocidad que produce el encendido. Según resulta de ensayos realizados, estas resistencias pasivas son

casi independientes del número de cilindros y del volumen de cada uno, y sólo dependen del volumen total, de forma que pueden expresarse por medio de una presión media efectiva resistente  $P_r$ , que actuando sobre la carrera motriz, produjese un trabajo resistente igual al trabajo resistente durante un ciclo del motor.

Las resistencias pasivas se deben en parte a que, debido a las imperfecciones respecto al ciclo teórico, ni las carreras de compresión y expansión, ni las de admisión y expulsión son equivalentes; pero en su mayoría son producidas por rozamientos en los sistemas móviles (émbolo, biela y cigüeñal, distribución, etc.) que dependen fundamentalmente de la viscosidad de los aceites de engrase. Como dicha viscosidad depende muchísimo de la temperatura, resulta una gran influencia de la temperatura ambiente en la presión resistente  $P_r$ .

En la Fig. 36.1 se representan los valores de  $P_r$  en función de la temperatura para un motor Diesel de 4 tiempos, empleando dos tipos de aceite (de verano y de invierno). Es necesario emplear aceite de verano (más viscoso) con temperaturas altas, para evitar el consumo excesivo, pero si este mismo aceite se emplease por debajo de los  $10^{\circ}$ , se obtendrían resistencias a la puesta en marcha mayores que  $7 \text{ Kg/cm}^2$ .

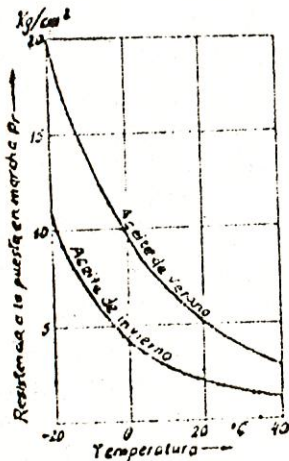


Fig. 36.1

En los motores Otto, la resistencia a la puesta en marcha es algo menor, debido a que son menores los rozamientos (por haber presiones menores en los mecanismos) y también son inferiores las pérdidas de calor y de presión de los gases. Se debe contar con valores de  $P_r$  inferiores en  $1 \text{ Kg/cm}^2$  a los de los motores Diesel.

Para un motor de 2 tiempos, idéntico en lo demás a otro de 4 tiempos, el trabajo de las resistencias pasivas durante 2 vueltas, que es el mismo que para el de 4 tiempos, se ha de suponer repartido en 2 carreras motrices (en lugar de una) por lo que los valores de  $P_r$  se reducirán a la mitad de los indicados, debiendo emplearse para el cálculo del aparato de arranque la fórmula de la potencia de los motores de 2 tiempos.

### 36.11 - Arranque a mano.

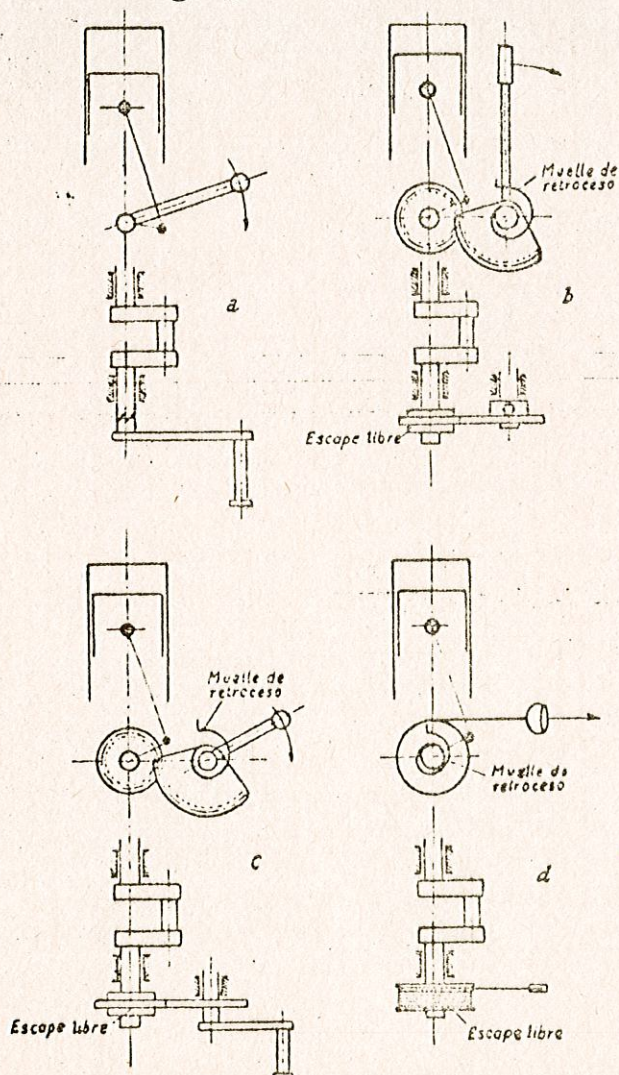
En los motores pequeños se realiza el arranque sin modificar la relación de compresión del motor. En este caso no es suficiente con que el trabajo del hombre sea capaz de vencer la resistencia pasiva  $P_r$ , porque se ha de analizar si en la primera vuelta, el esfuerzo es capaz de vencer la fuerza de compresión del motor; entonces se hace necesario analizar el valor de las fuerzas resistentes tangenciales durante un ciclo. Esto es especialmente importante en los motores de 1 cilindro, a los que nos referimos a continuación.

En los motores muy pequeños resulta posible prever que la fuerza aplicada será capaz de vencer la fuerza resistente tangencial máxima y en ese caso el motor podrá arrancar en cualquier posición, puesto que el trabajo durante el período de compresión podrá ser

realizado por el esfuerzo del hombre durante dicho período. Pero cuando los motores son algo mayores, esto resulta imposible y entonces el trabajo de compresión puede realizarse con ayuda de la energía cinética acumulada en las masas volantes, por el esfuerzo del hombre en los períodos anteriores (expulsión y admisión); incluso puede contarse con volver hacia atrás la manivela o el pedal y emplear parte de la energía procedente de la carrera de expansión. Si se logra vencer la primera compresión, no se provocará el encendido en ella, porque la velocidad será en general insuficiente, pero la energía devuelta durante la expansión y el trabajo realizado por el hombre durante el nuevo ciclo asegurarán las sucesivas compresiones. En este caso debe tenerse en cuenta estas consideraciones al dimensionar los volantes, pues los esfuerzos que el hombre puede realizar disminuyen con el tiempo y un volante demasiado grande impediría que pueda llevarse el motor al número de revoluciones que provoca el encendido.

Si el trabajo representado por el área del bucle de compresión es demasiado grande para que pueda ser vencido por el trabajo del hombre en los 3 períodos anteriores, es necesario modificar la compresión del motor actuando sobre la distribución, de forma que hasta que se haya almacenado suficiente energía en los volantes para vencer la compresión, el motor trabaje con compresión reducida o nula. Existen gran cantidad de dispositivos para ello.

En la Fig. 36.2 se han representado esquemáticamente los medios



más corrientes para la puesta en marcha (a mano en las figs. a, b y d, y con el pie en c). En los esquemas a y b se empuña una manivela y en el d se tira de un cordel.

En el esquema a se puede contar con una fuerza de 20 Kgs. actuando a 250 mm., es decir un momento de 500 cmKg. El motor puede llevarse así a unas 150 r/min., pero a esta velocidad no se pueden ya efectuar 20 Kgs. de fuerza. Es adecuado para motores de más de 0,5 litros de cilindrada.

En motores menores (que necesitan menos fuerza, pero mayor velocidad) se añade un mecanismo multiplicador como en b y c; éste último es adecuado para motocicletas. El esquema d, barato y poco voluminoso se emplea en motores muy pequeños (menos de 0,3 litros).

Fig. 36.2

### 36.12 - Arranque eléctrico.

Es muy adecuado para motores de tamaño medio y varios cilindros. Como el par de arranque de los motores eléctricos es varias veces el par normal, es posible el arranque en cualquier posición del cigüeñal. Además, la curva característica del motor de arranque (par motor en función de velocidad) debe ser tal que cuando el motor marche al número de vueltas que provoca el encendido, el par motor del motor de arranque sea todavía capaz de vencer las resistencias pasivas. Si el motor de arranque da K vueltas por cada una del motor principal, la igualdad de trabajos en un ciclo nos da, para un 4 tiempos, la ecuación:

$$M \times 4K = 1.000 V_h p_r$$

*2 vueltas*

$$M = \frac{80 V_h p_r}{K}$$

*trabajo que consume el motor*

V<sub>h</sub> cilindrada en litros  
p<sub>r</sub> presión resistente en Kg/cm<sup>2</sup>  
M par motor a la velocidad de encendido, en cm.Kg.

Si n<sub>Z</sub> es el número de revoluciones que provoca el encendido, el motor eléctrico debe dar un par M a la velocidad K n<sub>Z</sub>.

El procedimiento por motor eléctrico es muy adecuado para motores de vehículo. Entonces el motor es de corriente continua que procede de una batería. En estos motores se puede contar con un valor de p<sub>r</sub> = 8 Kg/cm<sup>2</sup>. Si en tiempo frío la resistencia inicial al arranque fuese mayor, resulta que durante el funcionamiento del motor de arranque va disminuyendo dicha resistencia hasta llegar al valor dado, y la única consecuencia es que el motor de arranque funciona más tiempo a velocidades menores (y con pares mayores) que la que provoca el encendido, y de aquí se sigue mayor gasto de energía eléctrica, pero el motor puede arrancar, aún en condiciones muy desfavorables.

Puede contarse, con una mezcla adecuada, con obtener encendidos a unas 80 r/min. El motor de arranque acompaña un rato al principal, hasta que éste sea capaz de vencer las resistencias pasivas. Luego se desengancha por un procedimiento de escape (sistema Bendix en automóviles).

### 36.13 - Arranque por aire o gas comprimidos.

La puesta en marcha eléctrica de los grandes motores fijos, o de los motores marinos, no es económica, porque exige instalaciones eléctricas grandes. En los motores grandes es corriente el empleo de la puesta en marcha con aire o gas comprimidos, mediante un compresor propio o por medio del motor mismo. El procedimiento se ha extendido también a motores más pequeños (por ejemplo, de vehículos pesados) por ahorrar o hacer menor la batería, órgano pesado, voluminoso y caro de entretenimiento y duración.

Durante la puesta en marcha, el motor trabaja como motor de aire o de gas comprimido. El fluido activo se introduce por la válvula de la puesta en marcha, después de la carrera de compresión, en el punto muerto superior.

La válvula de arranque es generalmente automática y sólo se abre cuando la presión en el canal de llegada es superior a la que reina

en el cilindro, es decir, durante la carrera de expansión, cuando la presión ha disminuído suficientemente. La llegada de fluido activo a la válvula de arranque está gobernada por una distribución especial de arranque (Apartado 31.4). La presión del fluido es de 10 a 30 Kg/cm<sup>2</sup>.

En la fig. 36.3 se ha representado el ciclo de trabajo del motor con aire comprimido; cuanto más elevada sea la presión del aire, la línea 3-4 estará más elevada y cuanto mayor sea el número de grados del cigüeñal en el cual la distribución de arranque mantiene abierta la comunicación, estará situado más a la derecha el punto 4. Por ambas razones, se obtendrá mayor área útil, es decir, será más elevada la presión media efectiva del trabajo del motor con aire comprimido. En la fig. 36.4 se han representado los valores de dicha presión  $p_m$ , en función de la presión del aire y de los grados del cigüeñal durante los que actúa la distribución de arranque

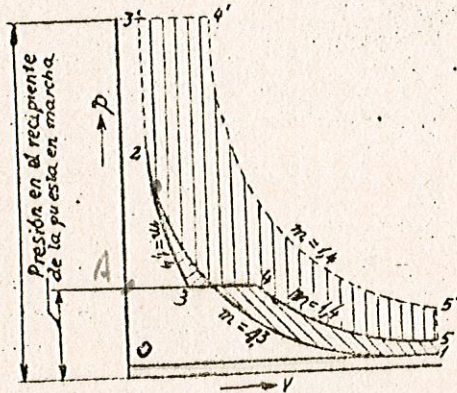


Fig. 36.3

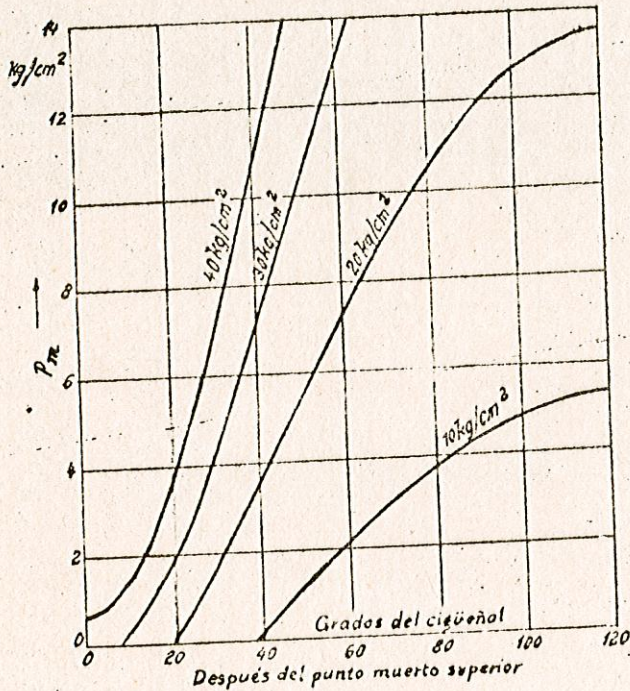


Fig. 36.4

después del punto muerto. Los valores de  $p_m$  han de ser mayores que los de  $p_r$  que se supongan para el motor en cuestión; por ejemplo un motor Diesel que haya de arrancar al aire en invierno a 10° bajo cero exige, según la fig. 36.1, 8 Kg/cm<sup>2</sup>, presión que con una alimentación de aire a 20 Kg/cm<sup>2</sup> exige un tiempo de admisión de puesta en marcha de 65°. En los motores policilíndricos son aplicables estos tiempos de arranque cuando cada cilindro tenga un dispositivo propio de puesta en marcha; en los motores fijos, a menudo, únicamente se ponen en marcha algunos cilindros y en ese caso la presión media necesaria en el pistón se ha de aumentar en la relación entre el número total de cilindros y el de cilindros activos, para utilizarla en la fig. 36.4 y determinar el grado de admisión en la puesta en marcha.

Cuando se imponga la condición, necesaria por ejemplo en motores marinos, de que el motor arranque en cualquier posición del cigüeñal, es necesario un tiempo angular mínimo de admisión del aire comprimido en cada cilindro. Para motores de simple efecto, pueden tomarse los siguientes valores:

<u>Cuatro tiempos</u>			<u>Dos tiempos</u>		
6 cilindros	124°		4 cilindros	92°	
8 "	92°		6 "	63°	
10 "	74°		8 "	47°	

Los motores que no se ponen en marcha en todas las posiciones del cigüeñal, habrán de girarse, antes de la puesta en marcha, a mano o eléctricamente, hasta colocarlos en la posición adecuada; esta medida puede aceptarse para motores fijos, pero es inadmisibles en motores marinos o de vehículos.

### 36.2 - Refrigeración.

La refrigeración tiene dos objetivos principales:

- 1) Evitar el desgaste y la deformación de las piezas calientes por temperaturas demasiado elevadas.
- 2) Evitar la descomposición del aceite de engrase del cilindro.

Es necesario refrigerar enérgicamente el cilindro y en los motores grandes de doble efecto (y también de simple efecto) el émbolo y su vástago.

La refrigeración suele ser por aire o por agua.

En los motores fijos la refrigeración es casi siempre por agua; también se emplea generalmente este tipo en los vehículos. Los motores de aviación pueden ser refrigerados por los dos sistemas; en el segundo caso se reemplaza a menudo el agua, que a poca presión debida a la altitud hierve a baja temperatura, por líquidos especiales, como el etil-glicol, que hierve hacia 190° a la presión normal.

En los motores modernos de vehículos existe cierta tendencia a utilizar la refrigeración por aire, con objeto de eliminar la carga adicional de agua y la necesidad de reponerla de cuando en cuando (lo que puede ser difícil en climas secos) y para evitar el riesgo de congelación en climas fríos. En motores para vehículos muy pequeños (por ejemplo motocicletas) la refrigeración es siempre por aire, por el primer motivo citado.

### 36.21 - Refrigeración por agua.

En los motores fijos el agua circula a circuito abierto en las dobles paredes de los cilindros y las culatas. En los motores de vehículos se ha de hacer circular el agua a circuito cerrado, refrigerándola a su vez en contacto con aire en los aparatos llamados radiadores. En ellos el agua circula por el interior de tubos, generalmente verticales, que tienen diversas formas, con objeto de aumentar la superficie en contacto con el aire exterior; el agua circula por termosifón, pero a menudo se activa su circulación por bomba; el aire circula horizontalmente, debido a la marcha del vehículo y también a un ventilador auxiliar.

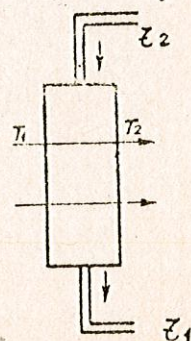


Fig. 36.5

*agua fría mas densa desceande*

36.211 - Cálculo de radiadores.

El radiador no podemos hacerlo demasiado profundo, pues el aire se calentará mucho al atravesarlo y en su última parte del recorrido no producirá apenas efecto, ni tampoco debe ser muy poco profundo, pues entonces precisará de una superficie frontal muy grande que no podemos darle. Por ello, entre la superficie total de refrigeración  $F$  y la superficie frontal  $F_s$  se establece una relación  $F = \lambda F_s$ .

Para el cálculo del radiador llamaremos:

- dato*
- $t_2$  = temperatura a la que llega el agua al radiador.  $\leq 100^\circ$
  - $t_1$  = " " sale " del "  $\rightarrow$  *no muy fría*
  - $T_1$  = " del aire ambiente.
  - $T_2$  = " " a la salida del radiador.
  - $W$  = volumen del agua refrigerada en litros/hora.
  - $c$  = calor específico del agua.
  - $A$  = volumen del aire que circula en  $m^3$ /hora.
  - $Ca$  = calor específico del aire por  $m^3$
  - $F$  = superficie total de refrigeración.
  - $F_s$  = " frontal del radiador.
  - $\psi$  = pérdida de superficie frontal para el paso del aire.
  - $\rho$  = coeficiente de estrangulamiento del aire.
  - $V_f$  = velocidad del aire en Km/hora.

Se admite que por cada C V. hora producido se pierden 1.000 kilocalorías, lo cual da un alto coeficiente de seguridad.

El calor cedido por el agua vale  $Q = W.c (t_2 - t_1)$  y el absorbido por el aire, que es el mismo  $Q = A.Ca (T_2 - T_1)$ . La transmisión del calor se hace del agua a la pared interior del radiador, de ésta a la pared exterior, y de la exterior al aire. Según la teoría de la transmisión de calor a través de los cuerpos, el calor transmitido vale:

$Q = FK \left( \frac{t_2 + t_1}{2} - \frac{T_2 + T_1}{2} \right)$  siendo  $K$  el coeficiente de transmisión por unidad de superficie y unidad de diferencia de temperatura. Teniendo en cuenta que de las fórmulas anteriores se deduce que:

$$t_1 = t_2 - \frac{Q}{W.c} \quad T_2 = \frac{Q}{A.Ca} + T_1 \quad \text{resulta que}$$

$$\frac{Q}{FK} = t_2 - T_1 - Q \left( \frac{1}{2Wc} + \frac{1}{2ACa} \right) = \frac{Q}{\lambda F_s K} \quad (1)$$

Si  $N$  es la potencia del motor en C.V.  $Q = 1.000 N$

Por otra parte,  $c = 1 \text{ Kcal/l}$  y  $Ca \approx 0,25 \text{ Kcal/m}^3$  y además *es mucho pero supo me capta*  
 $A = \psi \cdot F_s \cdot 1.000 V_f$  donde  $1.000 V_f$  es la velocidad en m/hora,  $\psi \cdot F_s$  es la superficie frontal para el paso del aire, que debe ser multiplicada por  $\rho$  para tener en cuenta el estrangulamiento del aire al entrar por los canales de refrigeración. La ecuación (1) se convierte en:

*$c_p = 0,24 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$  pero en  $1 m^3$  hay mas de  $1 kg$ . luego deducido si es caliente por el aire es  $\frac{3}{4} 0,24$*

$$Q \left( \frac{1}{\lambda K F_s} + \frac{1}{500 \psi \rho F_s V_f} \right) = \zeta_2 - T_1 - \frac{Q}{2W}$$

$$F_s = \frac{Q \left( \frac{1}{\lambda K} + \frac{1}{500 \psi \rho V_f} \right)}{\zeta_2 - T_1 - \frac{Q}{2W}} = \frac{\frac{1}{\lambda K} + \frac{1}{500 \psi \rho V_f}}{\frac{\zeta_2 - T_1}{Q} - \frac{1}{2W}}$$

Es decir:

$$\frac{1}{\lambda K} + \frac{1}{500 \psi \rho V_f} + \frac{1}{2W}$$

$$F_s = \frac{\frac{1}{\lambda K} + \frac{1}{500 \psi \rho V_f}}{\frac{\zeta_2 - T_1}{1.000N} - \frac{1}{2W}}$$

Se despeja  $\zeta_2 - T_1 = \frac{1}{1000N}$

Nos interesa  $\zeta_2$  que al variar  $T_1$  ambiente hace que regule la cantidad de agua mediante termostato

La temperatura  $\zeta_2$  del agua caliente se fija de forma que el agua no hierva, para lo cual se toma  $\zeta_2$  alrededor de 90° C.

La temperatura ambiente  $T_1$  se toma la del aire en verano; que es cuando existen peores condiciones para refrigerar.

En invierno la temperatura ambiente será más baja y si mantenemos la misma superficie de refrigeración, la refrigeración puede ser excesiva. Para evitar esto, o bien se disminuye  $F_s$ , para lo cual el refrigerador puede utilizarse en parte, o bien se disminuye la cantidad o la velocidad del agua, con lo que también se aumenta el sustraendo del denominador y la diferencia permanece constante.

### 36.3 - Tuberías; silenciadores.

Las dimensiones y colocación de los carburadores, de los tubos de unión de éstos con los cilindros, de las válvulas y el trazado de las levas, tienen una influencia decisiva sobre el rendimiento gravimétrico del motor y, por lo tanto, sobre su potencia. Las tuberías de escape también influyen sobre la potencia al hacer mayor o menor la presión de expulsión y, por lo tanto, el área del diagrama.

Para que la alimentación del motor se verifique en buenas condiciones, es necesario ejecutar un diseño racional de las tuberías de admisión, lo que debido a las dificultades de cálculo, se apoya sobre todo en la experiencia y en ensayos realizados en bancos de pruebas de motores. A medida que aumenta el número de cilindros, es más difícil resolver correctamente el problema por las siguientes razones:

- 1) Las distintas velocidades a que ha de trabajar el motor, alimentando los diversos cilindros con distintas longitudes de tubería, lo que hace muy difícil una alimentación semejante de todos los cilindros; por ello, se puede obtener mejor rendimiento gravimétrico global empleando más de un carburador.
- 2) Las oscilaciones que sufre la corriente de aire alimentadora, que estando dirigida hacia un cilindro, cambia bruscamente de dirección para alimentar otro.
- 3) Las distintas temperaturas a que trabajan los motores, teniendo en cuenta que la temperatura de admisión en cada cilindro

no debe ser demasiado alta (con poco rendimiento gravimétrico) ni demasiado baja (originando mezclas pobres en motores de carburador).

Es conveniente tener en cuenta las siguientes reglas al proyectar el sistema de tuberías:

- a) Para obtener potencia elevada las tuberías de admisión deben ser gruesas; en cambio, así se obtendrán "reprises" poco enérgicas y mal funcionamiento al "ralenti", debido a la pequeña depresión en el carburador; esto, que era un inconveniente para conseguir gran potencia en motores pequeños, se subsana modernamente mediante el empleo de carburadores con bomba de "reprise" y dispositivo especial de "ralenti".
- b) Para conseguir una velocidad creciente de la corriente de aire, el diámetro de las tuberías de admisión debe ir decreciendo desde el carburador hasta la sección de paso por la válvula de admisión. El colector de admisión, que distribuye el aire a todos los cilindros, tiene por ejemplo un diámetro inferior en el 4% al de la tubería del carburador. Los tubos de alimentación de cada cilindro tienen una sección 1,1 a 1,2 veces la de paso por la válvula de admisión.
- c) Los tubos de escape de cada cilindro tienen de 1,2 a 2 veces la sección de paso por la válvula de escape. El colector de escape ha de ser amplio y lo más recto posible.
- d) La tubería de admisión debe ser corta y sin codos para evitar condensaciones de combustible y pérdidas de presión de admisión; dependiendo del combustible empleado, se hace a veces necesario calentar la mezcla y entonces puede ser interesante utilizar un codo de la tubería de admisión para esta calefacción, en contacto con la tubería de escape o con el agua caliente de refrigeración.
- e) Las distancias desde el colector de admisión a los diversos cilindros deben ser lo más iguales posible.
- f) Si puede hacerse el orden de encendidos de diversas formas, se elegirá la que origine menores cambios de dirección a la corriente de alimentación.

Los silenciadores están destinados a evitar los ruidos producidos en la aspiración y sobre todo en el escape. Estos ruidos se producen por el choque del aire a gran velocidad con el aire exterior. En el tipo representado en la fig. 36.6 se fracciona el

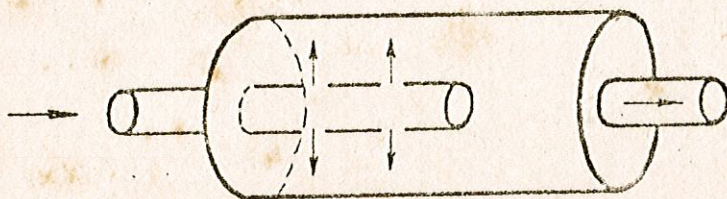


Fig. 36.6

salto total de presión del gas de escape en dos saltos: uno a la presión del silenciador y otro a la atmósfera, por lo que el choque es menos violento; pueden incluso disponerse dos silenciadores de este tipo en serie.

Los silenciadores originan una pérdida de potencia no despreciable, por aumentar la contrapresión en el escape.