

1330

Universidad Nacional Autónoma de México

Escuela Nacional de Ingenieros

DESCARTE

PROYECTO DE MOTOR

TESIS

Que para obtener el Título de:

Ingeniero en Aeronáutica

presenta el pasante:

ALFONSO FERREIRO ALEGRE

A mi madre.

A mis maestros y compañeros.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

ESCUELA NACIONAL DE INGENIERIA
Dirección
Núm. 731-2840
Exp. Núm. 731/214.2/-2014

Al Pasante señor Alfonso FERREIRO ALEGRE,
P r e s e n t e .

En atención a su solicitud relativa me es grato transcribir a usted a continuación el tema que aprobado por esta Dirección, propuso el señor profesor ingeniero Raúl Siperstein, para que lo desarrolle como tesis en su examen profesional de Ingeniero en AERONAUTICA.

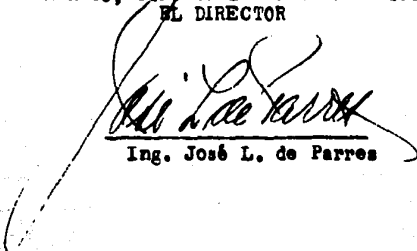
"PROYECTO DE UN MOTOR PARA AVION DE 100

C.V. A N.M. A 2500 R.P.M. ENFRIADO POR AIRE."

Ruego a usted tomar debida nota de que en cumplimiento de lo especificado por la Ley de Profesiones, deberá prestar Servicio Social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito indispensable para sustentar su examen profesional.

Atentamente.

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
México, D.F. 20 de Octubre de 1954
EL DIRECTOR



Ing. José L. de Parres

JLP:RFV:meag.

I N T R O D U C C I O N .

Se propuso el proyecto de un motor de Aviación, de 100 C.V.- que será enfriado por aire y con lubricación forzada.

La característica fundamental que debe llenar un motor de aviación es un peso mínimo por C.V. suministrado. El gran adelanto que han logrado los fabricantes de motores en este sentido ha contribuido poderosamente al desarrollo de la industria aeronáutica.

Asimismo, en los motores dedicados al servicio aéreo se tratan de eliminar con el mayor interés todas las causas (que se pueden prever) de falla o interrupción de operación, por tener un accidente de esta clase consecuencias graves generalmente.

Un tipo de motor muy usado, para potencias relativamente bajas (como es este caso) es el de cilindros opuestos que permite tener un motor compacto, de fabricación no muy complicada y que favorece el enfriamiento por aire, si se compara, sobre todo, con un motor de cilindros en línea.

Las características básicas, definitivas, del motor serán -
entonces:

Potencia..... 100 C.V.

Posición de los cilindros. Opuestos..

Sistema de enfriamiento... Por Aire.

Sistema de lubricación... A presión.

Se hizo un estudio comparativo de motores con característi--
cas parecidas y de potencias variables, (entre 65 y 190 H.P.) con-
truidos por diversos fabricantes, que incluye algunos motores de -
100 H.P. Este estudio aparece en forma de cuadro a continuación.

MARCA	MODELO	POT. MAX. H.P.	VEL. R.P.M.	DIAM. INT. CIL.	CARRERA	Nº DE CIL.	CILIN. PULG. ³	REL. DE COMP.	OCTANO	CILIND. DM. ³	POT. MAX. C.V.	K
Continental	A65-8F	65	2300	3.875	3.625	4	171	6.3	73	2.802	65.9	10.2
Lycoming	O-145-B2	65	2550	3.625	3.500	4	144	6.5	73	2.368	65.9	10.9
Continental	C85-12F	85	2575	4.062	3.625	4	188	6.3	73	3.081	86.2	10.9
Continental	C85-12FJ	87	2650	4.062	3.625	4	188	6.3	73	3.081	88.2	10.8
Continental	C90-12F	90	2475	4.062	4.875	4	253	7.0	80	4.141	91.2	8.9
Jacobs	O-240A	100	2300	4.375	4.000	4	241	6.5	80	3.949	101.4	11.2
Franklin	4A4-100-B3	100	2550	4.500	3.500	4	225	7.0	80	3.687	101.4	10.8
Lycoming	O-235-C	100	2600	4.375	3.875	4	233	6.5	73	3.823	101.4	10.2
Lycoming	O-235-C1	115	2800	4.375	3.875	4	233	6.7	80	3.823	116.6	10.9
Continental	C125-2	125	2550	4.062	3.625	6	282	6.3	73	4.621	126.7	10.7
Lycoming	O-290-A	125	2600	4.875	3.875	4	289	6.5	80	4.736	126.7	10.3
Continental	C145-2	145	2700	4.062	3.875	6	301	7.0	80	4.939	147.0	11.0
Franklin	6A4-150-B3	150	2600	4.500	3.500	6	335	7.0	80	5.490	152.1	10.6
Franklin	6A4-165-B3	165	2800	4.500	3.500	6	335	7.0	80	5.490	167.3	10.9
Continental	E165-2	165	2050	5.000	4.000	6	471	7.0	80	7.718	167.3	10.6
Jacobs	O-360A	165	2400	4.375	4.000	6	361	6.5	80	5.916	167.3	11.8
Lycoming	GO-290-A	170	3400	4.875	3.875	4	289	7.5	91-98	4.736	172.4	10.7
Franklin	6V4-178-B32	178	3000	4.500	3.500	6	335	7.0	80	5.490	180.5	11.0
Continental	E185-1	185	2300	5.000	4.000	6	471	7.0	80	7.718	187.6	10.6
Lycoming	O-435-A	190	2550	4.875	3.875	6	434	6.5	80	7.112	192.6	10.6

Promedio.....10.7

El valor de "K" que aparece en la última columna del cuadro, representa la eficiencia del motor, considerando la cilindrada y la velocidad de rotación del cigüeñal. En los casos estudiados, el valor de "K", oscila entre 8.9 y 11.8 (caballos de vapor por litro o decímetro cúbico de mezcla y mil revoluciones por minuto) y con un promedio de 10.7. El valor de "K" que debe tomarse para cada caso depende fundamentalmente de la calidad del motor, un valor muy usado en motores de ésta clase es 11. Sin embargo para el proyecto de que se trata se tomará conservadoramente $K = 10$.

Se le dará una velocidad de rotación al cigüeñal de 2500 revoluciones por minuto, con acoplamiento directo a la hélice, valor medio de velocidad que permite un buen rendimiento aerodinámico de la misma.

Se usará una relación de compresión teórica ó Geométrica 7:1 con gasolina de 80 octanos.

En función del valor de "K" adoptado, se determinará la cilindrada total por medio de la siguiente fórmula.

$$Q = \frac{1000 W}{K \cdot n} = \frac{1000 \times 100}{10 \times 2500} = 4.00 \text{ litros}$$

Para el valor de la cilindrada obtenido, conviene hacer el motor de cuatro cilindros, así el diámetro interior de los cilindros y la carrera tendrán valores usuales.

Completando las características básicas indicadas en la hoja- (2) se tiene;

K..... 10 C.V./litro y 1000 R.P.M.
 No. de cilindros..... 4
 Cilindrada total..... 4.00 litros.

DETERMINACION DE LAS DIMENSIONES PRINCIPALES.

Las dimensiones principales de un motor son: el diámetro interior del cilindro, la carrera y la longitud de la biela. Las dos primeras influyen sobre la termodinámica del motor y las dos últimas, o también la relación biela a carrera, afectan la cinemática y dinámica del mismo.

Para encontrar las dimensiones de la carrera y el diámetro se harán varios tanteos y se adoptarán los mejores valores.

La cilindrada por cilindro vale:

$$q = \frac{4.00}{4} = 1.00 \text{ litro} = 1000 \text{ cm}^3.$$

1.) Suponiendo $l = D$

$$q = \frac{\pi}{4} D^2 l = \frac{\pi}{4} D^3 = \sqrt[3]{\frac{4q}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \times 1000}{3.142}} = 10.84 \text{ cm.}$$

2.) Suponiendo $D = 4.375'' (4 \frac{3}{8}'')$ = 11.11 cm.

$$l = \frac{4q}{\pi D^2} = \frac{4 \times 1000}{3.142 \times 11.11^2} = 10.314 \text{ cm.} = 4.061'' \text{ ó sea}$$

$$l = 4.062'' (4 \frac{1}{16}'')$$

3.) Suponiendo $D = 4.875'' (4 \frac{7}{8}'')$ = 12.38 cm.

$$l = \frac{4 \times 1000}{3.142 \times 12.38^2} = 8.307 \text{ cm.} = 3.270'' \text{ ó sea } 3.281'' (3''9/32)$$

4.) Suponiendo $D = 4.062 = 10.37 \text{ cm.}$

$$l = \frac{4 \times 1000}{3.142 \times 10.32^2} = 11.961 \text{ cm.} = 4.709'' \text{ ó sea } 4.719'' (4''23/32)$$

Se escogen definitivamente, por ser una relación l/D que se acostumbra usar, los resultados del segundo tanteo.

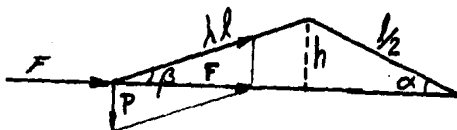
$$\begin{aligned} \text{ENTONCES:} \quad D &= 11.11 \text{ cm.} (4''3/8) & l/D &= 0.93 \\ l &= 10.32 \text{ cm.} (4''1/16) \end{aligned}$$

Estimación de la longitud de la biela.

La relación entre la longitud de la biela y la carrera, " λ " se deberá encontrar entre: $1.5 \leq \lambda \leq 2.0$.

Una primera estimación de la longitud de la biela, se logra suponiéndola igual a la suma de la carrera, más la longitud del émbolo estimada aproximadamente por la presión específica del aceite.

Suponiendo $\lambda = 1.7$



$$\text{Sen } \alpha = h / \lambda/2 \quad \lambda/2 \text{ Sen } \alpha = \lambda \lambda \text{ Sen } \beta$$

$$\text{Sen } \beta = h / \lambda \lambda \quad \text{Sen } \beta = \lambda/2 \lambda \lambda \text{ Sen } \alpha$$

$$\text{Sen } \beta = 1/2 \lambda \text{ Sen } \alpha = 1/2 \times 1.7 \text{ Sen } \alpha = 1/3.4 \text{ Sen } \alpha$$

El valor máximo de "p" ocurre aproximadamente cuando:

$$\alpha = 34^\circ$$

$$\text{Sen } \beta = 0.295 \quad \text{Sen } 34^\circ = 0.295 \times 0.559 = 0.165$$

$$\beta = 90^\circ 30' \quad \text{tg. } \beta = 0.167$$

La presión máxima, ó sea la presión de explosión se puede estimar aproximadamente por medio de la siguiente fórmula empírica:

$$p = 7P - 2 = 47 \text{ kg/cm}^2.$$

Este valor dado por la fórmula, es bastante aproximado para relaciones de compresión hasta de 6 a 1 y da la presión máxima al concluir la explosión. En este caso se tiene una relación de compresión mayor y por otra parte la presión a los 34° , es menor que la máxima debido al movimiento del émbolo. La presión obtenida arriba, se puede usar para estimar aproximadamente la longitud total del émbolo (pues da un valor exagerado si se considera nada-mas la longitud apoyada que ejerce la presión sobre el aceite).

En la figura de la hoja anterior:

$$F = \frac{3.14 \times 11.11^2}{4} \times 47 = 4560 \text{ kgs.}$$

$$P = F \times \text{tg. } \beta = 4560 \times 0.167 = 760 \text{ kgs.}$$

Presión específica admisible para permitir una lubricación correcta:

$$P_e = 10 \text{ kg/cm}^2.$$

$$10 = \frac{760}{11.11 \times \lambda_e} \quad \lambda_e = \frac{760}{10 \times 11.11} = 7.0 \text{ cm.}$$

Entonces longitud de la biela: $L = 10.3 + 7.0 = 17.3 \text{ cm.}$

Por otra parte como se ha supuesto $\lambda = 1.7$, $L = 1.7 \times 10.3 = 17.51 \text{ cm.}$

Se tomará $L = 17.46 \text{ cm}$ ó sea $6\frac{7}{8}$.

Por lo tanto las dimensiones básicas definitivas serán:

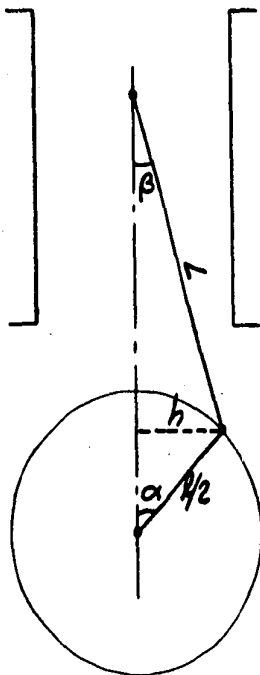
$$D = 11.11 \text{ cm.}, \quad \lambda = 10.32 \text{ cm.}, \quad L = 17.46 \text{ cm.}$$

Con estos valores se hará el estudio cinemático.

CINEMATICA DEL EMBOLO Y LA BIELA.

Deducción de las fórmulas exactas.

Desplazamientos de los émbolos.



$$X = L + \lambda/2 - (L \cos \beta + \lambda/2 \cos \alpha)$$

$$X = L (1 - \cos \beta) + \lambda/2 (1 - \cos \alpha)$$

$$\text{Sen } \beta = h/L \quad h = L \text{ Sen } \beta \quad L \text{ Sen } \beta = \lambda/2 \text{ Sen } \alpha$$

$$\text{Sen } \alpha = h / \lambda/2 \quad h = \lambda/2 \text{ Sen } \alpha \quad \text{Sen } \beta = \lambda/2L \text{ Sen } \alpha$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \text{Sen}^2 \beta}$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{Sen}^2 \alpha}$$

$$X = L \left(1 - \sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{Sen}^2 \alpha} \right) + \frac{l}{2} (1 - \cos \alpha)$$

Velocidad de los émbolos.

$$v_e = \frac{dx}{dt} = \frac{d}{dt} \left[L - L \left(1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{Sen}^2 \alpha \right)^{1/2} + \frac{l}{2} - \frac{l}{2} \cos \alpha \right]$$

$$v_e = -L \cdot \frac{1}{2} \left(1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{Sen}^2 \alpha \right)^{-1/2} \left(-\frac{l^2}{2L^2} \text{Sen} \alpha \cos \alpha \frac{d\alpha}{dt} \right) - \frac{l}{2} (-\text{Sen} \alpha) \frac{d\alpha}{dt}$$

$$v_e = \frac{\omega l}{2} \left[\frac{\frac{l}{2L} \text{Sen} \alpha \cos \alpha}{\sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{Sen}^2 \alpha}} + \text{Sen} \alpha \right]$$

$$v_e = \frac{\omega l}{2} \text{Sen} \alpha \left(1 + \frac{\frac{l}{2L} \cos \alpha}{\sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{Sen}^2 \alpha}} \right)$$

Aceleraciones de los émbolos.

$$v_e = \frac{\omega l}{2} \text{Sen} \alpha + \frac{\frac{\omega l^2}{4L} \text{Sen} \alpha \cos \alpha}{\left(1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{Sen}^2 \alpha \right)^{1/2}} \left(\frac{1}{2} \left(1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{Sen}^2 \alpha \right)^{-1/2} \left(-\frac{l^2}{2L^2} \text{Sen} \alpha \right) \cos \alpha \frac{d\alpha}{dt} \right) *$$

$$a_e = \frac{dv_e}{dt} = \frac{\omega l \cos \alpha}{2} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{\left(1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{Sen}^2 \alpha \right)^{1/2} \frac{\omega l^2}{4L} \left[(-\text{Sen}^2 \alpha) \frac{d\alpha}{dt} + \cos^2 \alpha \frac{d\alpha}{dt} \right]}{\left(1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{Sen}^2 \alpha \right)^{1/2} \left(1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{Sen}^2 \alpha \right)^{1/2}} - \frac{\frac{\omega l^2}{4L} \text{Sen} \alpha \cos \alpha \left(\dots \dots \dots \right) *}{}$$

$$a_e = \frac{\omega^2 l}{2} \cos \alpha + \frac{\omega^2 l^2}{4L} \left(\frac{\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha}{\sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha}} \right) + \frac{\omega^2 l^2}{4L} \frac{\frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha}{\left(1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha\right) \sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha}}$$

$$a_e = \frac{\omega^2 l}{2} \cos \alpha + \frac{\omega^2 l^2}{4L} \frac{\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha}{\sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha}} + \frac{\frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha}{\left(1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha\right) \sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha}}$$

$$a_e = \frac{\omega^2 l}{2} \left(\cos \alpha - \frac{\frac{l^2}{4L} \sin^2 \alpha}{\sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha}} \right) + \frac{\omega^2 l^2}{4L}$$

$$\left(\frac{\cos^2 \alpha}{\sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha}} + \frac{\frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha}{\left(1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha\right) \sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha}} \right)$$

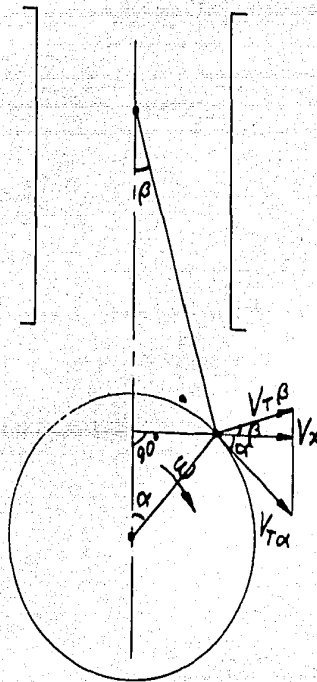
Trabajando con el factor abarcado por la llave y poniendo de nominador comun queda:

$$\frac{\left(1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha\right) \cos^2 \alpha + \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha}{\left(1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha\right) \sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha}}$$

$$\frac{\cos^2 \alpha - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha + \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha}{\left(1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha\right) \sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha}} =$$

$$= \frac{\cos^2 \alpha}{\left(1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha\right) \sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha}}$$

$$a_e = \frac{\omega^2 l}{2} \left(\cos \alpha - \frac{\frac{l}{2L} \sin^2 \alpha}{\sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha}} \right) + \frac{\omega^2 l^2}{4L} \frac{\cos^2 \alpha}{\left(1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha\right) \sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha}}$$



Velocidad tangencial de la biela.

$$V_{T \alpha} = \frac{\omega l}{2}$$

$$V_x = V_{T \alpha} \cos \alpha$$

$$V_{T \beta} \cos \beta = V_x$$

$$v_{T\beta} = \frac{v_x}{\cos \beta} = v_{T\alpha} \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} = \frac{\omega l}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \beta}$$

$$v_{T\beta} = \frac{\omega l}{2} \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha}}$$

Aceleración tangencial de la biela.

$$a_{T\beta} = \frac{dv}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\omega l}{2} \cos \alpha \left(1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha \right)^{-1/2} \right)$$

$$a_{T\beta} = \frac{\omega l}{2} \cos \alpha \left[-\frac{1}{2} \left(1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha \right)^{-3/2} - \frac{l^2}{2L^2} \sin \alpha \cos \alpha \frac{d\alpha}{dt} \right] +$$

$$+ \left(1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha \right)^{-1/2} \frac{\omega l}{2} \left(-\sin \alpha \frac{d\alpha}{dt} \right)$$

$$a_{T\beta} = \frac{\omega^2 l}{2} \left[\frac{\frac{l^2}{4L^2} \sin \alpha \cos^2 \alpha}{\left(1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha \right) \sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha}} - \frac{\sin^2 \alpha}{\sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha}} \right]$$

$$a_{T\beta} = \frac{\omega^2 l}{2} \frac{\sin \alpha}{\sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha}} \left(\frac{\frac{l^2}{4L^2} \cos^2 \alpha}{\left(1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha \right)} - 1 \right)$$

Velocidad angular de las bielas

$$\omega_{\beta} = \frac{v_{T\beta}}{L}$$

$$\omega_{\beta} = \frac{\omega l}{2L} \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \sin^2 \alpha}}$$

Aceleración angular de las bielas.

$$a_{\beta} = \frac{a_T \beta}{L}$$

$$a_{\beta} = \frac{\omega^2 l}{2L} \frac{\text{Sen } \alpha}{\sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{Sen}^2 \alpha}} \left(\frac{\frac{l^2}{4L^2} \text{Cos}^2 \alpha}{\left(1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{Sen}^2 \alpha\right) - 1} - 1 \right)$$

CINEMATICA DEL EMBOLO Y LA BIELA.

Deducción de las fórmulas aproximadas.

Desplazamientos de los émbolos, velocidades y aceleraciones.

$$X = L - \frac{l}{2} - L \text{Cos } \beta - \frac{l}{2} \text{Cos } \alpha \quad \text{Cos } \beta = \sqrt{1 - \text{Sen}^2 \beta}$$

$$L \text{Cos } \beta = L \sqrt{1 - \text{Sen}^2 \beta} = \sqrt{L^2 - l^2 \text{Sen}^2 \beta} \quad \text{Sen } \beta = \frac{l}{2L} \text{Sen } \alpha$$

$$L \text{Cos } \beta = \sqrt{L^2 - \frac{l^2}{4} \text{Sen}^2 \alpha}$$

$$X = L - \left(L^2 - \frac{l^2}{4} \text{Sen}^2 \alpha \right)^{1/2} + \frac{l}{2} - \frac{l}{2} \text{Cos } \alpha$$

$$(a+b)^n = a^n + n a^{n-1} b + \frac{n(n-1)}{2!} a^{n-2} b^2 + \frac{n(n-1)(n-2)}{3!} a^{n-3} b^3 \dots$$

$$\left(L^2 - \frac{l^2}{4} \text{Sen}^2 \alpha \right)^{1/2} = L^1 - \frac{1}{2} L^{-1} \frac{l^2}{4} \text{Sen}^2 \alpha + \left(-\frac{1}{8} \right) L^{-3} \frac{l^4}{16} \text{Sen}^4 \alpha \dots$$

$$\left(L^2 - \frac{l^2}{4} \text{Sen}^2 \alpha \right)^{1/2} = L - \frac{l^2}{8L} \text{Sen}^2 \alpha - \frac{l^4}{128L^3} \text{Sen}^4 \alpha \dots$$

$$X = L - L + \frac{l^2}{8L} \text{Sen}^2 \alpha + \frac{l}{2} - \frac{l}{2} \text{Cos } \alpha$$

$$x = \frac{l^2}{8L} \text{Sen}^2 \alpha + \frac{l}{2} (1 - \text{Cos} \alpha)$$

$$V_e = \frac{dx}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{l}{2} - \frac{l}{2} \text{Cos} \alpha + \frac{l^2}{8L} \text{Sen}^2 \alpha \right)$$

$$V_e = \frac{l}{2} \text{Sen} \alpha \frac{d\alpha}{dt} + \frac{l^2}{4L} \text{Sen} \alpha \text{Cos} \alpha \frac{d\alpha}{dt} = \omega \left(\frac{l}{2} \text{Sen} \alpha + \frac{l^2}{4L} \text{Sen} \alpha \text{Cos} \alpha \right)$$

$$V_e = \frac{\omega l}{2} \left(\text{Sen} \alpha + \frac{l}{2L} \text{Sen} \alpha \text{Cos} \alpha \right)$$

$$a_e = \frac{dv}{dt} = \frac{d}{dt} \left[\frac{\omega l}{2} \left(\text{Sen} \alpha + \frac{l}{2L} \text{Sen} \alpha \text{Cos} \alpha \right) \right] =$$

$$= \frac{d}{dt} \left(\frac{\omega l}{2} \text{Sen} \alpha + \frac{\omega l^2}{4L} \text{Sen} \alpha \text{Cos} \alpha \right)$$

$$a_e = \frac{\omega l}{2} \text{Cos} \alpha \frac{d\alpha}{dt} + \frac{\omega l^2}{4L} \left(-\text{Sen}^2 \alpha \frac{d\alpha}{dt} + \text{Cos}^2 \alpha \frac{d\alpha}{dt} \right)$$

$$a_e = \frac{\omega^2 l}{2} \text{Cos} \alpha + \frac{\omega^2 l^2}{4L} \left(\text{Cos}^2 \alpha - \text{Sen}^2 \alpha \right)$$

DESPLAZAMIENTOS DE LOS EMBOLOS

FORMULA GENERAL: $X = L(1 - \sqrt{1 - l^2/4L^2 \text{SEN}^2 \alpha}) + l/2(1 - \text{COS } \alpha)$

①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩	⑪	⑫	Nº DE COL.
α°	SEN α	SEN ² α	③ x 0.08734	1 - (4)	$\sqrt{5}$	1 - (6)	17.46 x (7)	COS α	1 - COS α	5.16 x (10)	⑧ + (11)	
0	0.00000	0.00000	0.00000	1.00000	1.00000	0.00000	0.00000	1.00000	0.00000	0.000	0.00	
10	0.17365	0.03015	0.00263	0.99737	0.99868	0.00132	0.023	0.98481	0.01519	0.078	0.10	
20	0.34202	0.11698	0.01022	0.98978	0.99488	0.00512	0.089	0.93969	0.06031	0.311	0.40	
30	0.50000	0.25000	0.02183	0.97817	0.98902	0.01098	0.192	0.86603	0.13397	0.691	0.88	
40	0.64279	0.41318	0.03609	0.96391	0.98179	0.01821	0.318	0.76604	0.23396	1.207	1.52	
50	0.76604	0.58682	0.05125	0.94875	0.97404	0.02596	0.453	0.64279	0.35721	1.843	2.30	
60	0.86603	0.75001	0.06551	0.93449	0.96669	0.03331	0.582	0.50000	0.50000	2.580	3.16	
70	0.93969	0.88302	0.07712	0.92288	0.96067	0.03933	0.687	0.34202	0.65798	3.395	4.08	
80	0.98481	0.96985	0.08471	0.91529	0.95671	0.04329	0.756	0.17365	0.82635	4.264	5.02	
90	1.00000	1.00000	0.08734	0.91266	0.95533	0.04467	0.780	0.00000	1.00000	5.160	5.94	
100	0.98481	0.96985	0.08471	0.91529	0.95671	0.04329	0.756	-0.17365	1.17365	6.056	6.81	
110	0.93969	0.88302	0.07712	0.92288	0.96067	0.03933	0.687	-0.34202	1.34202	6.925	7.61	
120	0.86603	0.75001	0.06551	0.93449	0.96669	0.03331	0.582	-0.50000	1.50000	7.740	8.32	
130	0.76604	0.58682	0.05125	0.94875	0.97404	0.02596	0.453	-0.64279	1.64279	8.477	8.93	
140	0.64279	0.41318	0.03609	0.96391	0.98179	0.01821	0.318	-0.76604	1.76604	9.113	9.43	
150	0.50000	0.25000	0.02183	0.97817	0.98902	0.01098	0.192	-0.86603	1.86603	9.629	9.82	
160	0.34202	0.11698	0.01022	0.98978	0.99488	0.00512	0.089	-0.93969	1.93969	10.009	10.10	
170	0.17365	0.03015	0.00263	0.99737	0.99868	0.00132	0.023	-0.98481	1.98481	10.242	10.26	
180	0.00000	0.00000	0.00000	1.00000	1.00000	0.00000	0.000	-1.00000	2.00000	10.320	10.32	

$l = 10.32 \text{ CM}$ $L = 17.46 \text{ CM}$ $l/2 = 5.16 \text{ CM}$ $l^2/4L^2 = 0.08734$

VELOCIDADES DE LOS EMBOLOS

FORMULA GENERAL: $V_e = \frac{\omega r}{2} \text{SEN } \alpha \left(1 + \frac{l/2L \text{ COS } \alpha}{\sqrt{1 - l^2/4L^2 \text{ SEN}^2 \alpha}} \right)$

①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨
α°	$\text{Cos } \alpha$	$0.29553 \times \text{Cos } \alpha$	$1 - l^2/4L^2 \text{ SEN}^2 \alpha$	③/④	$1 / \text{⑤}$	$\text{Sen } \alpha$	⑥ \times Sen α	$13.51 \times \text{⑧}$
0	1.00000	0.29553	1.00000	0.29553	1.29553	0.00000	0.000	0.00
10	0.98481	0.29104	0.99868	0.29142	1.29142	0.17365	0.224	3.03
20	0.93969	0.27771	0.99488	0.27914	1.27914	0.34202	0.437	5.90
30	0.86603	0.25594	0.98902	0.25878	1.25878	0.50000	0.629	8.50
40	0.76604	0.22639	0.98179	0.23059	1.23059	0.64279	0.791	10.69
50	0.64279	0.18996	0.97404	0.19502	1.19502	0.76604	0.915	12.36
60	0.50000	0.14776	0.96669	0.15285	1.15285	0.86603	0.998	13.48
70	0.34202	0.10108	0.96067	0.10522	1.10522	0.93969	1.039	14.04
80	0.17365	0.05132	0.95671	0.05364	1.05364	0.98481	1.038	14.02
90	0.00000	0.00000	0.95533	0.00000	1.00000	1.00000	1.000	13.51
100	-0.17365	-0.05132	0.95671	-0.05364	0.94636	0.98481	0.932	12.59
110	-0.34202	-0.10108	0.96067	-0.10522	0.89478	0.93969	0.841	11.36
120	-0.50000	-0.14776	0.96669	-0.15285	0.84715	0.86603	0.734	9.92
130	-0.64279	-0.18996	0.97404	-0.19502	0.80498	0.76604	0.617	8.34
140	-0.76604	-0.22639	0.98179	-0.23059	0.76941	0.64279	0.495	6.69
150	-0.86603	-0.25594	0.98902	-0.25878	0.74122	0.50000	0.371	5.01
160	-0.93969	-0.27771	0.99488	-0.27914	0.72086	0.34202	0.246	3.32
170	-0.98481	-0.29104	0.99868	-0.29142	0.70858	0.17365	0.123	1.66
180	-1.00000	-0.29553	1.00000	-0.29553	0.70447	0.00000	0.000	0.00

$$l/2L = \frac{10.32}{2 \times 17.46}$$

$$l/2L = 0.29553$$

Velocidad media

$$V_m = \frac{154.42}{18}$$

$$V_m = 8.58 \text{ m/seg.}$$

$\omega = 2500 \text{ R.P.M.} = 261.8 \text{ rad./seg.}$ $\omega l/2 = 261.8 \times 5.16 = 13.51 \text{ m/seg.}$ $\Sigma = 154.42$

ACCELERACIONES DE LOS ENBOLOS.

Formula general: $a_e = \frac{\omega^2 l}{2} \left(\cos \alpha - \frac{1/2L \operatorname{Sen}^2 \alpha}{\sqrt{1 - l^2/4L^2 \operatorname{Sen}^2 \alpha}} + \frac{\omega^2 l^2}{4L} \frac{\operatorname{Cos}^2 \alpha}{(1 - l^2/4L^2 \operatorname{Sen}^2 \alpha) \sqrt{1 - l^2/4L^2 \operatorname{Sen}^2 \alpha}} \right)$

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
α	$1 - \frac{l^2}{4L^2} \operatorname{Sen}^2 \alpha$	$\sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \operatorname{Sen}^2 \alpha}$	(2) x (3)	$\operatorname{Cos}^2 \alpha$	$\frac{1045}{\operatorname{Cos}^2 \alpha}$	(6)/(4)	$\operatorname{Sen}^2 \alpha$	$\frac{0.29553x}{\operatorname{Sen}^2 \alpha}$	(9)/(3)	$\operatorname{Cos} \alpha$	$\operatorname{Cos} \alpha - (10)$	$3537x(12)$	(7)/(13)
0	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1045	1045	0.00000	0.00000	0.00000	1.00000	1.00000	3537	4582
10	0.99737	0.99868	0.99605	0.96985	1013	1017	0.03015	0.00891	0.00892	0.98481	0.97589	3452	4469
20	0.98978	0.99488	0.98471	0.88302	923	937	0.11698	0.03457	0.03475	0.93969	0.90494	3201	4138
30	0.97817	0.98902	0.96743	0.75001	784	810	0.25000	0.07388	0.07470	0.86603	0.79133	2799	3609
40	0.96391	0.98179	0.94636	0.58682	613	648	0.41318	0.12211	0.12437	0.76604	0.64167	2270	2918
50	0.94875	0.97404	0.92412	0.41318	432	467	0.58882	0.17401	0.17865	0.64279	0.46414	1642	2109
60	0.93449	0.96669	0.90336	0.25000	261	289	0.75001	0.22165	0.22929	0.50000	0.27071	957	1246
70	0.92288	0.96067	0.88658	0.11698	122	138	0.88302	0.26096	0.27164	0.34202	0.07038	249	387
80	0.91529	0.95671	0.87567	0.03015	31	35	0.96985	0.28662	0.29959	0.17365	0.12594	-445	-410
90	0.91266	0.95533	0.87189	0.00000	0	0	1.00000	0.29553	0.30935	0.00000	-0.30935	-1094	-1094
100	0.91529	0.95671	0.87567	0.03015	31	35	0.96985	0.28662	0.29959	-0.17365	-0.47324	-1674	-1639
110	0.92288	0.96067	0.88658	0.11698	122	138	0.88302	0.26096	0.27164	-0.34202	-0.61366	-2170	-2032
120	0.93449	0.96669	0.90336	0.25000	261	289	0.75001	0.22165	0.22929	-0.50000	-0.72929	-2579	-2290
130	0.94875	0.97404	0.92412	0.41318	432	467	0.58882	0.17401	0.17865	-0.64279	-0.82144	-2905	-2438
140	0.96391	0.98179	0.94636	0.58682	613	648	0.41318	0.12211	0.12437	-0.76604	-0.89041	-3149	-2501
150	0.97817	0.98902	0.96743	0.75001	784	810	0.25000	0.07388	0.07470	-0.86603	-0.94073	-3327	-2517
160	0.98978	0.99488	0.98471	0.88302	923	937	0.11698	0.03457	0.03475	-0.93969	-0.97444	-3447	-2510
170	0.99737	0.99868	0.99605	0.96985	1013	1017	0.03015	0.00891	0.00892	-0.98481	-0.99373	-3515	-2498
180	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1045	1045	0.00000	0.00000	0.00000	-1.00000	-1.00000	-3537	-2492

$\omega^2 l / 2 = 13.51 \times 261.8 = 3537 \text{ m/s}^2$; $\omega^2 l^2 / 4L = 3537 \times 0.29553 = 1045 \text{ m/s}^2$

VELOCIDAD ANGULAR DE LAS BIELAS.

Formula general: $\omega_b = \frac{\omega_l \cdot \cos \alpha}{2L \sqrt{1 - l/4L \cdot \sin^2 \alpha}}$

$\omega_{l/2L} = 261.8 \times 0.29553$

$\omega_{l/2L} = 77.37 \text{ rad./seg.}$

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
α	$\cos \alpha$	$\cos \alpha \times 77.37$	$1 - \frac{l}{4L} \sin^2 \alpha$	$\omega_b = \frac{(3)}{(4)}$
0	1.00000	77.37	1.00000	77.37
10	0.98481	76.19	0.99868	76.29
20	0.93969	72.70	0.99488	73.07
30	0.86603	67.00	0.98902	67.74
40	0.76604	59.27	0.98179	60.37
50	0.64279	49.73	0.97404	51.05
60	0.50000	38.68	0.96669	40.01
70	0.34202	26.46	0.96067	27.54
80	0.17365	13.43	0.95671	14.04
90	0.00000	0.00	0.95533	0.00
100	-0.17365	-13.43	0.95671	-14.04
110	-0.34202	-26.46	0.96067	-27.54
120	-0.50000	-38.68	0.96669	-40.01
130	-0.64279	-49.73	0.97404	-51.05
140	-0.76604	-59.27	0.98179	-60.37
150	-0.86603	-67.00	0.98902	-67.74
160	-0.93969	-72.70	0.99488	-73.07
170	-0.98481	-76.19	0.99868	-76.29
180	-1.00000	-77.37	1.00000	-77.37

AGENCIACIONES INMOBILIARIAS DE LAS BIELAS.

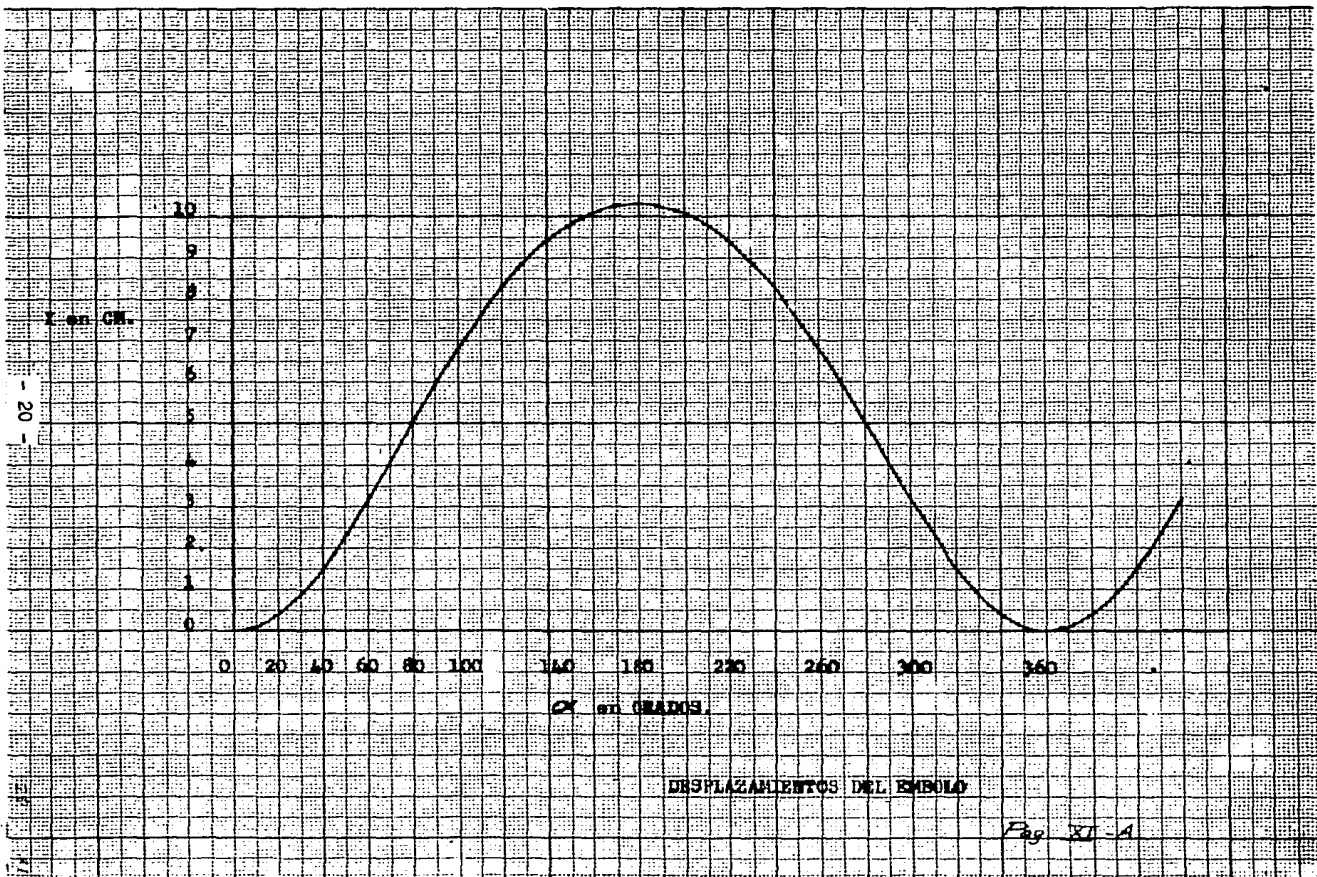
Formula General: $a b = \frac{w^2 p}{2L} \frac{\text{Sen } a}{(1 - \frac{p^2}{4L^2} \text{Sen}^2 a)}$

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)
a	$\cos^2 a$	$\frac{0.08734x}{\cos^2 a}$	$\frac{1 - \frac{p^2}{4L^2} \text{Sen}^2 a}{(3) / (4)}$	$(5) - 1$	$\text{Sen } a$	$20258 \times \frac{\text{Sen } a}{\text{Sen } a}$	$\frac{1 - \frac{p^2}{4L^2} \text{Sen}^2 a}{(1 - \frac{p^2}{4L^2} \text{Sen}^2 a)}$	$\frac{1 - \frac{p^2}{4L^2} \cos^2 a}{(1 - \frac{p^2}{4L^2} \text{Sen}^2 a)}$	$(8) / (9)$	$ab = (6) \times (10)$
0	1.00000	0.08734	1.00000	-0.08734	0.00000	0.00000	1.00000	0.00000	0.00000	0.00000
10	0.96985	0.08471	0.99737	-0.08493	-0.91507	0.17365	3518	0.99868	3523	-3224
20	0.88302	0.07712	0.98978	-0.07792	-0.92208	0.34202	6929	0.99488	6965	-6422
30	0.75001	0.06551	0.97817	-0.06697	-0.93303	0.50000	10129	0.98902	10241	-9555
40	0.58682	0.05125	0.96591	-0.05317	-0.94683	0.64279	13022	0.98179	13263	-12558
50	0.41318	0.03609	0.94875	-0.03804	-0.96196	0.76604	15518	0.97404	15932	-15326
60	0.25000	0.02183	0.93449	-0.02336	-0.97664	0.86603	17544	0.96669	18148	-17724
70	0.11698	0.01022	0.92288	-0.01107	-0.98893	0.93969	19036	0.96067	19815	-19596
80	0.03015	0.00263	0.91529	-0.00287	-0.99713	0.98481	19950	0.95671	20853	-20793
90	0.00000	0.00000	0.91266	0.00000	-1.00000	1.00000	20258	0.95533	21205	-21205
100	0.03015	0.00263	0.91529	0.00287	-0.99713	0.98481	19950	0.95671	20853	-20793
110	0.11698	0.01022	0.92288	0.01107	-0.98893	0.93969	19036	0.96067	19815	-19596
120	0.25000	0.02183	0.93449	0.02336	-0.97664	0.86603	17544	0.96669	18148	-17724
130	0.41318	0.03609	0.94875	0.03804	-0.96196	0.76604	15518	0.97404	15932	-15326
140	0.58682	0.05125	0.96591	0.05317	-0.94683	0.64279	13022	0.98179	13263	-12558
150	0.75001	0.06551	0.97817	0.06697	-0.93303	0.50000	10129	0.98902	10241	-9555
160	0.88302	0.07712	0.98978	0.07792	-0.92208	0.34202	6929	0.99488	6965	-6422
170	0.96985	0.08471	0.99737	0.08493	-0.91507	0.17365	3518	0.99868	3523	-3224
180	1.00000	0.08734	1.00000	0.08734	-0.91266	0.00000	0.00000	1.00000	0.00000	0.00000

$w^2 / 2L = \frac{3537}{0.1726}$

$= 20258 \text{ rad. / seg}^2$

$\frac{p^2}{4L^2} = 0.08734$



DESPLAZAMIENTOS DEL EMBOLO

Fig. XI-A

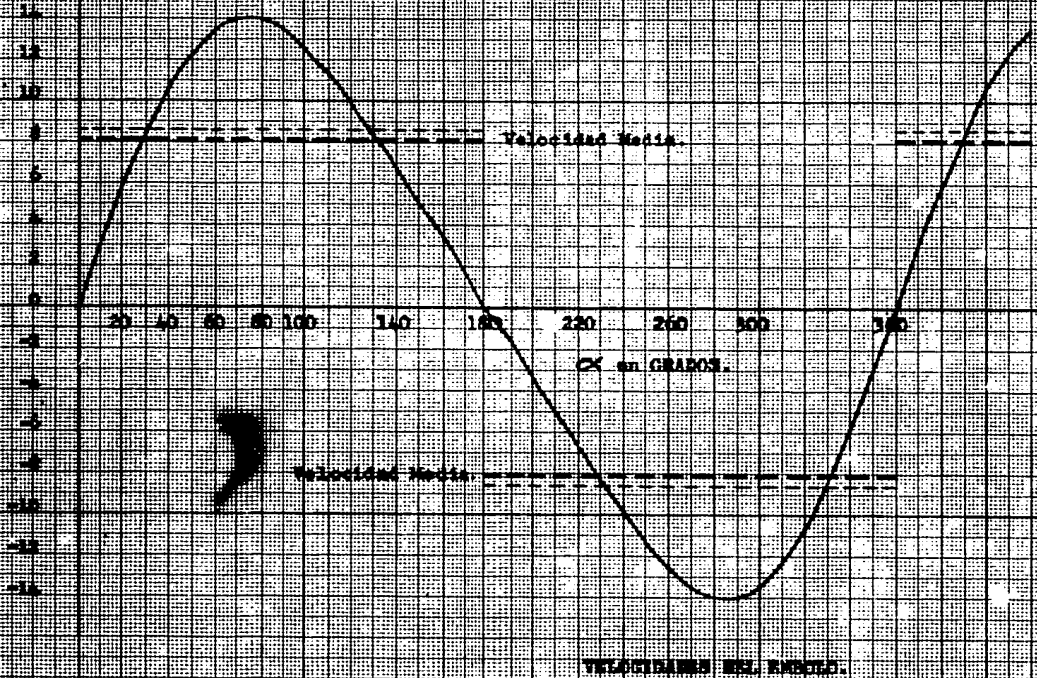


Fig. 21-B

- 22 -

4500
4000
3500
3000
2500
2000
1500
1000
500
0
-500
-1000
-1500
-2000
-2500

m / seg^2

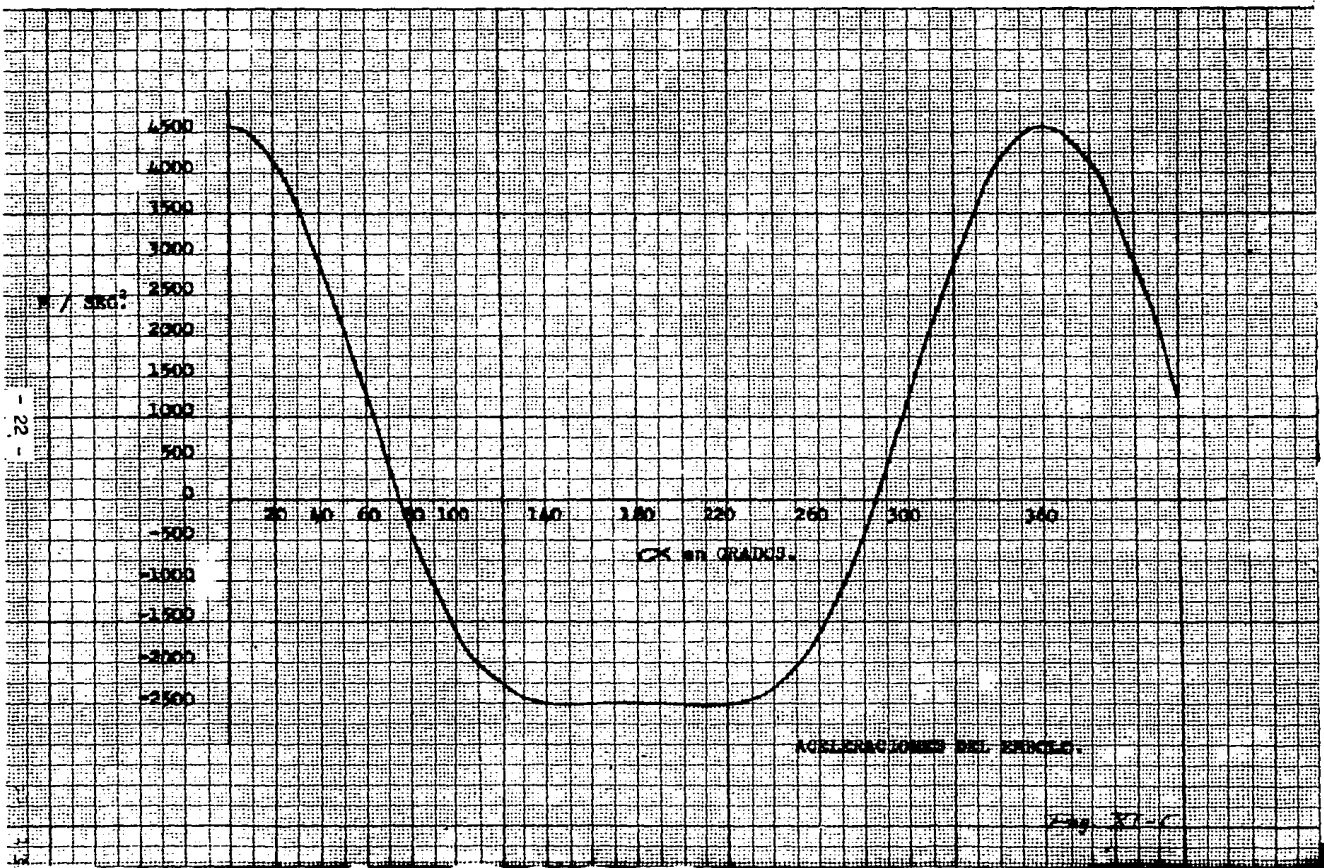
20 40 60 80 100 140 180 220 260 300 340

α en GRADOS.

ACELERACIONES DEL ESPICULO.

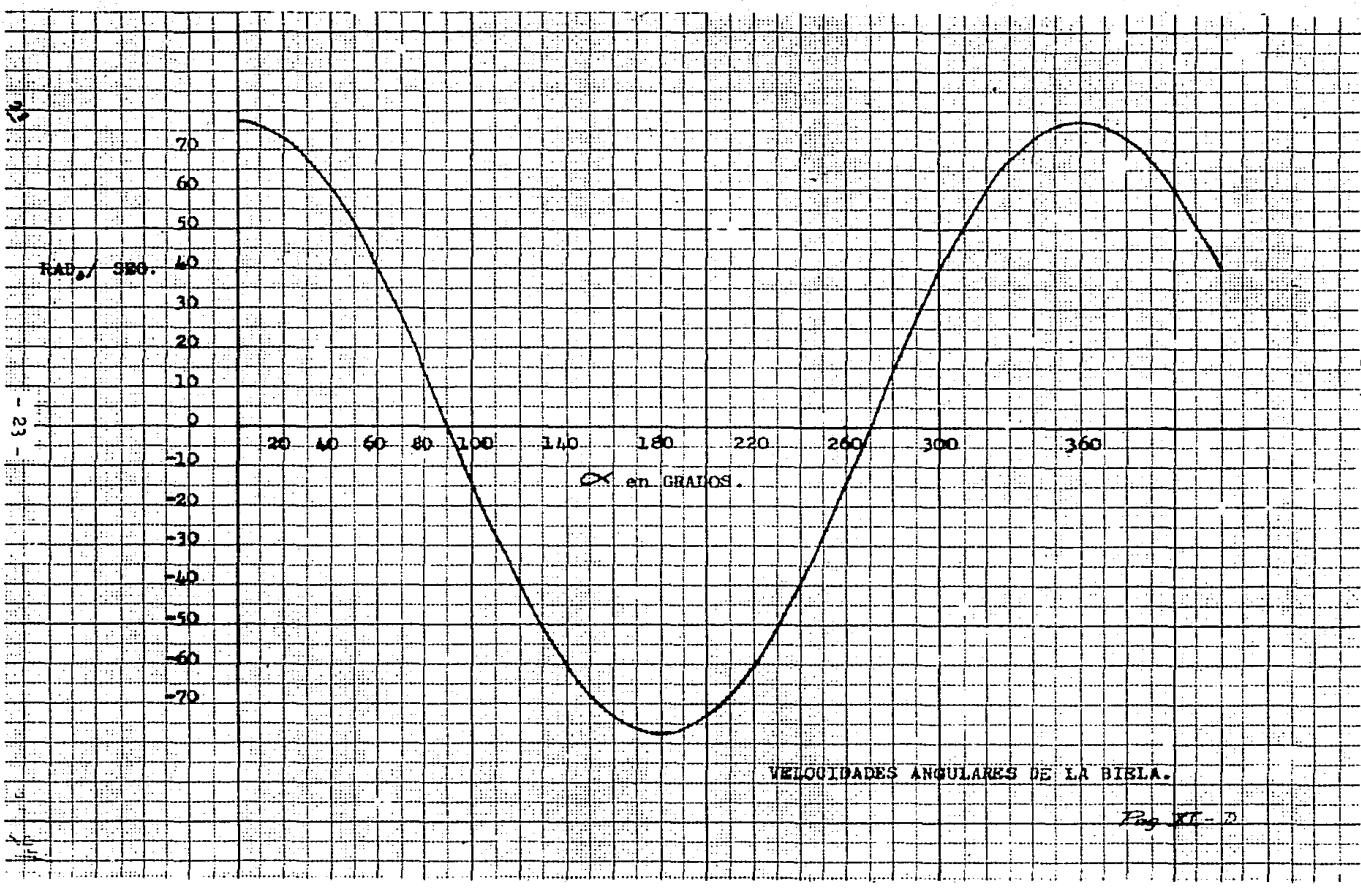
Fig. 27-C

13



13

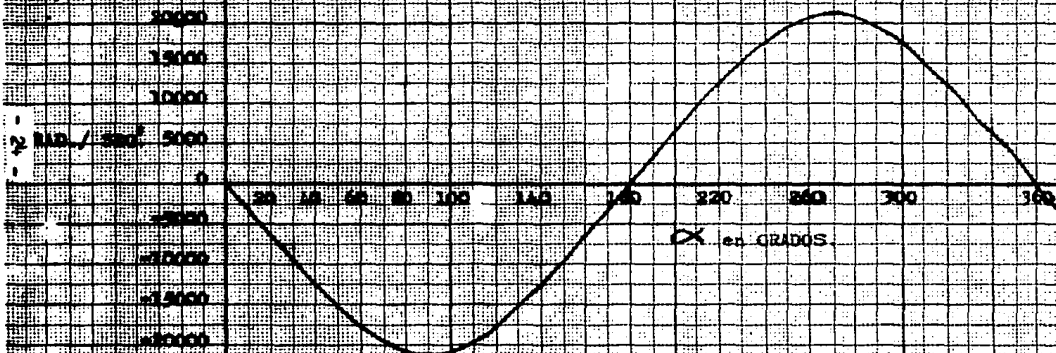
- 23 -



VELOCIDADES ANGULARES DE LA BIBLIA.

Pág. XI - 2

14



ACELERACIONES ANGULARES DE LA BIELA.

Fig. 21-6

ESTUDIO TERMODINAMICO DEL MOTOR.

Obtención de las temperaturas durante las diferentes etapas del ciclo de operación. Se tendrá una relación de compresión Geométrica " ρ " de 7 : 1.

a).- Cálculo de la temperatura al final de la compresión:

$$T_1 e^{n-1} = T_0 (aq + e)^{n-1}$$

Por considerarse un proceso de este tipo como adiabático, es decir:

$$T_1 v^{n-1} = \text{constante}$$

en donde: T_1 = temperatura al final de la compresión.

$$T_1 = T_0 \left(\frac{aq + e}{e} \right)^{n-1}$$

a = coeficiente de llenado

$$\frac{aq + e}{e} = \rho = 7 \quad T_1 = T_0 \times 7^{1.4-1.0}$$

q = cilindrada o em bolada

(considerando para este caso $a = 1.00$)

$$T_1 = 2.177 T_0$$

e = volumen de la cámara muerta

n = cociente de los calores específicos presión y volumen constantes.

T_0 es la temperatura de los gases al final de la admisión.

b).- Cálculo de la temperatura de los gases de la admisión.

$$T_0 = \frac{\rho T_a + T_e}{\rho + (\rho - 1)}$$

en donde: T_a = temperatura de los gases frescos.

$$T_a = 273^\circ + 15^\circ = 288^\circ \text{ K}$$

T_e = temperatura de los gases quemados

$$T_e = 273^\circ + 500^\circ = 773^\circ \text{ K} \quad - 25 -$$

$$T_0 = \frac{7 \times 288 \times 773}{288 + 6 \times 773} = \frac{316^\circ \text{K} = 43^\circ \text{C}}{\quad} \quad T_1 = 2.177 \times 316 = 688^\circ \text{K}$$

c).- Cálculo del incremento de temperatura debido al encendido:
 Volumen ocupado por los gases quemados al pasar a la temperatura de los frescos: $\frac{288 \text{ e}}{773} = 0.37\text{e}$

Siendo " m_1 " el peso de los gases frescos y " m_2 " el peso de los gases quemados y suponiéndoles igual densidad se tiene:

$$m_2 q = m_1 0.37\text{e} \quad q = e (\rho - 1) \quad (\text{ya que } a = 1.00 \text{ como se ha supuesto para este caso}).$$

$$\frac{m_2}{m_1} = \frac{0.37\text{e}}{q} = \frac{0.37\text{e}}{e (\rho - 1)} = \frac{0.37}{\rho - 1}$$

Calor específico medio de los gases frescos y quemados:

$C_{vm} = 0.31$. Suponiendo 10500 calorías grandes por Kg. de gasolina y siendo la mezcla correcta 15 kg. de aire por kg. de gasolina, el kg. de mezcla da: $\frac{10500}{16} = 656$ calorías.

Entonces: $656 m_1 = (m_1 + m_2) C_{vm} \Delta T_1$ Siendo ΔT_1 el incremento de temperatura debido al encendido.

$$\Delta T_1 = \frac{656}{C_{vm}} \frac{m_1}{m_1 + m_2} \quad \Delta T_1 = \frac{656}{0.31} \frac{m_1}{m_1 + \frac{0.37 m_1}{\rho - 1}}$$

$$\Delta T_1 = 2115 \frac{1}{1 + \frac{0.37}{6}} \quad \Delta T_1 = 2116 \frac{1}{1.06}, \quad \Delta T_1 = 1995^\circ \text{K}$$

d).- Temperatura total al concluir el encendido:

$$T_2 = T_1 + \Delta T_1 = 688 + 1995 \quad T_2 = 2683^\circ \text{K}$$

Obtención de las presiones máximas de compresión y explosión.

a).- Presión máxima de compresión:

$$P_1 = T_1 \frac{p}{T_0} \quad P_1 = \frac{688 \times 7}{316} \quad \underline{P_1 = 15.24 \text{ kg/cm}^2}$$

b).- Presión máxima de explosión:

$$\Delta P_1 = \Delta T_1 \frac{p}{T_0}; \Delta P_1 = \frac{1950 \times 7}{316}; \underline{\Delta P_1 = 43.20 \text{ kg/cm}^2}$$

Este valor de $\Delta T_1 = 1950^\circ$ tomado como definitivo es muy cercano al calculado y es al mismo tiempo un valor recomendado para motores de alta compresión, pues ésta temperatura se ha obtenido experimentalmente.

Entonces la presión maxima total de explosión es:

$$P_2 = 15.24 + 43.20 = 58.44 \text{ kg/cm}^2$$

Para los cálculos de las temperaturas y presiones de las hojas anteriores se utilizó la relación de compresión geométrica ρ' , como se acostumbra hacer en esos casos, en vez de la relación de compresión real ρ , es decir suponiendo el coeficiente de llenado "n" igual a 1. Para el cálculo de las presiones en función de los desplazamientos del émbolo durante la compresión debe intervenir un valor real de la relación de compresión, el valor del coeficiente de llenado se supondrá igual a 0.915. Entonces la relación de compresión real ρ será igual a:

$$\rho' = \frac{(s_0 + e)}{e} \text{ pero } \rho = \frac{q + e}{e}$$

$$\text{De donde } e = \frac{q}{\rho - 1} = \frac{1000.6}{6} = 166.7 \text{ cm}^3$$

Entonces $\rho' = \frac{0.915 \times 1000.6 + 166.7}{166.7}$ $\rho' = 6.49$ relación de compresión real.

Para el cálculo de las presiones en función de los desplazamientos de los émbolos se usarán las siguientes fórmulas:

a).- Compresión: $P_x = P_0 \frac{(aq + e)^n}{v^n}$ P_0 se supondrá igual a la presión atmosférica, igual aprox. a 1 kg/cm.

$$q = \frac{\pi D^2}{4} \lambda = \frac{3.142 \times 11.11^2}{4} \cdot 10.32 = 1000.6 \text{ cm}^3 \text{ (valor que aparece mas arriba)}$$

$$v = q + e - \frac{\pi D^2 X_1}{4} \text{ De donde } P_x = P_0 \frac{(aq + e)^n}{(q + e - \frac{\pi D^2 X_1}{4})^n}$$

$$q + e = 1167.3 \text{ cm}^3.$$

$n = 1.4$ valor aceptado para compresión.

$$\frac{\pi D^2}{4} = 96.96 \text{ cm}^2$$

$$aq + e = 0.915 \times 1000.6 + 166.7 = 1082.2 \text{ cm}^3$$

$$\text{Sustituyendo: } P_x = 1 \left(\frac{1082.2}{1167.3 - 96.96 X_1} \right)^{1.4}$$

La presión máxima calculada con ésta fórmula será algo menor que la encontrada en la hoja anterior por la diferencia de $\rho_A \rho'$.

b).- Expansión:

$$P_x = P_2 \frac{e^n}{(e + \frac{\pi D^2}{4} X)^n} \text{ Sustituyendo } P_x = 58.44 \left(\frac{166.7}{166.7 + 96.96 X} \right)^{1.3}$$

$n = 1.3$ valor aceptado para expansión.

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
a°	x	$10.32 - x = x_1$	$96.96x_1$	$1167.3 - 96.96x_1$	$1082.2 / (5)$	Logaritmo (6)	$1.4 \text{Log}(6)$	Antilog. = p_x
180	10.32	0.00	0.0	1167.3	0.927	9.967080 - 10	$\bar{1}.953912$	0.90
170	10.26	0.06	5.8	1161.5	0.932	9.969416 - 10	$\bar{1}.957182$	0.91
160	10.10	0.22	21.3	1146.0	0.944	9.974972 - 10	$\bar{1}.964961$	0.92
150	9.82	0.50	48.5	1118.8	0.967	9.985426 - 10	$\bar{1}.979596$	0.95
140	9.43	0.89	86.3	1081.0	1.001	0.000434	0.000608	1.00
130	8.93	1.39	134.8	1032.5	1.048	0.020361	0.028505	1.07
120	8.32	2.00	193.9	973.4	1.112	0.046105	0.064547	1.16
110	7.61	2.71	262.8	904.6	1.196	0.077731	0.108823	1.28
100	6.81	3.51	340.3	827.0	1.309	0.116940	0.163716	1.46
90	5.94	4.38	424.7	742.7	1.457	0.163460	0.228844	1.69
80	5.02	5.30	513.9	653.5	1.656	0.219060	0.306684	2.03
70	4.08	6.24	605.0	562.3	1.925	0.284431	0.398203	2.50
60	3.16	7.16	694.2	473.1	2.287	0.359266	0.502972	3.18
50	2.30	8.02	777.6	389.8	2.776	0.443419	0.620787	4.18
40	1.52	8.80	853.2	314.1	3.445	0.537189	0.752065	5.65
30	0.88	9.44	915.3	252.1	4.293	0.632761	0.885865	7.09
20	0.40	9.92	961.8	205.6	5.264	0.721316	1.009842	10.23
10	0.10	10.22	990.9	176.5	6.131	0.787531	1.102543	12.66
0	0.00	10.32	1000.6	166.7	6.487	0.812111	1.136955	13.71

COMPRESION.
$$p_x = 1 \left(\frac{1082.2}{1167.3 - 96.96x_1} \right)^{1.4}$$

EXPANSION.

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
α°	X	96.96 X	166.7+(3)	166.7/(4)	Logaritmo (5)	1.3Log(5)	Antilog.	p_x
0	0.00	0.0	166.7	1.0000	10.000000 - 10	0.000000	1.0000	58.44
10	0.10	9.7	176.4	0.9450	9.975432 - 10	$\bar{1}.968062$	0.9291	54.30
20	0.40	38.8	205.5	0.8112	9.909128 - 10	$\bar{1}.881866$	0.7618	44.52
30	0.88	85.3	252.0	0.6615	9.820530 - 10	$\bar{1}.766689$	0.5843	34.15
40	1.52	147.4	314.1	0.5307	9.724849 - 10	$\bar{1}.642304$	0.4388	25.64
50	2.30	223.0	389.7	0.4278	9.631241 - 10	$\bar{1}.520613$	0.3316	19.38
60	3.16	306.4	473.1	0.3524	9.547036 - 10	$\bar{1}.411147$	0.2577	15.06
70	4.08	395.6	562.3	0.2965	9.472025 - 10	$\bar{1}.313632$	0.2059	12.03
80	5.02	486.7	653.4	0.2551	9.406710 - 10	$\bar{1}.228723$	0.1693	9.89
90	5.94	575.9	742.6	0.2245	9.351216 - 10	$\bar{1}.156581$	0.1434	8.38
100	6.81	660.2	826.9	0.2016	9.304491 - 10	$\bar{1}.095838$	0.1247	7.29
110	7.61	737.8	904.5	0.1843	9.265525 - 10	$\bar{1}.045182$	0.1109	6.48
120	8.32	806.6	973.3	0.1713	9.233757 - 10	$\bar{1}.003884$	0.1009	5.90
130	8.93	865.8	1032.5	0.1614	9.207904 - 10	$\bar{2}.970275$	0.0934	5.46
140	9.43	914.2	1080.9	0.1542	9.188084 - 10	$\bar{2}.944509$	0.0880	5.14
150	9.82	952.0	1118.7	0.1490	9.173186 - 10	$\bar{2}.925142$	0.0842	4.92
160	10.10	979.2	1145.9	0.1455	9.162863 - 10	$\bar{2}.911722$	0.0816	4.77
170	10.26	994.7	1161.4	0.1435	9.156852 - 10	$\bar{2}.903908$	0.0802	4.69
180	10.32	1000.6	1167.2	0.1428	9.154728 - 10	$\bar{2}.901146$	0.0796	4.65

EXPANSION.

$$p_x = 58.44 \left(\frac{166.7}{166.7 + 96.96X} \right)^{1.3}$$

TIEMPOS DE FUNCIONAMIENTO DE LAS VALVULAS Y ENCENDIDO.

Es un valor bastante aproximado a la realidad, suponer que - la duración de propagación de la explosión es de:

1/1000 de segundo. Como la velocidad de rotación del motor es -- de 2500 R.P.M. = 2500/60 revoluciones por segundo, la duración de propagación de la explosión, en grados, vale:

$2500 \times 360/60 \times 1/1000 = 15^\circ$. El retardo de los órganos de en cendido, se tomará como el doble de éste valor ó sea 30° .

Entonces el encendido empezará 25° antes del P.M.S. y terminará aproximadamente 20° después.

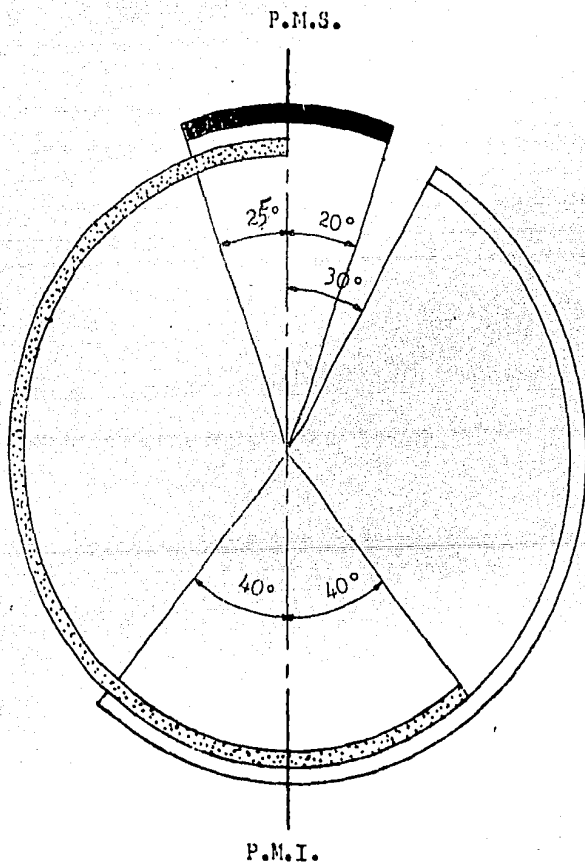
Válvula de admisión.- Se supondrá un retardo en la apertura de la válvula de admisión de 30° , lo que da un coeficiente de llenado de: $\frac{10.32 - 0.88}{10.32} = 0.915$.


Cierre de la válvula de admisión. Siendo la velocidad media del émbolo de 8.13 m/seg., se supondrá que cuando tiene una velocidad de 6.69 m/seg. después del P.M.I., la velocidad de los gases de admisión será muy proxima a "0" y esa velocidad del émbolo corresponde a 40° .

Válvula de escape.- Se le dará un adelanto a la apertura de la válvula de escape de 40° antes del P.M.I. y cerrará en el P.M.S. para permitir la succión, antes de la admisión.


Con las dos tablas de presiones de las dos hojas anteriores - y los tiempos supuestos más arriba se puede trazar el diagrama presión volumen, que se encuentra mas adelante.

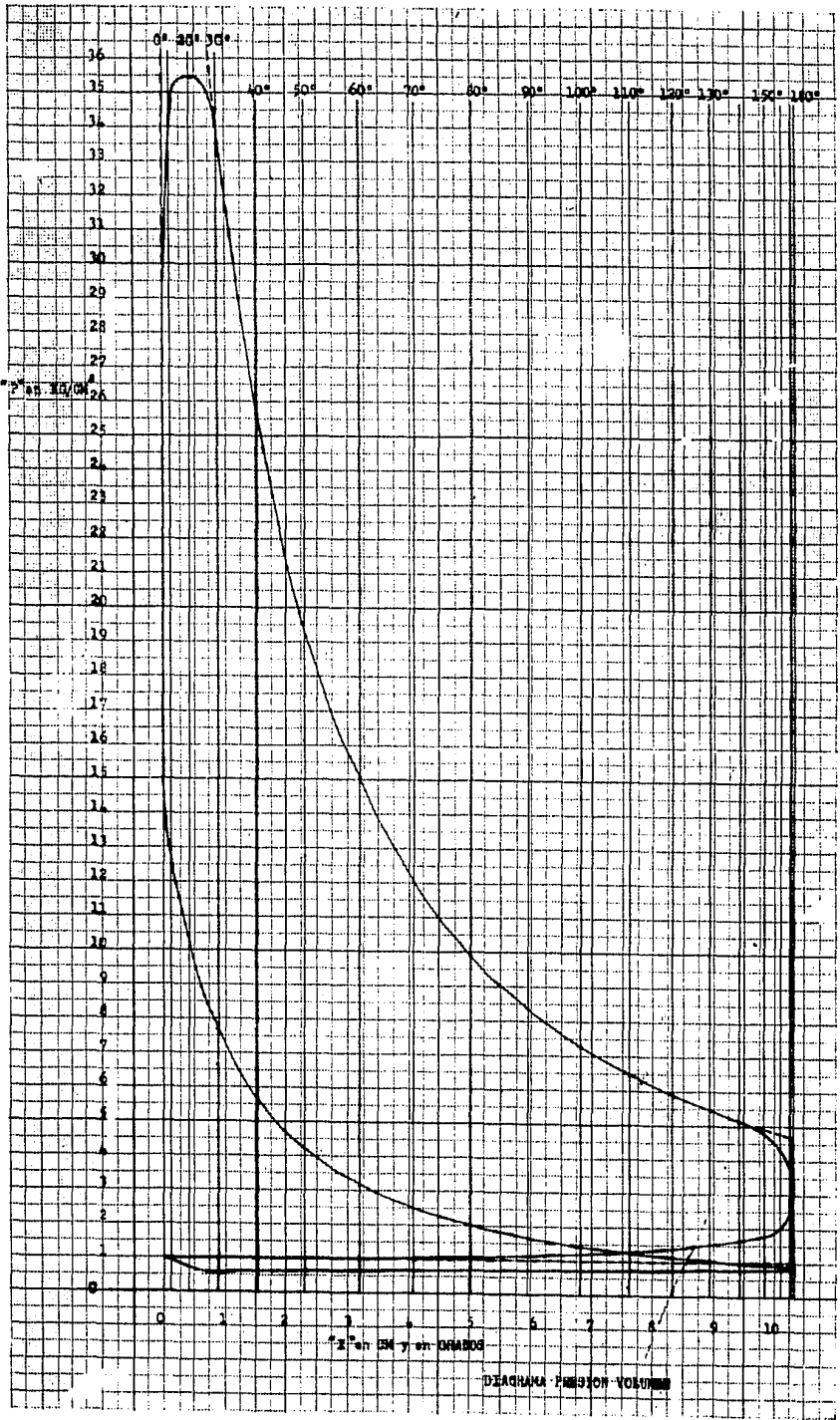
POSICIONES DE OPERACION DE LAS VALVULAS Y EL ENCENDIDO.



 ENCENDIDO.

 ADMISION.

 ESCAPE.



УЧЕБНИК ПО МАТЕМАТИКЕ

МАТЕМАТИКА

Cálculo del vacío provocado por el retardo al abrir la válvula de admisión (30°). El ángulo de 30° corresponde a un desplazamiento del émbolo de 0.88 cm.

Formula usada: $P_0 e^n = P_a V^n$ $P_a = P_0 \frac{e^n}{V^n}$ $V = e + \frac{\pi d^2}{4} X$

$p = 1 \text{ kg/cm}^2$. $P_a = P_0 \left(\frac{e}{e + \frac{d^2}{4} X} \right)^n$ $P_a = 1 \left(\frac{166.7}{166.7 + 96.96X} \right)^n$

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
X	96.96 X	166.7 + 96.96 X	166.7 /(3)	Logaritmo(4)	1.4 Log(4)	Antilog = Pa
0.00	0.00	166.7	1.0000	10.000000-10	0.000000	1.000
0.15	14.54	181.2	0.9200	9.963788-10	1.949303	0.890
0.30	29.09	195.8	0.8514	9.930134-10	1.902188	0.798
0.45	43.63	210.3	0.7927	9.899109-10	1.858753	0.722
0.60	58.18	224.9	0.7412	9.869935-10	1.817909	0.657
0.75	72.72	239.4	0.6963	9.842796-10	1.779914	0.602
0.88	85.32	252.0	0.6615	9.820530-10	1.748742	0.561

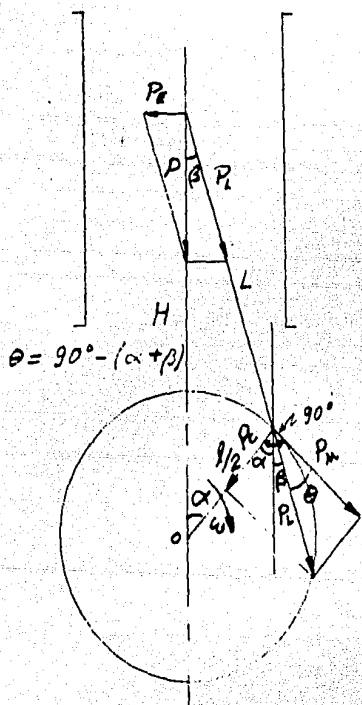
CALCULO DEL AREA DEL DIAGRAMA PRESION VOLUMEN Y ESTIMACION DE LA POTENCIA DEL MOTOR.

Cr en grados.	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
Expansión.	29.30	33.70	35.50	34.00	25.64	19.38	15.06	12.03	9.89	8.38	7.29	6.48	5.90	5.46	5.14	4.80	4.30	3.70	3.10
Compresión Mecan. 60	12.66	10.23	7.69	5.65	4.18	3.18	2.50	2.03	1.69	1.46	1.29	1.29	1.38	1.50	1.65	1.77	2.04	2.50	3.00
Diferencia.	14.70	21.04	25.27	26.31	19.99	15.20	11.88	9.53	7.86	6.69	5.83	5.19	4.52	3.96	3.49	3.03	2.26	1.20	0.10
Semi-sumas.	7.35	17.87	23.15	25.79	23.15	17.60	13.54	10.70	8.70	7.27	6.26	5.51	4.86	4.24	3.72	3.26	2.65	1.73	0.65
Abstas.	0.00	0.10	0.30	0.48	0.64	0.78	0.86	0.92	0.94	0.92	0.87	0.80	0.71	0.61	0.50	0.39	0.28	0.16	0.06
Producto.	0.00	1.79	6.94	12.38	14.82	13.73	11.64	9.84	8.18	6.69	5.45	4.41	3.45	2.59	1.86	1.27	0.74	0.28	0.04
AREA POSITIVA = 106.10 Kg./cm.																			
Escape Compresión	1.00	1.00	1.00	1.00	1.01	1.02	1.04	1.06	1.09	1.13	1.20	1.28	1.16	1.07	1.00	0.95	0.92	0.91	0.90
Admisión.	1.00	0.93	0.72	0.56	0.62	0.64	0.66	0.68	0.69	0.70	0.71	0.73	0.76	0.78	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83
Diferencia.	0.00	0.07	0.28	0.44	0.39	0.38	0.38	0.40	0.43	0.49	0.49	0.55	0.40	0.29	0.21	0.15	0.11	0.09	0.07
Semi-sumas.	0.00	0.04	0.17	0.36	0.42	0.38	0.38	0.38	0.39	0.41	0.46	0.52	0.48	0.34	0.25	0.18	0.13	0.10	0.08
Abstas.	0.00	0.10	0.30	0.48	0.64	0.78	0.86	0.92	0.94	0.92	0.87	0.80	0.71	0.61	0.50	0.39	0.28	0.16	0.06
Producto.	0.00	0.00	0.05	0.17	0.27	0.30	0.33	0.35	0.37	0.38	0.40	0.42	0.34	0.21	0.13	0.07	0.04	0.02	0.00
AREA NEGATIVA = 3.85 Kg./cm.																			
Σ = 3.85																			

Area efectiva = 102.25 Kg./cm.; Area del embolo = 96.96 cm²; Energia = 102.25 x 96.96 = 9914 Kg.cm. = 99.14 Kg.m.

(Como hay cuatro ciclos cada dos revoluciones, en una habra dos.) Entonces: Potencia W = $\frac{99.14 \times 2500 \times 2}{60} = 8261 \text{ Kg.m./seg.}$ $\frac{8261}{75} = 110 \text{ C.V.}$

FORMULAS PARA LA OBTENCION DEL PAR PRODU-
CIDO POR LOS GASES.



$$t_g \beta = \frac{P_E}{P} ; P_E = P t_g \beta$$

$$\text{Cos } \beta = \frac{P}{P_L} ; P_L = \frac{P}{\text{Cos } \beta}$$

$$\text{Cos } \theta = \frac{P_u}{P_L} ; P_u = P_L \text{Cos } \theta$$

$$P_u = P_L \text{Cos} [90^\circ - (\alpha + \beta)]$$

$$P_u = P_L \text{Sen} (\alpha + \beta)$$

$$P_u = P_L (\text{Sen } \alpha \text{Cos } \beta + \text{Cos } \alpha \text{Sen } \beta)$$

$$\text{Sen } \beta = \beta \frac{l}{2L} \text{Sen } \alpha ; \text{Cos } \beta = \sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{sen}^2 \alpha}$$

El par vale:

$$C = P_u \frac{l}{2}$$

Sustituyendo:

$$P_u = P_L \left(\text{Sen } \alpha \sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{Sen}^2 \alpha} + \frac{l}{2L} \text{Sen } \alpha \text{Cos } \alpha \right)$$

Por otra parte, de mas arriba se tiene que:

$$P_L = \frac{P}{\text{Cos } \beta} = \frac{P}{\sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{Sen}^2 \alpha}} ; P_u = \frac{P}{\sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{Sen}^2 \alpha}} \left(\text{Sen } \alpha \sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{Sen}^2 \alpha} + \frac{l}{2L} \text{Sen } \alpha \text{Cos } \alpha \right)$$

$$P_u = P \left(\text{Sen } \alpha + \frac{\frac{l}{2L} \text{Sen } \alpha \text{Cos } \alpha}{\sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{Sen}^2 \alpha}} \right)$$

Entonces:

$$C = \frac{P l}{2} \left(\text{Sen } \alpha + \frac{\frac{l}{2L} \text{ Sen } \alpha \text{ Cos } \alpha}{\sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{ Sen}^2 \alpha}} \right)$$

Pero también $\rho = pA$

De donde el par vale:

$$C = \frac{pA l}{2} \left(\text{Sen } \alpha + \frac{\frac{l}{2L} \text{ Sen } \alpha \text{ Cos } \alpha}{\sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{ Sen}^2 \alpha}} \right)$$

El par se puede calcular también con P_E ya que los momentos con respecto a "O" de P_E y P_u son iguales.

$$C = P_E H \quad P_E = P \text{ tg. } \beta = P \frac{\text{Sen } \beta}{\text{Cos } \beta} = P \frac{\frac{l}{2L} \text{ Sen } \alpha}{\sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{ Sen}^2 \alpha}}$$

$$H = L \text{ Cos } \beta + \frac{l}{2} \text{ Cos } \alpha = L \sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{ Sen}^2 \alpha} + \frac{l}{2} \text{ Cos } \alpha$$

$$C = P \frac{\frac{l}{2L} \text{ Sen } \alpha}{\sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{ Sen}^2 \alpha}} \left(L \sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{ Sen}^2 \alpha} + \frac{l}{2} \text{ Cos } \alpha \right)$$

$$C = \frac{pA l}{2} \left(\text{Sen } \alpha + \frac{\frac{l}{2L} \text{ Sen } \alpha \text{ Cos } \alpha}{\sqrt{1 - \frac{l^2}{4L^2} \text{ Sen}^2 \alpha}} \right)$$

La presión que se usará para calcular el par, será la indicada en el diagrama menos "1" (que es el valor de la presión atmosférica) la cual debe restarse pues su efecto se anula en un ciclo, sumándose y restándose alternativamente a la presión ejercida por los gases.

CALCULO DEL PAR DE LOS GASES.

Formula general:

$$C = \frac{p \cdot l}{2} \operatorname{Sen} \alpha \left(1 + \frac{\frac{1}{2} l \operatorname{Cos} \alpha}{\sqrt{1 - \frac{1}{4} l^2 \operatorname{Sen}^2 \alpha}} \right); \frac{1}{2} l = 5.00$$

Entonces: $C = 5.00 p Q$

(El valor de "q" fué calculado para encontrar las velocidades del embolo.)

$$1 + \frac{\frac{1}{2} l \operatorname{Cos} \alpha}{\sqrt{1 - \frac{1}{4} l^2 \operatorname{Sen}^2 \alpha}}$$

$$Q = \operatorname{Sen} \alpha$$

$$\frac{1}{2} l = 5.00$$

α°	p	5.00 p	Q	$5.00 p Q = C$
0	0.00	0.00	0.00	0.00
10	0.07	0.35	0.22	0.08
20	0.28	1.40	0.44	0.62
30	0.44	2.20	0.63	1.39
40	0.38	1.90	0.79	1.50
50	0.36	1.80	0.91	1.64
60	0.34	1.70	1.00	1.70
70	0.32	1.60	1.04	1.66
80	0.31	1.55	1.04	1.61
90	0.30	1.50	1.00	1.50
100	0.29	1.45	0.93	1.35
110	0.27	1.35	0.84	1.13
120	0.24	1.20	0.73	0.88
130	0.22	1.10	0.62	0.68
140	0.21	1.05	0.50	0.53
150	0.20	1.00	0.37	0.37
160	0.19	0.95	0.25	0.24
170	0.18	0.90	0.12	0.11
180	0.13	0.65	0.00	0.00
190	0.09	0.45	0.12	0.05
200	0.08	0.40	0.25	0.10
210	0.05	0.25	0.37	0.09
220	0.00	0.00	0.50	0.00
230	0.07	0.35	0.62	0.22
240	0.16	0.80	0.73	0.58
250	0.28	1.40	0.84	1.18
260	0.46	2.30	0.93	2.14
270	0.69	3.45	1.00	3.45
280	1.03	5.15	1.04	5.36
290	1.50	7.50	1.04	7.80
300	2.18	10.90	1.00	10.90
310	3.18	15.90	0.91	14.47
320	4.65	23.25	0.79	18.37
330	6.69	33.45	0.63	21.07
340	9.23	46.15	0.44	20.31
350	11.66	58.30	0.22	12.83
360	20.95	104.75	0.00	0.00

ADMISSION

COMPRESION

CALCULO DEL PAR DE LOS GASES (continuación.)

■	p	5.00 p	q	$500 p q$ $\neq 0$
370	32.70	163.50	0.22	35.97
380	34.50	172.50	0.44	75.90
390	33.00	165.00	0.63	103.95
400	24.64	123.20	0.79	97.33
410	18.38	91.90	0.91	83.63
420	14.06	70.30	1.00	70.30
430	11.03	55.15	1.04	57.36
440	8.89	44.45	1.04	46.23
450	7.38	36.90	1.00	36.90
460	6.29	31.45	0.93	29.25
470	5.48	27.40	0.84	23.02
480	4.90	24.50	0.73	17.89
490	4.46	22.30	0.62	13.83
500	4.14	20.70	0.50	10.35
510	3.80	19.00	0.37	7.03
520	3.30	16.50	0.25	4.12
530	2.70	13.50	0.12	1.62
540	2.05	10.25	0.00	0.00
550	1.50	7.50	0.12	0.90
560	1.04	5.20	0.25	1.30
570	0.77	3.85	0.37	1.42
580	0.65	3.25	0.50	1.63
590	0.50	2.50	0.62	1.55
600	0.38	1.90	0.73	1.39
610	0.29	1.45	0.84	1.22
620	0.20	1.00	0.93	0.93
630	0.13	0.65	1.00	0.65
640	0.09	0.45	1.04	0.47
650	0.06	0.30	1.04	0.31
660	0.04	0.20	1.00	0.20
670	0.02	0.10	0.91	0.09
680	0.01	0.05	0.79	0.04
690	0.00	0.00	0.63	0.00
700	0.00	0.00	0.44	0.00
710	0.00	0.00	0.22	0.00
720	0.00	0.00	0.00	0.00

EXPANSION.

ESCAPE.

Durante el ciclo existe una sola etapa útil (+), la expansión y tres etapas negativas: admisión, compresión y escape.

$$A = 96.96 \text{ cm}^2 \quad \frac{1}{2} = 5.16 \text{ cm.} \quad A \frac{1}{2} = 96.96 \times 5.16$$

$A \frac{1}{2} = 500 \text{ cm}^3$. Como "p" está dado en Kg/cm^2 ., para tener el valor del par en Kg.m. , deberá dividirse $A \frac{1}{2}$ entre 100, entonces $A \frac{1}{2} = 5.00 \text{ cm}^2.\text{m.}$

Cálculo de la potencia por medio del par.

Las ordenadas del par correspondientes a la etapa de expansión suman: 714.68 Kg.m. Las correspondientes a la admisión dan un total de 16.99 Kg.m. , las de compresión 118.92 Kg.m. y las de escape 12.10 Kg.m. Sumando éstas tres últimas y restando la suma del valor de la expansión, se tiene la energía útil:

$$16.99 + 118.92 + 12.10 = 148.01 \quad ; \quad 714.68 - 148.01 = 566.67 \text{ Kg.m.}$$

Par medio: $\frac{566.67 \times 10}{720} = 7.87 \text{ Kg.m.}$ (por cilindro)

De los cuatro cilindros: $4 \times 7.87 = 31.48 \text{ Kg.m.}$

La velocidad de rotación es de 2500 R.P.M.

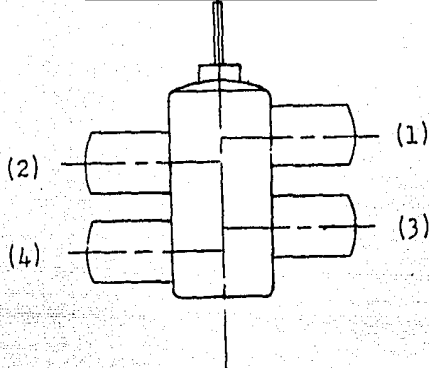
Entonces: $\frac{2500 \times 2 \times 3.14}{60} = 261.67 \text{ Radianes/segundo}$

Potencia = Par x Velocidad de rotación.

De donde: $W = C.\omega = 31.48 \times 261.67 = 8237 \text{ Kg.m. / seg.}$

$W = \frac{8237}{75} = 109.8 = \underline{\underline{110 \text{ C.V. Aproximadamente.}}}$

El orden escogido para las etapas del ciclo, se referirá al cilindro número "uno", siendo la numeración de los cilindros la indicada a continuación y el orden de encendido escogido: "1 3 2 4", usual en este tipo de motores



Para poder trazar correctamente la curva del par de los gases, se calcularon unos puntos adicionales cercanos al máximo e incluyendo el valor máximo, estos puntos son necesarios por ser la curva en esta parte muy estrecha y con pendientes muy fuertes. Los valores obtenidos aparecen a continuación:

Si $\alpha = 27^\circ$, $X = 0.72$ y $C = 100.62$ Kg.m.

" $\alpha = 28^\circ$, $X = 0.77$ y $C = 103.33$ "

" $\alpha = 29^\circ$, $X = 0.83$ y $C = 104.48$ "

" $\alpha = 33^\circ$, $X = 1.06$ y $C = 105.89$ "

" $\alpha = 34^\circ$, $X = 1.12$ y $C = 106.10$ " (valor máximo)

" $\alpha = 35^\circ$, $X = 1.19$ y $C = 104.96$ "

ETAPAS DE LOS CICLOS DE LOS CUATRO CILINDROS.				
Cilindro N°	De 0° a 180°	De 180° a 360°	De 360° a 540°	De 540° a 720°
1	Admisión	Compresión	Expansión	Escape
2	Expansión	Escape	Admisión	Compresión
3	Escape	Admisión	Compresión	Expansión
4	Compresión	Expansión	Escape	Admisión

CALCULO DE LA CURVA RESULTANTE DE LOS PARES DE LOS GASES PRODUCIDOS POR LOS CUATRO CILINDROS

a°

Etapa	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
+Expansión	0.00	35.97	75.90	103.95	97.33	83.63	70.30	57.36	46.23	36.90	29.25	23.02	17.89	13.83	10.35	7.03	4.12	1.62	0.00
-Admisión	0.00	0.08	0.62	1.39	1.50	1.64	1.70	1.66	1.61	1.50	1.35	1.13	0.88	0.68	0.53	0.37	0.24	0.11	0.00
-Compresión	0.00	0.05	0.10	0.09	0.00	0.22	0.58	1.18	2.14	3.45	5.36	7.80	10.90	14.47	18.37	21.07	20.31	12.83	0.00
-Escape	0.00	0.90	1.30	1.42	1.63	1.55	1.39	1.22	0.93	0.65	0.47	0.31	0.20	0.09	0.04	0.00	0.00	0.00	0.00
Resultado	0.00	34.94	73.88	101.05	94.20	80.22	66.63	53.30	41.55	31.30	22.07	13.78	5.91	-1.41	-8.59	-14.41	-16.43	-11.32	0.00

← Σ=566.67

$$\text{PAR MEDIO} = \frac{566.67 \times 10}{180} = \underline{\underline{31.48 \text{ Kg.m.}}}$$

ESTUDIO SOBRE LOS RENDIMIENTOS DEL MOTOR.

La energía aportada por el combustible es igual a:

$$E = \frac{aQ \times 1.3 \times 650 \times 427}{1000}$$

$$E = \frac{0.915 \times 4.00 \times 1.3 \times 650 \times 427}{1000}$$

$$E = 1320 \text{ Kg.m. } \delta \text{ también}$$

$$E = 330 \text{ Kg.m./litro de embq} \\ \text{lada.}$$

En donde:

a = coeficiente de llenado.

a = 0.915

Q = embolada total = 4q

Q = 4.00 litros.

1.3 = peso de la mezcla en grs./litro.

650 = grandes-calorías/Kg. de mezcla.

427 = equivalente mecánico-del calor.

Cálculo del rendimiento térmico.-

Siendo la relación de compresión real $\rho^r = 6.49$, el rendimiento térmico vale:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\rho^{1/n-1}} \quad (\text{con } n = 1.3) \quad \eta_t = 1 - \frac{1}{6.49^{0.3}} = 0.43$$

Este rendimiento puede calcularse igualmente por medio de la fórmula siguiente: $\eta_t = 1 - \frac{T_3 - T_0}{T_2 - T_1}$

En donde:

T_0 = temperatura al final de la admisión.

T_1 = temperatura al final de la compresión.

T_2 = temperatura al final de la explosión.

T_3 = temperatura al final de la expansión.

De acuerdo con lo que se ha calculado en hojas anteriores.

$$T_0 = 316^\circ \text{ K}$$

$$T_1 = 688^\circ \text{ K}$$

$$T_2 = 688 + 1950 = 2638^\circ \text{ K}$$

$$T_3 = 1471^\circ \text{ K}$$

Cálculo de T_3 :

$$T_3 = \frac{T_2}{\rho^{n-1}} = \frac{2638}{7.0^{0.3}} = 1471^\circ$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1471 - 316}{2638 - 688} = 1 - 0.59$$

Entonces: $\eta_t = 0.41$

Se tomará como valor definitivo del rendimiento térmico el de 0.42.

Cálculo del rendimiento del diagrama:

El área positiva del diagrama presión volumen, calculada antes, tenía un valor de 106.10 Kg/cm., a este valor se añade el pico de la curva, hasta llegar a la presión teórica calculada de 58.44 Kg/cm²., que tiene un área de: 8.7 Kg/cm. Se añade también, la pequeña --- área que diferencia el diagrama real de el teórico (por el adelanto de la apertura de la válvula de escape) con un valor de 1.9 Kg/cm. (ésta área está indicada en el diagrama presión volumen). Además en este caso no se restan las áreas correspondientes a la admisión y al escape.

Área del diagrama teórico volumen igual a:

$$106.10 + 8.70 + 1.90 = 116.70 \text{ Kg/cm.}$$

Área del diagrama práctico presión volumen, calculada con anterioridad vale: 102.25 Kg/cm.

El rendimiento del diagrama es igual a:

$$\eta_d = \frac{\text{área del diagrama práctico}}{\text{área del diagrama teórico}} = \frac{102.25}{116.70} = 0.876 = \underline{0.88 \text{ aprox.}}$$

El rendimiento de la combustión η_c se tomará igual a 0.92, pues se ha comprobado experimentalmente que los motores queman aproximadamente 8 % de exceso de gasolina, sobre todo cuando operan a altas velocidades.

El rendimiento mecánico se supondrá igual a 0.85, que es un valor medio frecuentemente obtenido, entonces: $\eta_m = \underline{0.85}$.

Por lo tanto, la potencia útil suministrada por el motor será igual a:

$$W = \eta_t \cdot \eta_d \cdot \eta_c \cdot \eta_m \cdot \text{Potencia total}$$

$$W = 0.42 \times 0.88 \times 0.92 \times 0.85 \cdot \text{Potencia total.}$$

$$W = 0.29 \cdot \text{Potencia total.}$$

$$\text{La potencia total vale: } W_T = 1320 \frac{2500}{60 \times 2 \times 75} = 367 \text{ C.V.}$$

Entonces, la potencia util es igual a: $W = 0.29 \times 367 = 106 \text{ C.V.}$
 que es aproximadamente lo que se calculó.

BALANCE TERMICO APROXIMADO DEL MOTOR.

a.- Energia util:

$$\eta_c \cdot \eta_d \cdot \eta_m = 0.92 \times 0.88 \times 0.85 = 0.69$$

$$367 \times 0.69 = 253 ; 253 \times 0.42 = 106$$

$$\frac{106}{367} = 0.29 \quad E_u = 0.29$$

b.- Pérdida por el escape:

$$\eta_c \cdot \eta_d \cdot \eta_m = 0.92 \times 0.88 \times 0.85 = 0.69$$

$$367 \times 0.69 = 253 ; 253 \times 0.58 = 147$$

$$\frac{147}{367} = 0.40 \quad P_e = 0.40$$

c.- Pérdida mecánica (energía absorbida por el motor.)

$$\eta_t \cdot \eta_c \cdot \eta_d = 0.42 \times 0.92 \times 0.88 = 0.34$$

$$367 \times 0.34 = 125 ; 125 \times 0.15 = 19$$

$$\frac{19}{367} = 0.05 \quad P_m = 0.05$$

Finalmente quedan 0.26 del total, que representan las pérdidas debidas a: radiaciones a través de las cabezas de los émbolos y de las paredes de los cilindros (enfriadas exteriormente por el aire); al calor absorbido por el aceite, a la combustión incompleta etc.- y que más o menos se distribuyen como sigue:

d.- Enfriamiento y radiaciones:

$$P_r = 0.14$$

e.- Calor absorbido por el aceite:

$$P_a = 0.04$$

f.- Combustión incompleta:

$$P_c = 0.08$$

$$\hline \Sigma = 1.00$$

PROYECTO DE LAS PIEZAS EN MOVIMIENTO

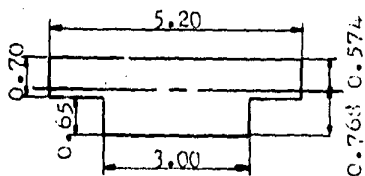
ALTERNATIVO.

I.- EMBOLO.

Cálculo del fondo del émbolo:

De acuerdo con el diagrama presión volumen, la presión máxima de los gases es de 35.50 Kg/cm^2 . Se recomienda usar para los cálculos una presión de 450 a 550 lbs/plg²., es decir entre 31.7 y -- 38.7 Kg/cm^2 ., cuyo valor medio es 35.2 Kg/cm^2 .

Considerando una nervadura única central, para tener una viga "T" de las dimensiones indicadas a continuación:



Suponiendo un claro real de --- 10.00 cm., dejando un espesor de pared de 1.10 cm. necesario para alojar los anillos (distancia centro a centro de apoyos = claro = $11.11 - 2 \times \frac{1.10}{2}$

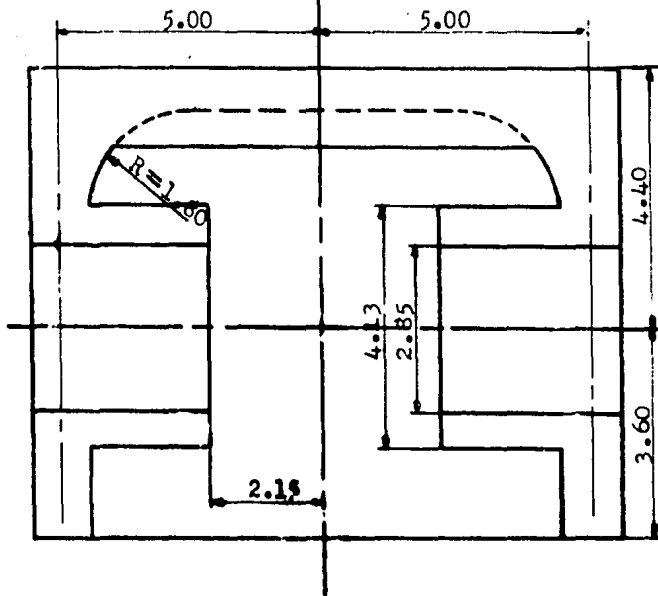
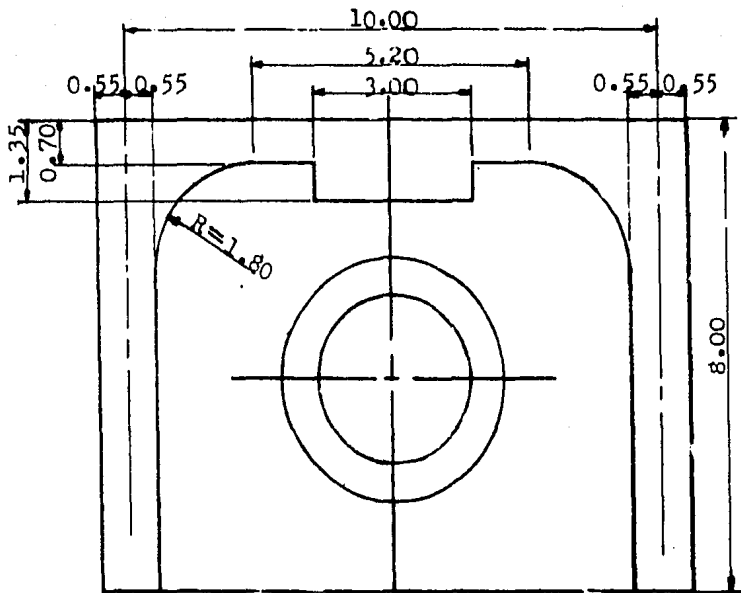
claro igual a 10.00 aprox).

En la hoja siguiente aparece un croquis que se usó para el proyecto del émbolo, en donde aparecen las dimensiones principales.

Area cargada de la nervadura = $10.00 \times 5.2 = 52.00 \text{ cm}^2$.

Con la presión de 35.50 Kg/cm^2 ., la carga total sobre la nervadura vale: $W = 35.50 \times 52.00 = 1840 \text{ Kgs}$.

Por estar la nervadura empotrada, el momento máximo positivo en el centro del claro vale: $M = \frac{1840 \times 10.00}{24}$



$$M = 768 \text{ Kg. cm.}$$

Obtención de la posición del eje neutro:

Momentos de las áreas con respecto a la base:

$$M = 0.65 \times 0.325 \times 3.00 + 5.20 \times 0.70 \times 1.00 = 4.273 \text{ cm}^3.$$

$$\text{Area} = A = 0.65 \times 3.00 + 5.20 \times 0.70 = 5.590 \text{ cm}^2.$$

$$\text{Altura del eje neutro} = X = \frac{4.273}{5.590} = 0.766 \text{ cm.}$$

Momento de inercia con respecto al eje horizontal:

$$I = 1/12 \times 3.00 \times 0.65^3 + 0.65 \times 3.00 \times 0.441^2 + 1/12 \times 5.20 \times 0.70^3 + 5.20 \times 0.70 \times 0.234^2$$

$$I = 0.795 \text{ cm}^4.$$

$$\text{El módulo de sección valdrá: } S = \frac{0.795}{0.766} = 1.04 \text{ cm}^3.$$

La fatiga a la que estará trabajando el material será de:

$$f = \frac{768}{1.04} = 740 \text{ Kg./cm}^2.$$

Se escogió para construir el émbolo, por sus características ventajosas, la siguiente aleación de aluminio:

Cobre.....	4.00 a	5.00 %
Silicio.....	1.20 %	máximo
Fierro.....	1.00 %	"
Manganeso.....	0.30 %	"
Zinc.....	0.30 %	"
Titanio.....	0.20 %	"
Magnesio.....	0.03 %	"
Impurezas. c/u.....	0.05 %	"
Impurezas, todas.....	0.15 %	"
Aluminio.....	El resto.	

Esta aleación tiene las siguientes características mecánicas:

Fatiga de ruptura en tensión.....	32000lbs/plg ² ...	2250 Kg/cm ² .
Fatiga en el "Yield Point".....	20000lbs/plg ² ...	1410 Kg/cm ² .
Fatiga de ruptura en cortante.....	24000lbs/plg ² ...	1690 Kg/cm ² .
Módulo de elasticidad.....	10300000 lbs/plg ² ...	723,000Kg/cm ² .
Peso por unidad de volumen.....	0.101 lbs/plg ³	0.0028Kg/cm ³ .

Estimación de la fatiga de trabajo.

Algunas aleaciones de aluminio y de magnesio entre las que -- se encuentra la que se va a usar para el émbolo, tienen una forma de la curva deformaciones-esfuerzos, en la cual no queda bien determinado el "Yield-point", como ocurre generalmente en los aceros.-- En estos casos se define el "yield-point como la intersección de - la curva deformaciones-esfuerzos, con una recta que tenga la pendiente de la zona de proporcionalidad de la curva y trazada a partir de una deformación de 0.2 %.

En el caso presente la fatiga correspondiente al "yield-point" está dada y corresponde al siguiente porcentaje de la fatiga de -- ruptura:
$$\frac{20000}{32000} = 0.63 = 63 \%$$

Por otra parte para estas aleaciones de aluminio, estudiando la curva deformaciones-esfuerzos se ve que el límite de proporcionalidad está cercano al 80 % del "yield-point".

El fondo del émbolo, en funcionamiento normal, trabajará continuamente a una temperatura de 300°C aprox. En la siguiente hoja se encuentra una curva que da las variaciones de la fatiga de - ruptura en tensión provocadas por una elevación de temperatura del material, observando esta curva se encuentra que a una temperatura de 300°C, la fatiga de ruptura a la tensión es solamente de 65% de la que se tiene a 20° C.

Por último, se recomienda, que cuando no se tengan las fati-- gas de ruptura a la flexión, se tomen los valores dados para ten-- sión.

De todo lo anterior resulta que el valor que se puede suponer a la fatiga de trabajo será de:

$\frac{D_1}{D_2}$
% de la carga de ruptura a la tensión

1.00
0.80
0.60
0.40
0.20
0.00

0 50 100 150 200 250 300 350 400

Temperatura °C

Molde permanente

Molde de arena

DISTRIBUCION DE LA FATIGA POR ABRITO DE TEMPERATURA
PARA ALEACIONES DE ALUMINIO

P_{10} 2022 - 4

$$f_t = 0.63 \times 0.80 \times 0.65 \times f_r \quad \text{en donde: } f_t = \text{Fatiga de trabajo}$$

$$f_r = \text{Fatiga de ruptura.}$$

$$f_t = 0.33 \times f_r = 740 \text{ Kg/cm}^2.$$

Es decir que se toma un coeficiente de seguridad de 3 sobre el limite de ruptura.

La nervadura que se proyectó no excede la fatiga de trabajo - que se puede admitir.

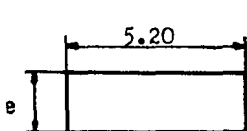
Revisión del esfuerzo cortante a que está sometido el material. El diametro de la sección donde el espesor es mínimo es de 5.20 cm. La fatiga en esa zona vale:

$$f_t = \frac{5.20 \times 35.50}{400 \times 0.70} = 4.9 \text{ Kg/mm}^2. = 490 \text{ Kg/cm}^2.$$

$$\text{Fatiga permisible: } f_t = \frac{1690}{3} = 560 \text{ Kg/cm}^2.$$

La fatiga resultó baja a pesar de que se despreció la nervadura o parte de abajo de la "T".

El módulo de sección en el extremo debe ser doble del que se tiene en la sección central, puesto que el momento en el empotramiento es doble. En esta zona por la forma interior del émbolo la sección es rectangular, el espesor necesario será:



$$s = \frac{5.20 \cdot e}{6} = 2.10$$

$$e = \frac{6 \times 2.10}{5.20} = 1.60 \text{ cm. sería suficiente.}$$

Se aumentó el espesor mínimo de 0.70 cm., localizando a un diametro de 5.20 cm., hacia las paredes del émbolo por medio de un arco de círculo con radio de 1.80 cm. para permitir una buena conducción del calor del centro del fondo hacia las paredes del émbolo y

de ahí a las del cilindro, las que eliminan el calor por medio de sus aletas de enfriamiento (cuando como en este caso se trata de enfriamiento por aire). Este punto es muy importante por no ser posible un enfriamiento directo y efectivo del fondo del émbolo.

Se pondrán en el émbolo 4 anillos clasificados como sigue: 2-anillos de compresión, 1 anillo regulador del aceite y un anillo-raspador.

Longitud del émbolo.- Los émbolos para motores de aviación son mas cortos en general que los usados en otros motores y se acostumbra que la parte de apoyo real sobre el cilindro sea de 60 a 65 % del diámetro, la longitud del émbolo será entonces de: ---
 $= 11.11 \times 0.60 = 6.66$ cm., se adoptó para la longitud de apoyo real, definitivamente 6.45 cm. Si se considera que la longitud total del émbolo será de 8.00 cm., los espacios ocupados por los-anillos supondrán un total de 1.40 cm., mas un espacio muerto debido al bisel de la parte superior del émbolo que se hará de 0.15 -- cm.

Al calcular el perno del émbolo (este cálculo estará mas adelante) se encontró que el diámetro exterior del mismo será de --- 2.85 cm. y la longitud de apoyo entre éste y la biela deberá ser de 4.00 cm. Si se da un juego de 0.15 cm. de cada lado entre la biela y el mamelón del perno, deberá quedar una distancia paño a paño de mamelones de 4.30 cm. Por otra parte se acostumbra que el diámetro exterior del mamelón sea de 1.45 veces el diámetro exterior del perno, por tanto deberá ser de: $1.45 \times 2.85 = 4.13$ cm.- aprox.

Lo que da un espesor de pared de : $\frac{4.13 - 2.85}{2} = 0.64$ cm.

Posición del eje del perno.- El eje del perno debe quedar - en el centro de gravedad de la longitud de apoyo real del émbolo, - de contados los espacios ocupados por los anillos en su posición-- definitiva. En la siguiente hoja aparece un croquis de la pared - del émbolo, con la colocación de los anillos adoptada, que se usó - para calcular el centro de gravedad indicado mas arriba y las pre- siones específicas y su distribución. Las dimensiones de las ranu- ras de los anillos se encontraron al calcular estos mas adelante.

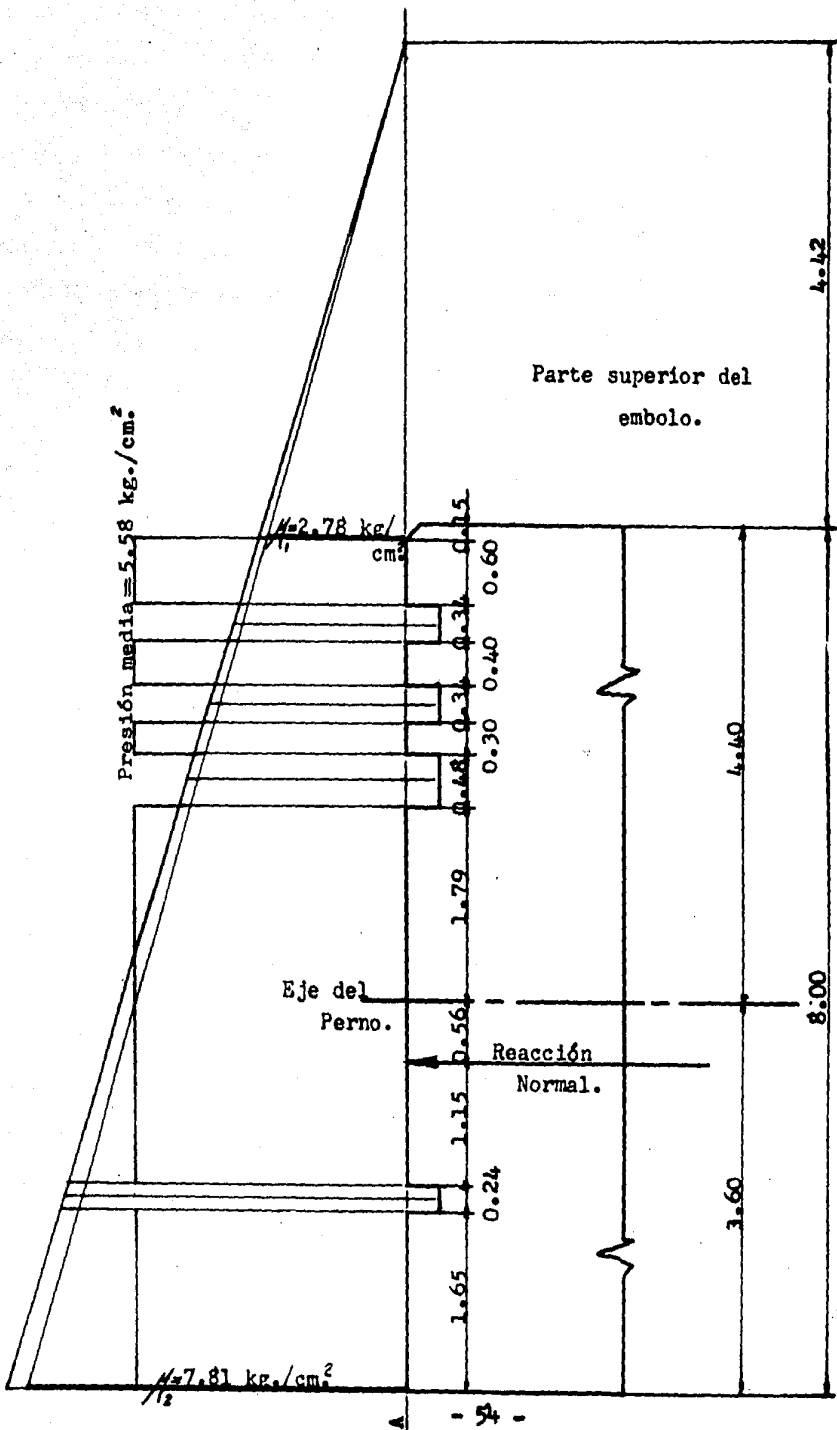
Tomando momentos con respecto a "A" de las longitudes de a-- poyo:

$$\begin{array}{r} 1.65 \times 0.83 = 1.37 \\ 3.50 \times 3.64 = 12.73 \\ 0.30 \times 6.02 = 1.81 \\ 0.40 \times 6.71 = 2.68 \\ 0.60 \times 7.55 = 4.52 \\ \hline \Sigma = 6.45 \qquad \qquad \Sigma = 23.11 \end{array}$$

El centro de gravedad se encuentra a la distancia "Z" del - punto "A", que vale:

$$Z = \frac{23.11}{6.45} = 3.60 \text{ aprox.}$$

Colocado el eje del perno del émbolo en el centro de grave-- dad de la longitud de apoyo, la presión lateral provocada por el - sistema biela-manivela sería uniforme en todo momento si no exis-- tiera fricción entre el émbolo, los anillos y el cilindro. Para - encontrar los valores máximos de esta presión y su distribución a- lo largo del émbolo es necesario conocer el par de los gases y el- par de inercia, pues el mayor par de los gases, que produce la ma- yor reacción lateral es durante la carrera de expansión y en esta- carrera el par de inercia es de signo contrario al par de los ga-- ses, es decir que se resta. Por otra parte ya se vió que el máxi-



mo par de los gases en expansión ocurre a los 34° de giro del cigüeñal a partir del punto muerto superior, por tanto estando este valor ya conocido se calculará el par de inercia correspondiente.

Para el cálculo del par de inercia y en general para el equilibrado del motor, se supone la masa total de la biela descompuesta en dos masas parciales, concentradas en un punto cada una, uno de ellos colocado en el eje del muñón del cigüeñal y el otro en el eje del perno del émbolo, en donde se supone también que están concentradas las masas del émbolo, los anillos, el perno y los tapones del perno. El proyecto y la estimación del peso de estas diferentes piezas está en hojas posteriores. Los pesos finales que se obtuvieron son los siguientes:

Embolo.....	0.862 Kgs.
Anillos.....	0.127 "
Perno.....	0.181 "
Tapones.....	0.026 "
Biela.....	1.221 "

El centro de gravedad de la biela (calculado mas adelante -- despues del cálculo de su peso) se encuentra a 4.73 cm.- del eje del muñón del cigüeñal. Generalmente está a 30 % de la distancia centro a centro de sus apoyos, que en este caso valdría $0.30 \times 17.46 = 5.24$ cm. Quedó un poco mas abajo en el valor calculado probablemente por estar las tuercas de los pernos de la biela hacia abajo.

Tomando momentos con respecto al eje del perno:

$$1.221 (17.46 - 4.73) = 17.46 W$$

En donde "W" es el peso de la biela que deberá considerarse aplicado en el muñón del cigüeñal.

$$W = \frac{1.221 \times 12.73}{17.46} = 0.890 \text{ Kgs.}$$

En el eje del émbolo estará aplicado entonces:

Embolo.....	0.862	Kgs.
Anillos.....	0.127	"
Perno.....	0.181	"
Tapones.....	0.026	"
Biela.....	0.331	"

$$\Sigma = 1.527 \text{ Kgs.}$$

Y las masas correspondientes serán:

a).- En el perno: $M_1 = \frac{1.527}{9.81} = 0.156$

b).- En el muñón: $M_2 = \frac{0.890}{9.81} = 0.091$

La aceleración del émbolo a los 34° a partir del punto muerto superior vale 3320 m/seg^2 . (valor tomado de la curva correspondiente.) Entonces la fuerza de inercia vale:

$$F_1 = 3320 \times 0.156 = 518 \text{ Kgs. aprox.}$$

La presión debida a los gases en este momento (tomado del diagrama presión-volumen) es de: 30.10 Kg/cm^2 .

Entonces la fuerza de los gases es de:

$$F_G = 30.10 \times 96.96 = 2918 \text{ Kgs.}$$

La fuerza efectiva será de: $2918 - 518 = 2400 \text{ Kgs.}$

La reacción normal del émbolo sobre el cilindro de acuerdo con los valores usados en las paginas (6) y (7) será de:

$$P = 2400 \times 0.167 = 400 \text{ Kgs. aprox.}$$

Si se supone un coeficiente de fricción entre el émbolo de aluminio y el cilindro de acero, bien lubricados de $0.1 = \text{tg. } \varphi$

La reacción normal debido a la fricción se desplaza hacia abajo del eje del perno en una distancia:

$$e = \text{tg. } \varphi \cdot d/2 = \frac{0.10 \times 11.11}{2} = 0.56 \text{ cm. aprox.}$$

Cálculo de los primeros momentos de las longitudes de apoyo con respecto al punto de aplicación de la reacción normal:

$$+ \begin{array}{l} 0.50 \times 4.51 = 2.71 \\ 0.40 \times 3.67 = 1.46 \\ 0.30 \times 2.98 = 0.90 \\ 1.79 \times 1.46 = 2.61 \\ \hline \Sigma = 7.68 \text{ cm}^2 \end{array}$$

$$- \begin{array}{l} 1.71 \times 0.30 = 0.51 \\ 1.65 \times 2.21 = 3.65 \\ \hline \Sigma = 4.16 \text{ cm}^2 \end{array}$$

$$m_1 = 7.68 - 4.16 = 3.52 \text{ cm}^2$$

Segundos momentos de la longitud total del émbolo (sin descontar las ranuras de los anillos) con respecto al punto de aplicación de la reacción normal:

$$\frac{3.60^3}{3} + \frac{4.40^3}{3} = 15.53 + 28.35 = 43.88 \text{ cm}^3.$$

Segundos momentos de las longitudes que no apoyan:

$$\begin{array}{l} 0.34 \times 4.04^2 = 5.53 \\ 0.34 \times 3.30^2 = 3.70 \\ 0.48 \times 2.59^2 = 3.21 \\ 0.24 \times 1.27^2 = 0.39 \end{array}$$

$$\Sigma = 12.83 \text{ cm}^3.$$

Segundo momento efectivo:

$$m_2 = 43.88 - 12.83 = 31.05 \text{ cm}^3.$$

La distancia para que la presión valga "0" será de:

$$X = \frac{31.05}{3.52} = 8.82 \text{ cm. de la posición de la reacción.}$$

La distancia fuera del émbolo valdrá: $8.82 - 4.40 = 4.42 \text{ cm.}$

Por semejanza de triángulos la relación de la fatiga máxima a la mínima serie de: $\frac{\mu_1}{\mu_2} = \frac{8.00 + 4.42}{4.42} = 2.81$

Suponiendo los espacios ocupados por los anillos, trabajando a la presión media cuyo valor será: $p_m = \frac{400}{11.11 \times 6.45} = 5.58 \text{ Kg/cm}^2$, y siendo el area de distribución un trapecio, se tiene que:

$$8.00 \frac{\mu_1 + \mu_2}{2} - 1.55 \times 5.58 = \frac{400}{11.11}$$

$$\text{De donde: } \mu_1 + \mu_2 = 11.16$$

Con esta ecuación y la obtenida anteriormente se puede obtener el valor de μ_1 como sigue: $\mu_1 = \frac{11.16}{3.81} = 2.93 \text{ Kg/cm}^2$.

y μ_2 valdrá: $\mu_2 = 2.81 \times 2.93 = 8.23 \text{ Kg/cm}^2$.

Recalculando los huecos de los anillos con la distribución de presiones obtenida:

$$\begin{array}{r} 0.24 \times 7.03 = 1.69 \\ 0.48 \times 4.50 = 2.16 \\ 0.34 \times 4.03 = 1.37 \\ 0.34 \times 3.55 = 1.21 \\ \hline = 6.43 \end{array}$$

Entonces: $\mu_1 + \mu_2 = 10.61$ y también $\mu_1 = \frac{10.61}{3.81} = 2.78 \text{ Kg/cm}^2$
por último $\mu_2 = 2.81 \times 2.78 = 7.81 \text{ Kg/cm}^2$.

Como el émbolo es de aluminio, el cilindro de acero y el coeficiente de dilatación del aluminio es mayor que el del acero y -- por otra parte la temperatura a la que trabaja el émbolo, sobre todo el fondo es muy superior a la que se encuentra el cilindro, es necesario preveer en frío un juego que compense las diferencias de

dilataciones. Para estimar este juego se supondrán las siguientes temperaturas de trabajo de los diversos materiales:

$$\begin{aligned} t_2 &= 300^{\circ}\text{C} \\ t_1 &= 150^{\circ}\text{C} \\ t_0 &= 100^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

En donde:

$$\begin{aligned} t_2 &= \text{Temperatura del fondo.} \\ t_1 &= \text{Temperatura del faldón.} \\ t_0 &= \text{Temperatura del cilindro.} \end{aligned}$$

Siendo los coeficientes de dilatación:

$$\text{a).- Para el acero: } 12 \times 10^{-6} = \mu_{\text{c}}$$

$$\text{b).- Para el aluminio: } 22 \times 10^{-6} = \mu_{\text{E}}$$

Si se llama:

$$\begin{aligned} D &= \text{Diámetro del cilindro} \\ d_2 &= \text{Diámetro del fondo} \\ d_1 &= \text{Diámetro del faldón} \end{aligned}$$

Se deberá efectuar la siguiente igualdad:

$$D (1 + \mu_{\text{c}} t_0) = d_2 (1 + \mu_{\text{E}} t_2) = d_1 (1 + \mu_{\text{E}} t_1)$$

De donde:

$$\frac{d_2}{D} = \frac{1 + \mu_{\text{c}} t_0}{1 + \mu_{\text{E}} t_2} = \frac{1 + 12 \times 10^{-6} \times 100}{1 + 22 \times 10^{-6} \times 300} = 0.9946$$

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{1 + \mu_{\text{E}} t_1}{1 + \mu_{\text{E}} t_2} = \frac{1 + 22 \times 10^{-6} \times 150}{1 + 22 \times 10^{-6} \times 300} = 0.9967$$

$$\frac{d_1}{D} = \frac{1 + \mu_{\text{c}} t_0}{1 + \mu_{\text{E}} t_1} = \frac{1 + 12 \times 10^{-6} \times 100}{1 + 22 \times 10^{-6} \times 150} = 0.9979$$

Entonces:

$$\begin{aligned} d_2 &= 0.9946 D = 0.9946 \times 11.1125 = 11.0525 \\ d_1 &= 0.9979 D = 0.9979 \times 11.1125 = 11.0892 \end{aligned}$$

A estos valores se añadirá el juego necesario para que estando las piezas en caliente, puedan moverse. Este juego se dará de 0.015 cm.

Los diámetros finales del émbolo serán:

$$\text{Para el fondo del émbolo: } d_2 = 11.0525 + 0.015 = 11.067 \text{ cm.}$$

Para los dos cordones superiores, del separan las ranuras de los anillos; se tomará un valor medio de los dos calculados, considerando, que por estar cerca del fondo, la temperatura de éstos es próxima a la del fondo. Entonces:

$$d_{2A} = 0.9950 \times 11.1125 + 0.015 = 11.072 \text{ cm.}$$

Para el resto del émbolo (la falta) :

$$d_1 = 11.0892 + 0.015 = 11.104 \text{ cm.}$$

Con las dimensiones determinadas hasta ahora se hizo el dibujo definitivo del émbolo, que se encontrará mas adelante. Se procuró aligerarlo en lo posible, sacando material sobrante; procurando siempre que el espesor a la mitad de la altura no fuera menor de 0.5 cm. y en el borde exterior no fuera menor de 0.35 por razones constructivas. En todas las piezas proyectadas para el motor, se fijaron los juegos y las tolerancias de acuerdo con los usados por los fabricantes de motores.

II).- PERNO DEL EMBOLO.

La presión máxima de los gases es de 35.50 Kg/cm^2 ., la carga total que obra sobre el perno es de: $96.96 \times 35.50 = 3440 \text{ Kgs.} = F$.

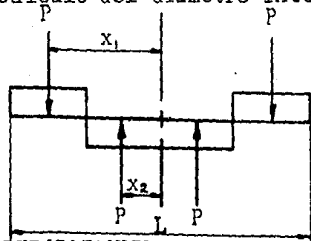
Se puede admitir una presión sobre el aceite, sin perjudicar la lubricación de 300.00 Kg/cm^2 . No conviene tener un diámetro exterior demasiado chico, por que resulta pesado el perno, ni demasiado grande por que entonces es muy delgada su pared, dificultándose su fabricación, resultando también muy toscos los mamelones.- Teniendo en cuenta lo anterior y las dimensiones del émbolo se escogió un diámetro exterior del perno de 2.85 cm.

La longitud del apoyo necesario para no exceder los 300 Kg/cm² deberá ser de:

$$\frac{3440}{2.85 \times \lambda} = 300 \text{ De donde } \lambda = \frac{3440}{2.85 \times 300} = 4.02$$

Se tomará la longitud de apoyo de 4.00 cm. Como se dejó un juego entre biela y mamelón de 0.15 cm. por lado, la longitud total del perno será de 8.30 cm.

Cálculo del diámetro interior:



Momento en el centro:

$$M = Px_1 - Px_2 = P(x_1 - x_2)$$

$$P = F/2 ; x_1 = 3/8 L ; x_2 = L/8$$

En donde: L=8.30 y F=3440 Kgs.

Con base en los valores de arriba, se tiene que: $M = \frac{F \cdot L}{8} = \frac{3440 \times 8.30}{8} = 3570 \text{ Kg.cm.}$

Tomando un espesor de pared de 0.35 cm., por construcción no debe usarse uno menor, el módulo de sección del perno será:

$$S = \frac{d_1^4 - d_2^4}{10 \cdot d_1} = \frac{2.85^4 - 2.15^4}{10 \times 2.85} = 1.565 \text{ cm}^3.$$

Y la fatiga a la que está trabajando el material será de:

$$f_t = \frac{3570}{1.565} = 2280 \text{ Kg/cm}^2.$$

El acero que se usará en el perno será el que tiene el siguiente análisis:

Niquel.....	0.55 %
Cromo.....	0.50 %
Molibdeno.....	0.20 %
Carbón.....	0.18 a 0.23 %
El resto de Fierro.	

Esta aleación tiene una fatiga de ruptura a la tensión de -- 85000 lbs./plg² = 5980 kg/cm². Se tomará un coeficiente de seguridad

dad de 2.5, teniendo en cuenta que en el perno, así como en las portachumaceras de la biela, lo mas importante es que no existan deformaciones que provoquen concentraciones (por mala repartición de la presión) de los esfuerzos y exista un desgaste excesivo de las piezas, disminuyendo su vida útil.

Además de esta circunstancia se tuvieron en cuenta los requisitos considerados al tratar del émbolo, con excepción de la reducción fuerte de fatiga por la temperatura del material, ya que la temperatura del perno es mucho menor que la del émbolo y por otra parte al acero le afectan poco las temperaturas del orden de la que sufrirá el material del perno. Se escogió el coeficiente de seguridad teniendo en cuenta estas consideraciones. Por tanto la fatiga permisible en el material será de:

$$f_t = \frac{5980}{2.5} = 2390 \text{ Kg/cm}^2.$$

El perno está trabajando por debajo de esta fatiga, sin embargo como ya se dijo antes no conviene reducir la sección y portanto se conservará el valor supuesto.

Revisión por esfuerzo cortante:

$$V = \frac{3440}{2} = 1720 \text{ Kgs. La fatiga a la que trabaja el perno es: } f_t = \frac{1720}{0.78 (d_1^2 - d_2^2)} = \frac{1720}{0.78(2.85^2 - 2.13^2)} = 620 \text{ Kg/cm}^2.$$

Se puede tomar para fatiga de trabajo al esfuerzo cortante-- el 75% del valor usado en tensión o flexión. Entonces:

$$f_t = 0.75 \times 2390 = 1790 \text{ Kg/cm}^2. \text{ La sección trabaja bien. -}$$

El peso por unidad de volumen de esta aleación de acero es -
de $0.285 \text{ lbs/plg}^3 = 0.00786 \text{ Kgs/cm}^3$.

Para evitar que tenga movimiento el perno dentro del émbolo y que se llene de aceite, puesto que es hueco, se usarán dos tapones de aluminio, de la aleación que está a continuación con objeto de tener el mínimo peso, razón por la cual se hace el perno en la forma descrita.

Cobre.....4.0 %
Manganeso.....0.7 %
Magnesio.....0.5 %

Material de los tapones:

El resto de Aluminio.

Peso por unidad de volumen = 0.0028 kg/cm^3 .

III).- ANILLOS.

Para hacer los anillos se utilizará fundición de fierro dulce maleable, pues es necesario que tengan una dureza menor que la del cilindro y que se puedan pulir perfectamente. Las características mecánicas de este material son las siguientes:

Fatiga de ruptura en tensión = $27000 \text{ lbs/plg}^2 = 1900 \text{ Kgs/cm}^2$.
" " " " flexión = $30000 \text{ lbs/plg}^2 = 2110 \text{ Kgs/cm}^2$.
" " " " compresión = $46000 \text{ lbs/plg}^2 = 3240 \text{ Kgs/cm}^2$.
" " " " cortante = $40000 \text{ lbs/plg}^2 = 2810 \text{ Kgs/cm}^2$.

Límite elástico..... $15000 \text{ lbs/plg}^2 = 1050 \text{ Kgs/cm}^2$.
Módulo de elasticidad... $12800000 \text{ lbs/plg}^2 = 900000 \text{ Kgs/cm}^2$
Peso por unidad de volumen = $0.282 \text{ lbs/plg}^3 = 0.0078 \text{ Kgs/cm}^3$.

Se recomienda usar para los anillos una fatiga de 1000 Kgs/cm^2 .

con lo que se trabaja por debajo del límite elástico la fundición.

Cálculo de los anillos de compresión. Para el máximo aprovechamiento del material del anillo, se debe hacer que la fatiga pro-

ducida al obligar al anillo a entrar en el émbolo, sea igual a la fatiga resultante de la presión que produce éste sobre el cilindro. Para lograr esta relación "m" del espesor "e" del anillo al diámetro "d" del cilindro, se debe obtener por medio de la siguiente fórmula:

$$m = \sqrt{\frac{f}{E}} \quad \text{en donde:}$$

f = Fatiga de trabajo del material.
 E = Módulo de elasticidad.

$m = \sqrt{\frac{1000}{900000}} = \frac{1}{30}$ El valor de "m" para fundición debe encontrarse entre 1/25 y 1/32, por tanto el valor obtenido está dentro de los límites usuales

Entonces: $\frac{1}{30} = \frac{e}{11.11}$ de donde $e = \frac{11.11}{30} = 0.37$ cm.

Revisión de la sección del anillo:

El momento máximo debido a la presión entre el anillo y el cilindro se obtiene por medio de la siguiente fórmula:

$$M_{\text{Max}} = 2qr^2b \quad \text{en donde: } q = \text{Presión admitida entre anillo y cilindro.}$$

r = Radio del cilindro.
 b = Altura del anillo.

Por otra parte:

$\frac{M}{f} = s$ y el módulo de sección de una sección rectangular vale:

$$s = \frac{be^2}{6}$$

Se puede obtener entonces la presión que producirá el anillo en el cilindro.

$$\frac{2qr^2b}{f} = \frac{be^2}{6} \quad \text{De donde } q = \frac{e^2 f}{12 r^2}$$

$$q = \frac{0.37^2 \times 1000 \times 4}{12 \times 11.11^2} = 0.37 \text{ Kg/cm}^2.$$

Este valor es aceptable, pues la presión no debe ser muy alta, por que influye mucho sobre el rendimiento mecánico del motor, debido a que la fricción de los anillos obra continuamente durante el ciclo y siempre oponiéndose al movimiento del émbolo. Sin embargo tampoco debe ser tan pequeña que no se logre la hermeticidad de la cámara de combustión.

La altura de los anillos de compresión será de 0.25 cm., o sea aproximadamente 0.1".

El juego necesario para que el anillo se cierre al calentarse sin forzarse es decir sin producir esfuerzos que lo perjudiquen deberá ser el siguiente:

Suponiendo el anillo trabajando a 250°C y el cilindro a 100°C. Siendo el coeficiente de dilatación de la fundición de 12×10^{-6} cm./C° x cm. El corte se le hará perpendicular al anillo y se necesitará un juego de:

$$\epsilon = 3.14 \times 11.11 \times 12 \times 10^{-6} (250 - 100) = 0.0625 \text{ cm.}$$

El juego lateral entre el anillo y la garganta será de 0.001" o sea aprox. 0.0025 cm.

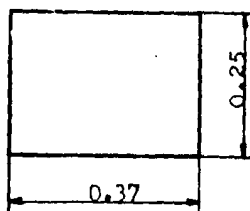
Los juegos encontrados así como el espesor "e" calculado se usarán en todos los anillos.

Para que el anillo una vez montado tenga una forma perfectamente circular y presione uniformemente en toda su longitud, al estar libre deberá de tener una forma de epicicloide, siendo la fórmula de esta curva como la siguiente:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{r} - \frac{12qr^2}{E \cdot e^3} (1 - \cos \theta)$$

En donde ρ = radio en el punto considerado, θ = ángulo correspondiente al radio ρ , en coordenadas polares.

Entonces las dimensiones de la sección de trabajo de los anillos de compresión serán:



Anillo regulador de aceite.- Este anillo por tener una acción directa sobre el aceite, debe ejercer una presión algo mayor que los de compresión, pero en cambio se le dará una altura de apoyo menor para disminuir la fricción.

Considerando una altura de apoyo de cada lado del anillo de 0.08 cm. Suponiendo la presión como doble de la de los anillos de compresión ó sea de 0.74 Kg/cm². y conservando el espesor del anillo de 0.37 cm., para el máximo rendimiento de la sección y usando el mismo material y fatigas permisibles, se puede calcular "b₂" como sigue:

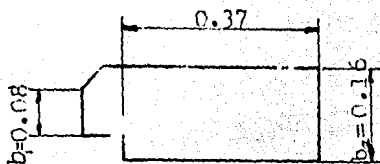
$$M_{Max} = 2qr^2b_1 = 2 \times 0.74 \frac{11.11^2}{4} 0.08$$

$$M_{Max} = 3.66 \text{ Kg.cm.}$$

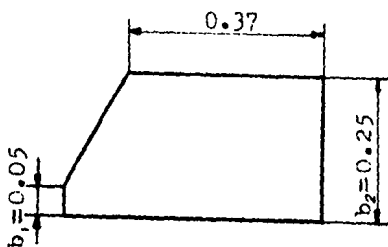
$$s = \frac{b_2 e^2}{6} = \frac{0.37^2}{6} b_2 \therefore s = 0.023 b_2$$

$$\frac{3.66}{1000} = 0.023 b_2 \quad \text{De donde:}$$

$$b_2 = \frac{3.66}{23} = 0.16 \text{ cm.}$$



Anillo raspador de aceite.- A este anillo se le dará una presión de cinco veces la de los anillos de compresión, puesto que su misión es la de raspar el aceite del cilindro e impedir que pase en exceso a la cámara de combustión y se queme. En cambio se le supondrá una altura de apoyo de solo 0.05 cm. Con el mismo espesor de 0.37 cm. Cálculo de "b₂".



$$M_{Max} = 2qr^2 b_1$$

$$M_{Max} = 2 \times 1.85 \frac{11.11^2}{4} 0.05$$

$$M_{Max} = 5.71 \text{ Kg.cm.}$$

$$s = 0.023 b_2$$

$$\text{Entonces: } \frac{5.71}{1000} = 0.023 b_2 \quad \text{De donde: } b_2 = \frac{5.71}{23} = 0.25 \text{ cm.}$$

IV).- BIELA.

La longitud centro a centro de apoyos que debe tener la biela es de 17.46 cm.

La presión de engrase en el perno se consideró de 300 Kg/cm². En el muñón del cigüeñal se tomará una presión de 150 Kg/cm². Debe hacerse así, por que el muñón requiere mejor lubricación, ya -- que la velocidad relativa entre el muñón y la biela, es mucho mayor que la que existe entre el perno y la biela. La biela se mueve sobre el perno en un arco máximo de $\pm 17^{\circ} 12'$ (en este motor) y por cada revolución del cigüeñal, recorre un arco de $68^{\circ} 48'$ ó sea 68.8° . En cambio la biela se mueve sobre el cigüeñal 360° por cada revolución. Es decir que a diámetros iguales, la velocidad en el muñón será $360/68.8 = 5.25$ veces aproximadamente la del perno. Siendo una velocidad mucho mayor si no se tiene una buena lubricación, el desgaste de las chumaceras será muy grande.

Entonces si el diámetro exterior del perno es de 2.85 cm. -- el del muñón será $2 \times 2.85 = 5.70$ cm., para la misma longitud de apoyo (que es lo que se acostumbra generalmente hacer) y se tendrá una presión sobre el aceite de la mitad de la del perno.

Cuerpo de la biela.- La sección del cuerpo de la biela será "H", se acostumbra, para que la biela resulte ligera y bien proporcionada, que las dimensiones de la "H" sean las siguientes.

El espesor será el mismo en el alma y en los patines, se considerará de 0.30 cm.

La relación de peralte a ancho de patin será de $1.4 = \frac{h}{b}$

Se utilizará el mismo acero que se usó para el perno, que -- tiene una fatiga de ruptura de 5940 kg/cm^2 . a la tensión. Por estar sujeta la biela a esfuerzos alternados de compresión y tensión se será un coeficiente de seguridad de 3, por lo tanto la fatiga-permisible de trabajo será $5980/3 = 2000 \text{ kg/cm}^2$ aproximadamente.-- (Los esfuerzos alternados debilitan el material).

Por tratarse de una biela corta se calculará la sección a -- compresión simple, siendo este cálculo suficiente dadas sus características. Sin embargo se revisará después para hacer el cálculo completo. Con las características de la sección indicadas mas arriba, el area vale:

$$A = e \cdot h + \frac{h}{1.4} \cdot 2 \cdot e - 2 e^2 = 2.43 \cdot e \cdot h - 2 e^2$$

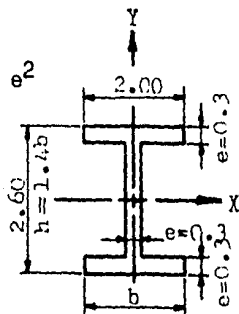
Con el espesor de 0.3 cm.

$$A = 0.73 h - 0.18$$

Entonces:

$$\frac{3440}{0.73h - 0.18} = 2000$$

$\therefore h = 2.60$ el ancho del patin vale $b = 2.6/1.4 = 1.96$, se tomarán 2.00 cm.



Cálculo de los momentos de inercia.-

$$I_x = 2 \left(\frac{1}{12} \times 1.96 \times 0.3^3 + 1.96 \times 0.3 \times 1.15^2 \right) + \frac{1}{12} \times 0.3 \times 2.0^3$$

$$I_x = 1.76 \text{ cm}^4.$$

$$I_y = \frac{1}{12} \left(2 \times 0.3 \times 1.96^3 + 2.0 \times 0.3^3 \right)$$

$$I_y = 0.38 \text{ cm}^4.$$

Para revisar como columna larga, al pandeo, el cuerpo de la biela por el método que va a seguir, se deberá tener un coeficien-

te de seguridad de 15 a 30. Es decir que la carga que debe poder soportar el cuerpo de la biela sin sufrir el pandeo, deberá ser de 15 a 30 veces mayor, que la carga que obra sobre el mismo.

Considerando el cuerpo de la biela como columna larga, las siguientes fórmulas de Euler dan la carga máxima que puede soportar sin pandeo, en sus dos casos posibles:

a).- En el plano de movimiento de la biela, caso en el que se tiene la columna doblemente articulada.

$$F_x = \pi^2 \cdot E \cdot I_x / L^2$$

b).- En el plano perpendicular al anterior, caso en el que se tiene la columna doblemente empotrada.

$$F_y = 4 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I_y / L^2$$

El módulo de elasticidad de los aceros es $E = 29\ 000\ 000$ - - lbs/plg² = $2\ 040\ 000$ kg/cm².

La longitud $L = 17.46$ cm.

Entonces:

$$F_x = \frac{3.142 \times 1.76 \times 2\ 040\ 000}{17.46^2} = 116\ 280 \text{ kgs.}$$

$$F_y = \frac{4 \times 3.142^2 \times 0.38 \times 2\ 040\ 000}{17.46^2} = 99\ 960 \text{ Kgs.}$$

Los coeficientes de seguridad son entonces:

$$\text{Para el caso (a)} \quad \frac{116\ 280}{3440} = 34 \text{ aprox.}$$

$$\text{Para el caso (b)} \quad \frac{99\ 960}{3440} = 29 \text{ aprox.}$$

Como se había previsto se encuentra el cuerpo de la biela - muy dentro de la seguridad al pandeo.

Generalmente no es necesario revisar la biela por esfuerzos de flexión, provocados por la inercia del cuerpo de la misma porque la inercia de la biela es máxima cuando el ángulo girado por el cigüeñal es de 90° a partir del punto muerto superior durante la carrera de expansión y en ese momento de acuerdo con el diagrama presión volumen, la presión de los gases es de 8.4 kg/cm^2 . es decir el 24 % de la presión máxima, por lo que afectará a la biela menos que cuando el ángulo del cigüeñal es de 0° y la presión es la máxima. Por otra parte la sección a lo largo de todo el cuerpo de la biela no es constante, pues por continuidad, siendo la chumacera inferior mas grande que la superior el cuerpo de la biela debe aumentar de sección progresivamente, evitándose un cambio brusco que provocaría concentraciones de esfuerzos, debilitando la resistencia y duración de la biela. Esto último aumenta el margen de seguridad de la biela, ya que la sección calculada y revisada es la mínima que se encuentra localizada en una longitud muy corta del cuerpo de la biela. Por esto es que es importante el cálculo de la sección mínima a compresión simple, que es la verdadera zona de trabajo y generalmente la sección obtenida por este cálculo será la definitiva.

Cálculo de los pernos de la biela.- Para poder montarse en el cigüeñal, se hará la portachumacera de la cabeza de la biela en dos mitades unidas por dos pernos. Los pernos deben poder resistir la fuerza producida por la inercia de las masas del émbolo, los anillos, el perno, los tapones del perno y la parte superior de la biela. La suma de esas masa valdrá:

Peso embolo.....	0.862	kgs.
Peso anillos.....	0.127	"
Peso perno.....	0.181	"
Peso tapones.....	0.026	"
Parte sup. de la biela..	0.859	"

Total = 2.055 Kgs.

En el peso de la parte superior de la biela, están incluidos los pesos de la chumacera del pié de la biela y de la mitad de la chumacera de la cabeza de la biela.

Cuando el ángulo girado por el cigüeñal es de 0° , la aceleración que obra sobre las piezas enumeradas mas arriba es -- la del émbolo, que es máxima en ese instante, colineal con el eje de la biela y su sentido es hacia el cigüeñal. La inercia es de sentido contrario a la fuerza producida por esta aceleración y la masa de las piezas consideradas. Esta inercia es la que tenderá a separar las dos mitades de la biela y hará trabajar a los pernos de la misma. Entonces siendo:

$$a = 4580 \text{ m/seg}^2. \text{ (este valor de la aceleración del émbolo a los } 0^{\circ}, \text{ fué tomado de la tabla correspondiente).}$$

La fuerza de inercia valdrá:

$$F = \frac{2.055}{9.81} \times 4580 = 960 \text{ kgs. aprox.}$$

Es decir que cada perno soporta 480 kgs.

Se supusieron los pernos de $3/8''$ (0.95 cm.) de diámetro. El diámetro de la sección neta (descontados los dientes de las cuerdas) será de 0.75 cm.

Se ha considerado que serán tornillos de máquina Standard.

El area neta del tornillo vales:

$$A = \frac{3.14 \times 0.75^2}{4} = 0.44 \text{ cm}^2.$$

La fatiga a la que trabajará el perno será:

$$f = \frac{480}{0.44} = 1090 \text{ kgs/cm}^2 \text{ aprox.}$$

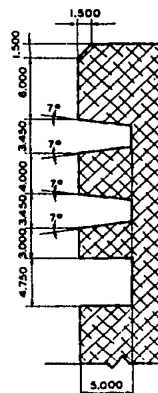
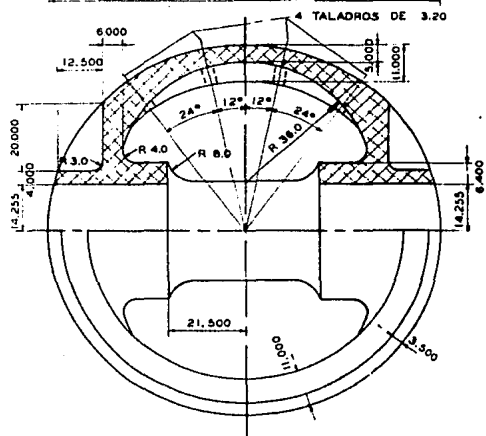
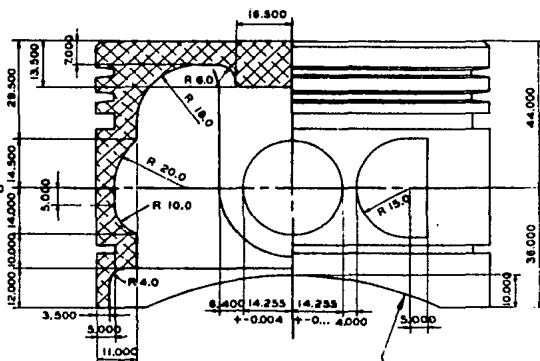
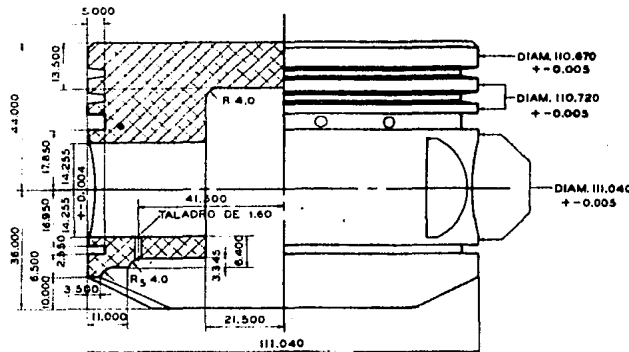
Si se considera para el perno una fatiga como la del acero-- de la biela, es decir de 5980 kgs/cm^2 . El coeficiente de seguri-- dad será: $\frac{5980}{1090} = 5.5$ aprox. Se recomienda no exceder en mucho -- una fatiga de 1000 kgs/cm^2 , para permitir el esfuerzo adicional -- del aprieto del tornillo y tener un margen de seguridad alto, pues el tornillo estará sujeto a esfuerzos dinámicos de magnitud muy va riable.

Los tornillos llevarán 16 hilos por pulgada de cuerda y tuer ca para chaveta, evitando así que se afloje esta.

Falta estimar el espesor de las dos portachumaceras de la -- biela. En este caso como en el perno del émbolo, deben de tener -- una sección lo suficientemente rígida para evitar deformaciones -- que ocasionen una mala distribución de la presión sobre el aceite, eliminando éste en algunos lugares y produciendo el desgaste de -- las chumaceras.

Se adoptó un espesor de 0.30 cm. para la portachumacera de -- el pie de la biela y uno de 0.50 cm para la de la cabeza de la big la. Se trazó la biela enlazando todas sus partes con curvas sua-- ves para evitar concentraciones de esfuerzos, logrando la continui dad de la pieza. Al sombrero de la biela se le añadió una nervadu ra para aumentar su rigidez.

Se necesitan chumaceras de bronce fosforoso para permitir el deslizamiento entre las dos piezas de acero, que si estuvieran en contacto directo, tendrían un rendimiento mecánico muy bajo, pues el coeficiente de fricción entre las mismas es muy alto aunque exista una buena lubricación. Las dos chumaceras tendrán un espesor de 0.20 cm. La del pie de la biela será de una pieza y tendrá un perno de retención. La de la cabeza de la biela será de dos partes, con unas pequeñas ranuras para la mejor distribución del aceite lubricante y unos sacados en los extremos de cada mitad, para evitar que se muevan en la biela. El bronce fosforoso tiene un peso por unidad de volumen de 0.00881 kg/cm³.



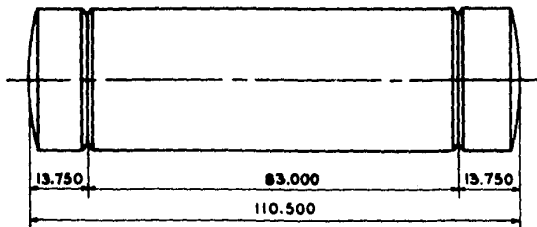
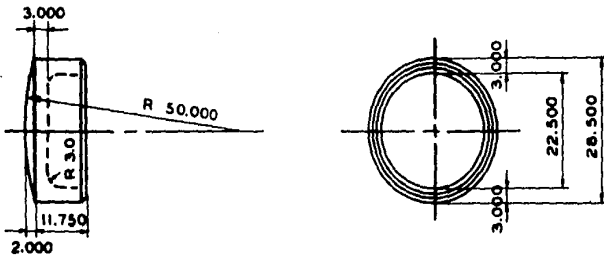
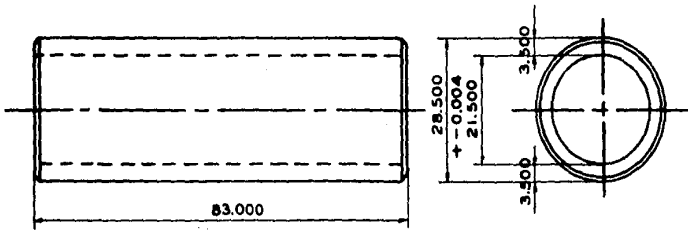
ESCALA 3:1

PROYECTO DE MOTOR

ESCALA 1:1
 EXCEPTO INDICADA
 ACOTACIONES EN:
 MM

EMBOLO

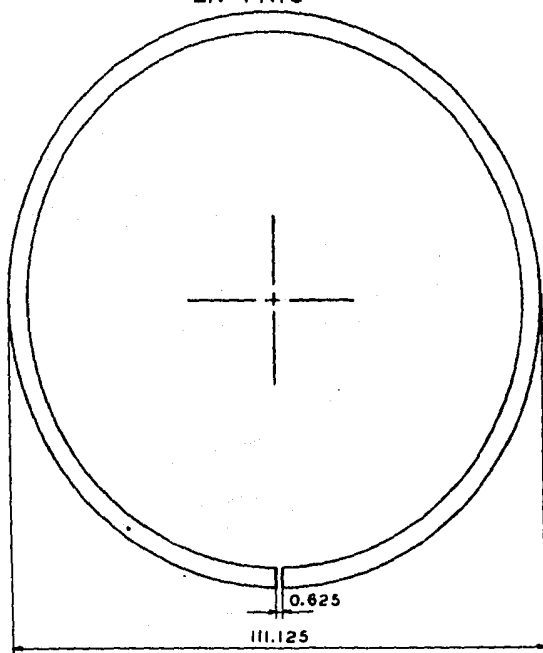
DIBUJO Nº I



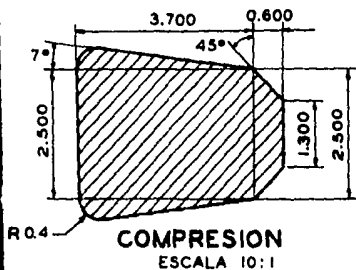
NOTA. - TODOS LOS BISELES SERAN
A 45° Y DE 1.000 POR LADO.

PROYECTO DE MOTOR	
ESCALA 1 : 1	PERNO
ACOTACIONES EN: MM.	
DIBUJO Nº II	

JUEGO DE TODOS LOS ANILLOS MONTADOS
EN FRIO

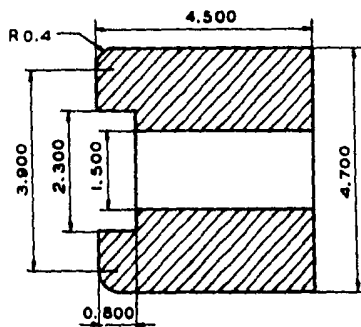


ESCALA 1:1



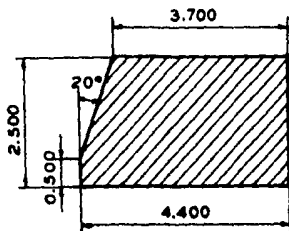
COMPRESION

ESCALA 10:1



REGULADOR

ESCALA 1:1



RASPADOR

ESCALA 10:1

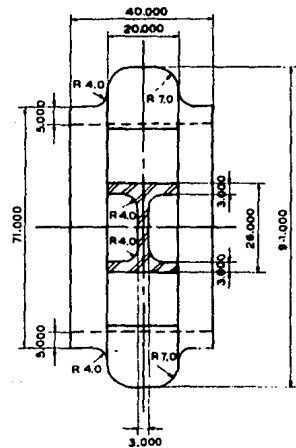
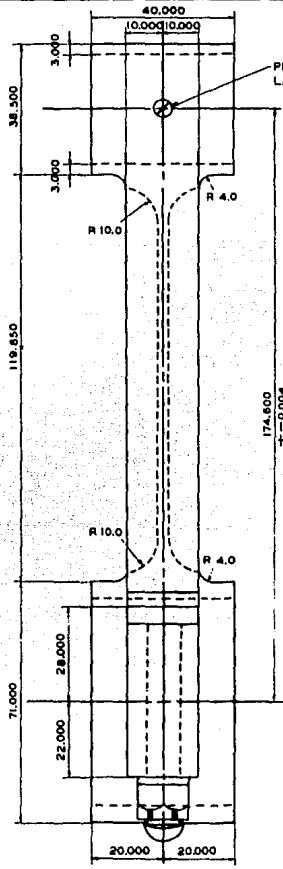
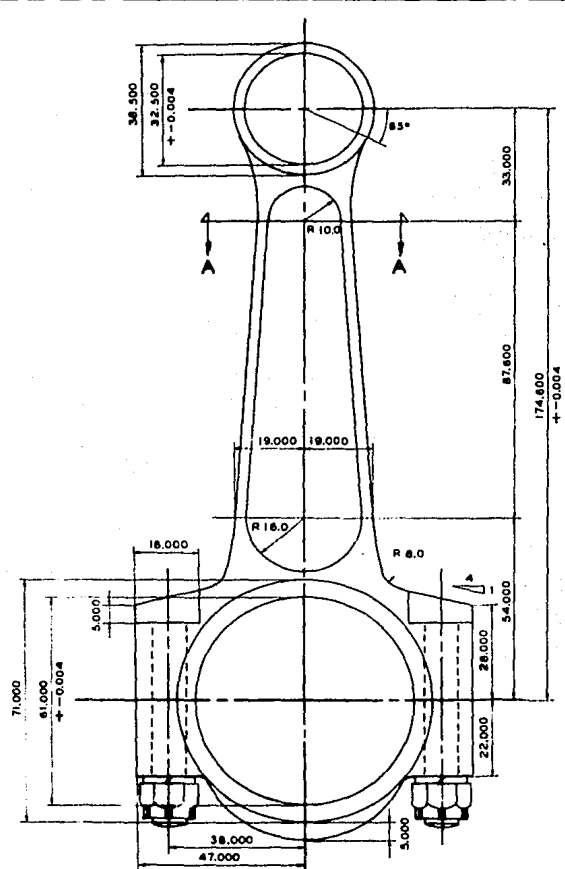
PROYECTO DE MOTOR

ESCALAS
INDICADAS

ACOTACIONES EN:
MM.

DIBUJO Nº III

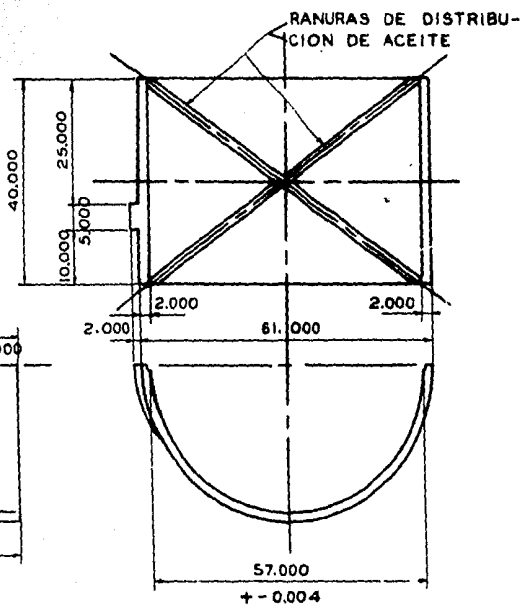
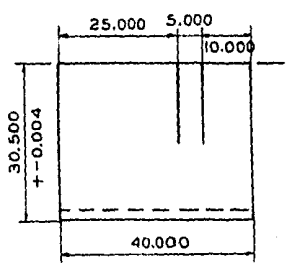
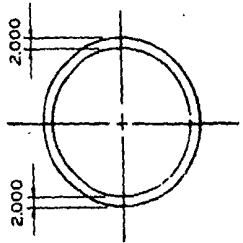
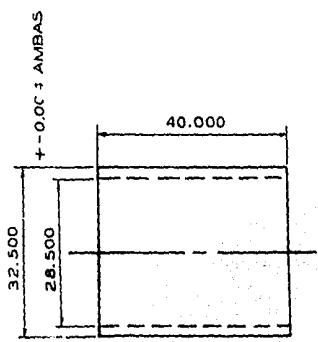
ANILLOS



CORTE A-A

NOTA—LOS PERNOS SON DE 9.50 MM. DE DIAMETRO CON 16 HILOS POR PLG. SE USARAN TUERCAS DE CHAVETA.

PROYECTO DE MOTOR	
ESCALA 1:1	BIELA
ACOTACIONES EN: MM.	
DIBUJO N° IV	



NOTA.- EN LAS PORTACHUMACERAS DE LAS BIELAS SE HARAN UNAS MUESCAS CORRESPONDIENTES A LAS ESPIGAS INDICADAS Y OPUESTAS EN LAS DOS MITADES.

PROYECTO DE MOTOR	
ESCALA 1:1	CHUMACERAS DE LA BIELA
ACOTACIONES EN: MM.	
DIBUJO Nº V	

ESTIMACION DE LOS PESOS DE LAS PIEZAS EN MOVIMIENTO ALTERNATIVO.

1).- **EMBOLC.-** Para calcular el peso del émbolo se supuso éste -- como un cilindro macizo y se restaron los huecos para tener el volumen real. El volumen del cilindro valdrá:

$$V = \frac{3.14 \times 11.11^2}{4} \times 8.00 = 775.14 \text{ cm}^3$$

Cálculo de los volúmenes negativos:

1).- **Chaflán superior:**

$$V = \frac{0.15^2}{2} \times 3.14 \times (11.11 - 2 \times \frac{2}{3} \times 0.15) \times 0.40 = 0.40 \text{ cm}^3.$$

2).- **Anillos de Compresión:**

$$V = 2 \left\{ \left[0.34 - 2 \times (0.50 \times 0.123) \right] \times 0.50 \times 3.14 \times (11.11 - 0.50) + \frac{2 \times 0.50 \times 0.123 \times 0.50}{2} \times 3.14 \times (11.11 - 2 \times \frac{2}{3} \times 0.50) \right\} = 9.81 \text{ cm}^3$$

3).- **Anillo Regulador:**

$$V = 0.48 \times 0.50 \times 3.14 \times (11.11 - 0.50) = 8.44 \text{ cm}^3.$$

4).- **Anillo Raspador:**

$$V = 0.26 \times 0.50 \times 3.14 \times (11.11 - 0.50) = 4.58 \text{ cm}^3.$$

5).- **Parte central entre los mamelones:**

$$V = 4.13 \times 4.30 \times 6.65 = 123.44 \text{ cm}^3.$$

6).- **Taladro para el perno:**

$$V = \frac{3.14 \times 2.85^2}{4} \times (11.11 - 2 \times 0.11 - 4.30) = 44.36 \text{ cm}^3.$$

7).- **Vacios a los lados de los mamelones:**

$$V = 4 \left[\frac{44.25}{360} \times \frac{3.14 \times 8.91^2}{4} - \frac{2.03 \times 2.06}{2} + \frac{1.63 \times 0.71}{2} + \frac{0.76 \times 0.40}{2} + \frac{3.14 \times 0.40^2}{4} \right] \times 7.30 = 190.87 \text{ cm}^3$$

A este valor debe restarse el volumen del enlace con el fondo que vale:

$$V = 0.215 \times 1.80^2 \times 3.14 \left[11.11 - 2(1.10 + 0.223 \times 1.80) \right] \frac{54}{360} \quad 4$$

$$V = 11.33 \text{ cm}^3.$$

El volumen efectivo de los vacíos valdrá:

$$V = 190.87 - 11.33 = 179.54 \text{ cm}^3.$$

8).- Enlace de la nervadura con el fondo:

$$V = 2 \left[\frac{0.60^2 \times 3.14}{4} \times 3.50 \right] = 2.07 \text{ cm}^3.$$

9).- Huecos exteriores a los lados del perno:

$$V = 2 \left\{ \left[3.00 \times 0.50 + \frac{3.14 \times 1.50^2}{2} \right] 1.40 - 0.215 \times 0.30^2 (1.50 - 0.223 \times 0.30) \frac{2 \times 3.14}{2} \right\} = 14.71 \text{ cm}^3.$$

10).- Sacado interiores en la pared a la altura del perno:

$$V = 2 \left[3.14 \times 2.002 \frac{45}{360} - \frac{1.40 \times 1.45}{2} + 0.60 \times 0.50 + \frac{68}{360} \right. \\ \left. 3.14 \times 1.00^2 - \frac{0.90 \times 0.40}{2} \right] \frac{2 \times 3.14}{2} \times 4.00 \frac{88.5}{360} = 8.50 \text{ cm}^3.$$

11).- Taladros para el aceite:

$$V = 8 \frac{3.14 \times 0.32^2}{4} \times 0.60 + 2 \frac{3.14 \times 0.16^2}{4} \times 0.97 = 0.44 \text{ cm}^3.$$

12).- Parte inferior de los mamelones:

$$V = 2 \left[(0.43 \times 2.06^2 + 1.54 \times 4.13) \times 2.07 \right] = 35.78 \text{ cm}^3$$

13).- Reducción del espesor de la pared en la parte inferior del-
émbolos:

$$V = \left[(11.10 - 2 \times 0.35)^2 - (11.10 - 2 \times 1.10)^2 \right] \times 0.785 \times 1.20$$

$$V = 28.83 \text{ cm}^3.$$

14).- Rebajes curvos en la parte inferior del émbolo:

La cuerda desarrollada vale:

$$C = \frac{100}{360} 3.14 (11.10 - 0.35) = 9.45 \text{ cm.}$$

$$V = 2 \left[\frac{47.8}{360} 3.14 \times 11.66^2 - \frac{9.45}{2} (11.66 - 1.00) \right] 0.35 = 4.74 \text{ cm}^3$$

Los siguientes enlaces deberán sumarse, para obtener el volúmen final del émbolo.

15).- Enlace de los mamelones a la nervadura:

$$V = 2 (0.215 \times 0.40^2 \times 3.40) = 0.24 \text{ cm}^3.$$

16).- Enlace entre diferencias de espesor de la pared en la parte inferior:

$$V = 0.215 \times 0.40^2 \left[11.11 - 2 (0.35 + 0.223 \times 0.40) \right] 3.14 = 0.97 \text{ cm}^3$$

17).- Enlace entre el mamelón y la pared en la parte inferior de este:

$$V = 2 \times 0.215 \times 0.40^2 \frac{3.14}{2} (4.13 + 2 \times 0.223 \times 0.40) = 0.41 \text{ cm}^3 .$$

Volúmen efectivo del émbolo:

$$\begin{aligned} V &= 775.14 + 0.24 + 0.97 + 0.41 - 0.40 - 9.81 - 8.44 - 4.58 - 123.44 \\ &- 44.36 - 190.87 + 11.33 - 2.07 - 14.71 - 8.50 - 0.44 - 35.78 - \\ &- 28.83 - 4.74 = 308 \text{ cm}^3 \text{ aproximadamente.} \end{aligned}$$

Entonces el émbolo pesará:

$$P = 0.0028 \times 308 = 0.862 \text{ kgs.}$$

II).- PERNO.- El volúmen del perno valdrá:

$$V = 0.785 (2.85^2 - 2.15^2) 8.30 = 22.97 \text{ cm}^3.$$

El peso del perno será:

$$P = 0.00788 \times 22.97 = 0.181 \text{ kgs.}$$

III).- TAPON DEL PERNO.- El volumen del tapón será de:

$$V = \frac{3.14 \times 2.85^2 \times 1.17}{4} - \frac{3.14 \times 2.25^2 \times 0.87}{4} + 3.14 \times 0.20^2 \\ (5.00 - 0.20/3) = 4.62 \text{ cm}^3.$$

Peso del tapón:

$$P = 0.0028 \times 4.62 = 0.013 \text{ kgs.}$$

IV).- ANILLOS:-

a).- Anillo de compresión:

Siendo el error muy pequeño se supondrá el C.G. de la sección a la mitad de su anchura.

El volumen valdrá:

$$V = \left[0.25 \times 0.37 + 2 \times 0.06^2/2 + 0.13 \times 0.06 + 2 \times 0.33 \times 0.04/2 \right. \\ \left. + 2 \times 3.14 \times 0.04^2/4 \right] 3.14 \times 10.68 = 4.02 \text{ cm}^3.$$

Peso de estos anillos:

$$P = 0.0078 \times 4.02 = 0.031 \text{ kgs.}$$

b).- Anillo Regulador:

Se supuso un 10%, mas, al area de la sección para tener en cuenta el separador. Entonces el volumen valdrá:

$$V = 2 \left[0.08^2 + 0.04^2 + 0.37 \times 0.16 + \frac{3.14 \times 0.04^2}{4} \right] 3.14 \times 10.66$$

$$V = (0.136 + 0.014) 3.14 \times 10.66 = 5.02 \text{ cm}^3$$

$$\text{Peso } P = 0.0078 \times 5.02 = 0.039 \text{ kgs.}$$

c).- Anillo Raspador:

$$V = (0.37 \times 0.25 + 0.05 \times 0.07 + 0.20 \times 0.07/2) 3.14 \times 10.67$$

$$V = 3.35 \text{ cm}^3$$

El peso valdrá:

$$P = 0.0078 \times 3.35 = 0.026 \text{ kgs.}$$

Procediendo en forma semejante se encontraron los volúmenes de: la parte superior de la biela 92.19 cm^3 . La chumacera del --- pie de biela 7.66 cm^3 . La mitad de la chumacera de la cabeza de la biela 7.41 cm^3 . Que multiplicados por sus pesos volumétricos respectivos dan los pesos siguientes: 0.726 kg. , 0.068 kg. 0.065 kg. respectivamente. Entonces la parte superior de la biela con sus chumaceras pesará 0.859 kg.

El volúmen del sombrero de la biela resultó de 37.73 cm^3 . y la otra mitad de la chumacera de la cabeza es de 7.41 cm^3 . Con pesos de 0.297 kg. y 0.065 kg. respectivamente. Entonces la parte inferior de la biela con su chumacera pesará 0.362 kg. y el peso total de la biela será de 1.221 kg.

Aprovechando que se tenían los volúmenes parciales se estimó la altura del centro de gravedad de la biela, tomando momentos de los volúmenes con respecto al centro de la chumacera del muñón del cigüeñal, se encontró que el centro de gravedad está a 4.73 cm. en cima del eje de la chumacera del muñón.

CALCULO DEL PAR DE INERCIA.

La fórmula del par de inercia es la misma que la del par de los gases, modificada como sigue:

$$I = \frac{Ma l}{2} \left(\text{Sen } \alpha + \frac{l/2L \cdot \text{Sen } \alpha \cdot \text{Cos } \alpha}{\sqrt{1 - l^2/4L^2 \text{ Sen}^2 \alpha}} \right)$$

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
α	a	Q	a · Q	0.00805 · a · Q = I
0	4582	0.000	0	00.0
10	4469	0.224	1001	-8.06
20	4138	0.437	1808	-14.55
30	3609	0.629	2270	-18.27
40	2918	0.791	2308	-18.58
50	2109	0.915	1930	-15.54
60	1246	0.998	1243	-10.01
70	387	1.039	402	-3.24
80	-410	1.038	-426	3.43
90	-1094	1.000	-1094	8.81
100	-1639	0.932	-1527	12.29
110	-2032	0.841	-1709	13.76
120	-2290	0.734	-1681	13.53
130	-2438	0.617	-1504	12.11
140	-2501	0.495	-1238	9.97
150	-2517	0.371	-934	7.52
160	-2510	0.246	-617	4.97
170	-2498	0.123	-307	2.47
180	-2492	0.000	0	0.00

En donde:

M = masa concentrada en el perno del émbolo,
a = Aceleración del émbolo.

Puesto que: $F = M \cdot a$, es
tos valores sustituyen a la fuerza producida por la presión de los gases.

$$I = \frac{0.156 \times 0.1032}{2} a \cdot Q$$

Los valores de "a" y de "Q" se tomaron de las tablas correspondientes.

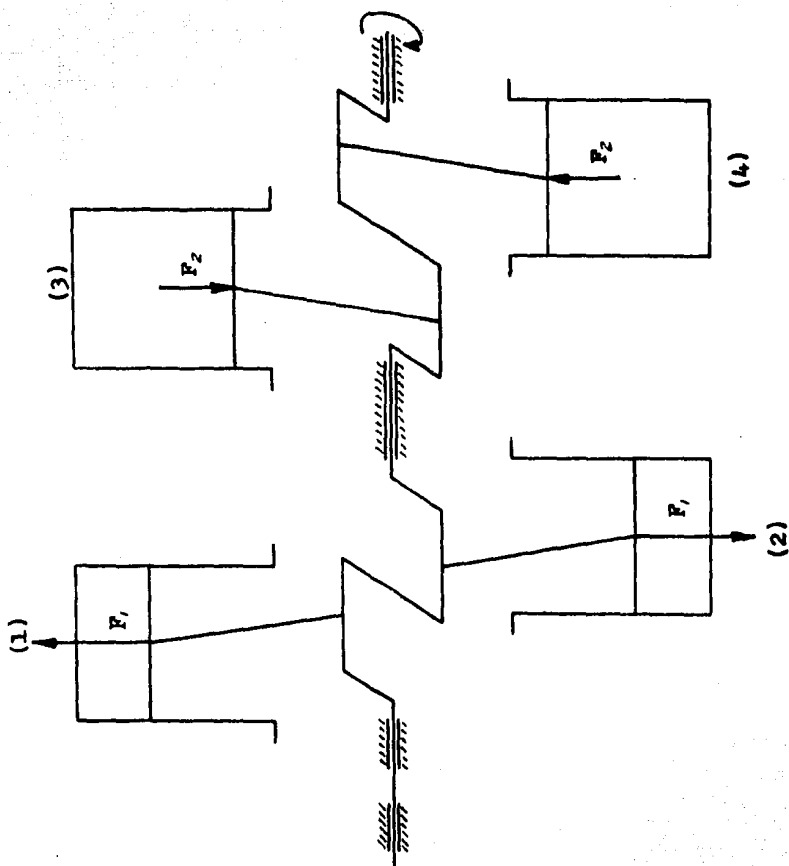
$$I = 0.00805 \cdot a \cdot Q$$

Los valores del par de inercia calculados en la hoja anterior, son para un cilindro independientemente y deben ser afectados por el par de corrección de la biela. Este par de corrección de la biela se debe a la suposición que se hizo de que la masa total de la biela se considera concentrada en dos puntos, uno de ellos en el muñón del cigüeñal y el otro en el perno del émbolo. -- Esta hipótesis da resultados exactos si se introduce un par de corrección. Lo que interesa es encontrar el par de inercia resultante de los cuatro émbolos y dada la posición de los cilindros en el motor, la resultante de los pares de corrección de las bielas es igual a "0"; entonces para encontrar el par de inercia resultante se puede despreciar el par de corrección.

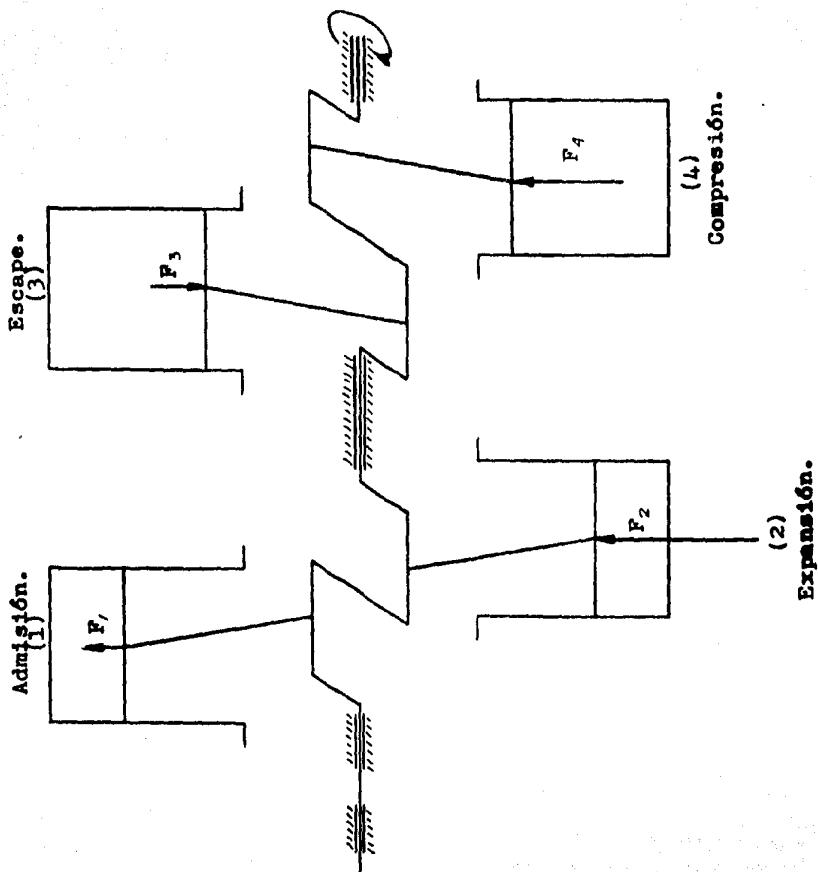
En la hoja siguiente está la tabla de cálculo del par de inercia resultante de los cuatro émbolos, de acuerdo con el croquis que aparece a continuación y dadas la forma del cigüeñal y la posición de los cilindros. Por otra parte en la tabla que está en la hoja No. 42, se tiene el par resultante de los gases; se puede por tanto calcular el par resultante de la inercia y los gases. Las curvas que representan a los pares de inercia, de los gases y el resultante, se repiten cada 180° de revolución del cigüeñal, por lo que es suficiente dibujarlas en una extensión de 180° .

CIGÜEÑAL.- Con la posición de los cilindros escogida, el número de éstos y el orden de encendido adoptado, para tener un cigüeñal de tres apoyos, la forma de éste deberá ser la siguiente:

FUERZAS DE INERCIA PRODUCIENDO EL PAR DE INERCIA DE LOS CUATRO EMOLOS SOBRE EL CIGUEÑAL.



FUERZAS PRODUCIDAS POR LOS GASES EN LOS CUATRO EMBOLOS Y
PAR DE LAS MISMAS SOBRE EL CIGUEÑAL.

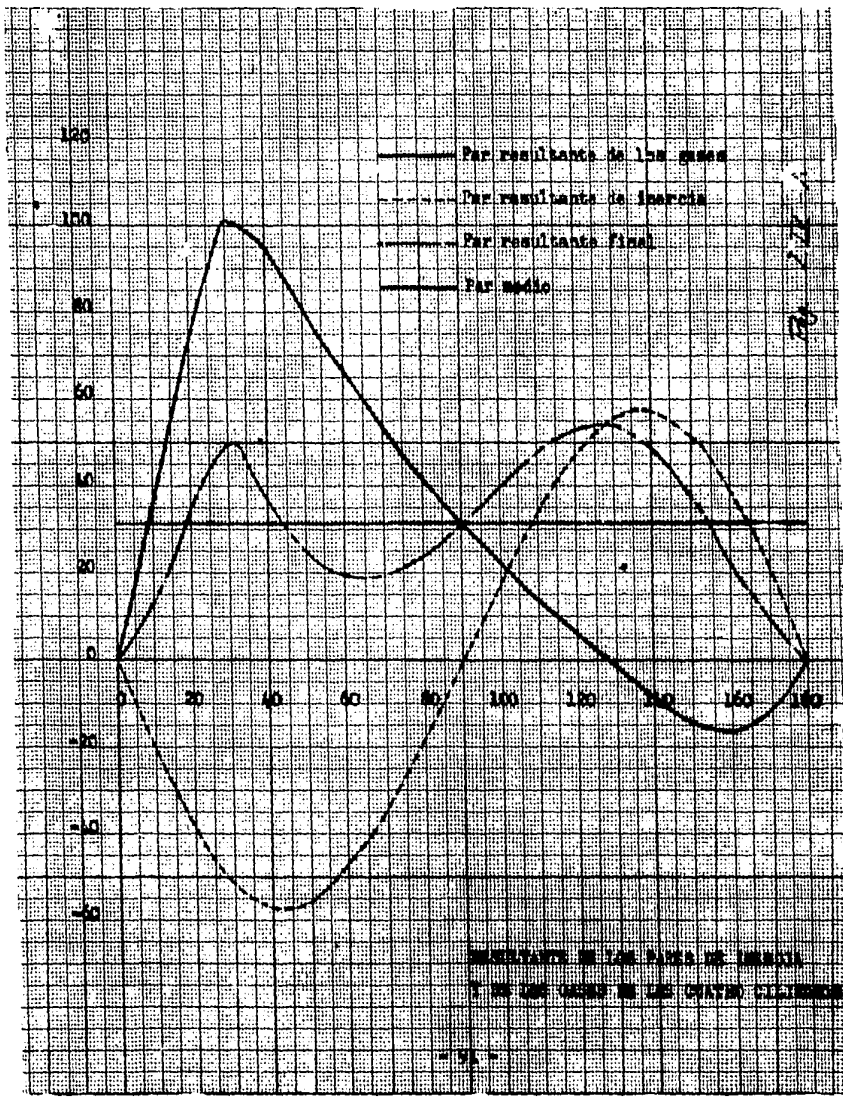


CALCULO DEL PAR RESULTANTE DE INERCIA DE LOS CUATRO
EMBOLOS.

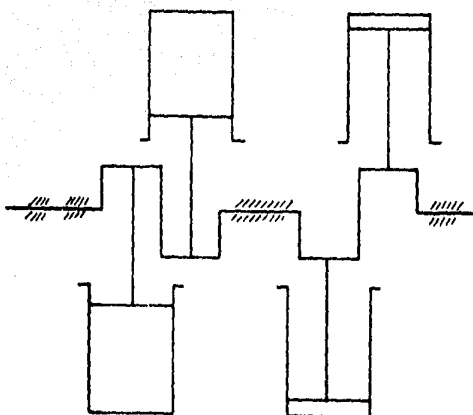
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
α En cil. ^o "	Cilindro (1)	Cilindro (2)	Cilindro (3)	Cilindro (4)	Par Resultante
0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
10	-8.06	-8.06	-2.47	-2.47	-21.06
20	-14.55	-14.55	-4.97	-4.97	-39.04
30	-18.27	-18.27	-7.52	-7.52	-51.58
40	-18.58	-18.58	-9.97	-9.97	-57.10
50	-15.54	-15.54	-12.11	-12.11	-55.30
60	-10.01	-10.01	-13.53	-13.53	-47.08
70	-3.24	-3.24	-13.76	-13.76	-34.00
80	3.43	3.43	-12.29	-12.29	-17.72
90	8.81	8.81	-8.81	-8.81	0.00
100	12.29	12.29	3.43	-3.43	17.72
110	13.76	13.76	3.24	3.24	34.00
120	13.53	13.53	10.01	10.01	47.08
130	12.11	12.11	15.54	15.54	55.30
140	9.97	9.97	18.58	18.58	57.10
150	7.52	7.52	18.27	18.27	51.58
160	4.97	4.97	14.55	14.55	39.04
170	2.47	2.47	8.06	8.06	21.06
180	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

CALCULO DEL PAR RESULTANTE DE LA INERCIA Y LOS GASES.

(1)	(2)	(3)	(4)
α	Par de los gases	Par de inercia	Par Σ resultante
0	0.00	0.00	0.00
10	34.94	-21.06	13.88
20	73.88	-39.04	34.84
30	101.05	-51.58	49.47
40	94.20	-57.10	37.10
50	80.22	-55.30	24.92
60	66.63	-47.08	19.55
70	53.30	-34.00	19.30
80	41.55	-17.72	23.83
90	31.30	0.00	31.30
100	22.07	17.72	39.79
110	13.78	34.00	47.78
120	5.91	47.08	52.99
130	-1.41	55.30	53.89
140	-8.59	57.10	48.51
150	-14.41	51.58	37.17
160	-16.43	39.04	22.61
170	-11.32	21.06	9.74
180	0.00	0.00	0.00



RESULTANTE DE LOS PARAS DE INERCIA
 Y DE LOS GASES DE LOS CILINDROS



Se tienen determinados ya los diámetros de los muñones de biela, que serán de 5.70 cm. y la longitud libre necesaria para el acomodamiento de la biela que será de $4.00 + 0.50 = 4.50$ cm., dejando un juego lateral entre la biela y el cigüeñal de 0.25 cm., de cada lado. Por la forma irregular del cigüeñal según su eje longitudinal, el eje neutro se acerca a las esquinas de los brazos de los muñones, para evitar concentraciones de esfuerzos muy peligrosos en éstas zonas se recomienda hacer una curva de enlace de radio igual a la décima parte del radio del muñón o del apoyo. Las chumaceras de los apoyos se harán de 0.30 cm. de espesor. Se harán los diámetros de los apoyos iguales a los diámetros de los muñones.

Con objeto de aligerar el cigüeñal, se harán unas perforaciones en los muñones de las bielas.

Para disminuir las concentraciones de esfuerzos se harán ex-
céntricas, hacia afuera, las perforaciones de los muñones de biela,
en un 5% del diámetro exterior del muñón. Para disminuir peso tam-
bién se harán unos chaflanes en los brazos de los muñones y cerca-
de éstos, pues en realidad este material casi no trabaja.

Determinadas las características del cigüeñal arriba indica--
das, se puede proceder a la revisión de sus diversas secciones des-
de el punto de vista estructural.

El material usado para cigüeñales es de la mejor calidad, se
usará para este motor: acero de crisol semi-duro, al cromo-niquel-
con un análisis aproximado como el que sigue:

Carbón.....	0.20 a 0.35 %
Manganeso.....	0.20 a 0.50 %
Fósforo.....	0.03 % máximo
Azufre.....	0.03 % máximo
Silicio.....	0.20 a 0.30 %
Niquel.....	2.50 a 3.00 %
Cromo.....	0.50 a 0.70 %

Este material deberá ser templado al aceite a una temperatu-
ra de 850° a 900° C y revenido a 650°. Las características mecá-
nicas de la aleación son las siguientes:

Fatiga de ruptura a la tensión 8000 a 9000 kg/cm².

Alargamiento 12 %

Módulo de elasticidad 2,039.000 kg/cm²

El cálculo estructural del cigüeñal se puede hacer por un --
método aproximado (para hacerlo exactamente sería necesario usar --
las fórmulas de la energía con el teorema de Castigliano o el méto-
do de los tres momentos) a condición de usar como fatigas de traba

jo, para cada elemento, las indicadas en el cuadro siguiente, en las que se tiene en cuenta la aproximación relativa del método y que se han fijado después de muchas experiencias y observando los resultados obtenidos.

TIPO DE CIGUEÑAL	PRIMERA POSICION CRITICA									
	Muñón		Brazo		Apoyo					
	Media	Máxima	Media	Máxima	Media	Máxima				
n codos n+1 apoyos	1000	1500	1200	1400	400	600				
n codos n/2+1 apoyos	1600	2400	1300	1500	800	1300				
	SEGUNDA POSICION CRITICA									
	Muñón		Brazo						Apoyo	
			Mitad del Lado Mayor		Mitad del Lado Menor		Angulo en una Sección			
	Media	Máxima	Media	Máxima	Media	Máxima	Media	Máxima	Media	Máxima
n codos n+1 apoyos	1200	1700	1200	1400	900	1300	1600	1900	900	1200
n codos n/2+1 apoyos	1600	2400	1400	1700	1200	1800	1700	1900	1100	1200

Todos los esfuerzos estan dados en Kg./cm²

El cigüeñal considerado corresponde al segundo grupo, tiene cuatro codos (el motor es de cuatro cilindros) y $4/2 + 1 = 3$ apoyos.

Revisión durante la primera posición crítica.- La primera posición crítica para el cigüeñal es cuando el ángulo $\alpha = 0^\circ$, es decir que se encuentra el émbolo en el punto muerto superior, obrando sobre las piezas en movimiento la presión de explosión de los gases.

Se supondrá el cigüeñal formado por dos partes discontinuas, cada una de ellas con apoyos libres en las chumaceras de apoyo y-- se considerará cargando sobre el árbol un solo cilindro que se encontrará en la etapa de explosión, despreciando el efecto de los otros tres cilindros que se encontrarán en las demás etapas del -- ciclo.

Como para los demás elementos del motor, se considerará en su totalidad el efecto de la presión de los gases, despreciando la inercia que como se sabe tiende a disminuir la fuerza originada por -- los gases. Esta fuerza originada por los gases fué calculada con anterioridad y es igual a $F = 3440$ kgs., esta fuerza se considerará concentrada en el centro del muñón de biela.

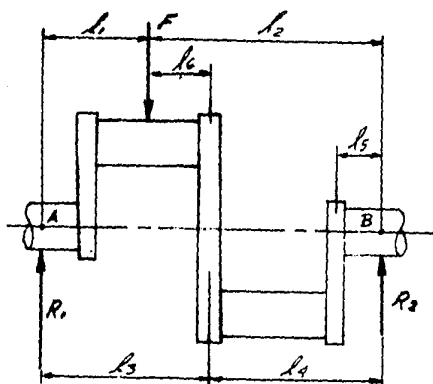
Las reacciones sobre las chumaceras de los apoyos adyacentes serán de:

Tomando momentos con respecto a "A" y a "B" se tiene que:

$$\frac{R_1}{l_2} = \frac{R_2}{l_1} = \frac{F}{l_1 + l_2}$$

El momento flexionante es máximo bajo la carga "F" y vale:

$$M_{\text{Max}} = \frac{F l_2 l_1}{l_1 + l_2}$$



Para determinar las distancias " l_1 " y " l_2 " es necesario conocer la longitud de los apoyos y el espesor de los brazos. Para calcular los brazos es necesario conocer esas distancias también, es necesario por tanto suponerlas y revisar después. --

Para estimar las dimensiones de los brazos se tendrá en cuenta que el ancho mínimo deberá ser de 1.20 veces el diámetro del muñón, -- puesto que se tiene una curva de enlace circular alrededor del muñón de 0.10 el diámetro del mismo. El espesor se supondrá comprendido entre el 0.20 y el 0.25 del diámetro del cilindro. Según esto las dimensiones de los brazos de los muñones serán de:

Ancho: $1.20 \times 5.70 = 6.85$ cm. aprox., se tomará 7.30 cm.

Espesor: $0.22 \times 11.11 = 2.40$ cm. aprox., La relación del ancho al espesor del brazo debe encontrarse entre 2 y 5, con un valor medio de 3.5. En este caso, la relación es de $7.30/2.40=3.04$.

Se supondrá por otro lado que la longitud de los apoyos del cigüeñal será igual que la de los muñones de biela. La longitud total de los muñones de biela será de: $4.00+2 \times 0.25+5.70 \times 0.10 \times 2$, -- igual entonces a 5.70 cm. aprox.

Considerando que el brazo central deberá ser mas robusto que

los otros y suponiendo que el ancho es el mismo y que el espesor--
sea 20 % mayor que el de los otros brazos, sus dimensiones serán:

Ancho: 7.30 cm.

Espesor 1.20 x 2.40 = 2.90 cm. aprox.

Con esto se tendrá que:

$$l_1 = 5.70 + 2.40 = 8.10 \text{ cm.}$$

$$l_2 = 5.70 \times 2 + 2.40 + 2.90 = 16.70 \text{ cm.}$$

$$l_3 = l_4 = \frac{8.10 + 16.70}{2} = 12.40 \text{ cm.}$$

$$l_5 = 4.05 \text{ cm.}$$

$$l_6 = 4.30 \text{ cm.}$$

$$R_1 = \frac{F l_2}{l_1 + l_2} = \frac{3440 \times 16.70}{24.80} = 2320 \text{ kgs.}$$

$$R_2 = \frac{F l_1}{l_1 + l_2} = \frac{3440 \times 8.10}{24.80} = 1120 \text{ kgs.}$$

Los momentos en los brazos serán entonces:

$$M_{B1\text{Max}} = 2320 \times 4.05 = 9400 \text{ kg.cm.}$$

$$M_{B2} = 1120 \times 12.40 = 13870 \text{ kg.cm.}$$

Los módulos de sección de los brazos valen:

$$s_1 = \frac{7.30 \times 2.40^2}{6} = 7.02 \text{ cm}^3.$$

$$s_2 = \frac{7.30 \times 2.90^2}{6} = 10.20 \text{ cm}^3.$$

La fatiga a la que trabajan los brazos será:

$$f_1 = \frac{9400}{7.02} = 1340 \text{ kg/cm}^2.$$

$$f_2 = \frac{13870}{10.20} = 1360 \text{ kg/cm}^2.$$

De acuerdo con la tabla, el valor medio de la fatiga de trabajo en este caso es de 1300 kg/cm². y no debe pasar de 1500kg/cm². se pueden aceptar por tanto las dimensiones escogidas.

El momento flexionante máximo en el muñón de la biela vales:

$$M_M = 2320 \times 8.10 = 18800 \text{ kg.cm.}$$

El diámetro interior del muñón se supondrá por el momento de 0.75 del diámetro exterior y valdrá por tantos:

$$D_1 = 0.75 \times 5.70 = 4.30 \text{ cm. aprox.}$$

El módulo de sección del muñón será:

$$S_M = 0.10 \frac{d^4 - d_1^4}{d} \text{ aprox.} = \frac{0.10 (5.70^4 - 4.30^4)}{5.70}$$

$S_M = 12.52 \text{ cm}^3$. La fatiga será entonces:

$$f = \frac{18800}{12.52} = 1500 \text{ kg/cm}^2. \text{ aprox.}$$

Según la tabla el valor medio es de 1600 kg./cm². y el máximo de 2400 kg/cm². Por el momento se conservará este diámetro interior para poder comparar con los resultados de la segunda condición crítica.

Segunda posición crítica.- Como se trata de un motor de -- cuatro cilindros, el par producido por un cilindro sobre el cigüeñal, cuando éste cilindro se encuentra en la carrera de expansión es algo mayor que el producido por los otros tres cilindros, en los

que setienen las otras etapas del ciclo. Por tanto para revisar el cigüeñal en su segunda condición crítica, es suficiente considerar obrando sobre el mismo, un solo cilindro.

Se vió con anterioridad que el par máximo, durante la carrera de expansión ocurre a los 34° de rotación del cigüeñal y - su valor es de 106.10 Kg.m.

$$T = \frac{106.10}{0.05 \times 16} = 2056 \text{ kgs.}$$

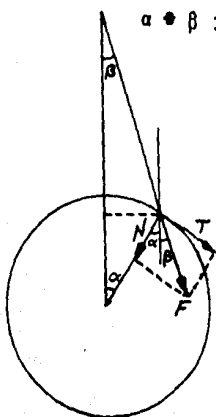
$$N = \frac{T}{\text{tg.} (\alpha + \beta)} \quad \alpha = 34^\circ$$

$$\text{Sen } \beta = \frac{L}{2 \lambda} \quad \text{Sen } \alpha = \frac{10.32}{2 \times 17.46} = 0.5592$$

$$\text{Sen } \beta = 0.16526 \quad \beta = 9^\circ 31'$$

$$\alpha + \beta = 43^\circ 31'$$

$$N = \frac{2056}{0.9495} = 2165 \text{ kg.}$$



Estas fuerzas "T" y "N" que producirán torsión y flexión respectivamente en el cigüeñal, se considerarán aplicadas en la mitad del muñón, como en el primer caso crítico.

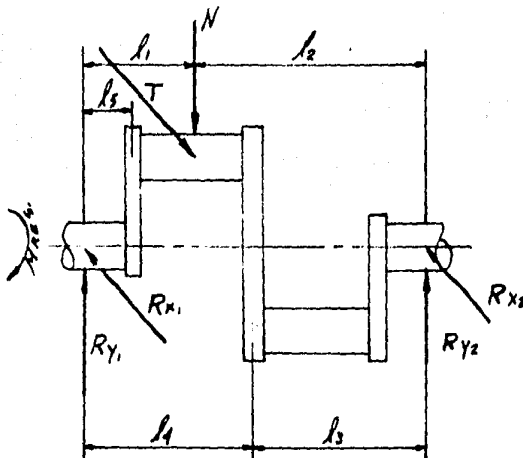
Como en el caso anterior las reacciones valen:

$$R_{y1} = \frac{N \cdot l_2}{l_1 + l_2} = \frac{2165 \times 16.70}{24.80} = 1460 \text{ kgs.}$$

$$R_{y2} = \frac{N \cdot l_1}{l_1 + l_2} = \frac{2165 \times 8.10}{24.80} = 705 \text{ kgs.}$$

$$R_{x1} = \frac{T \cdot l_2}{l_1 + l_2} = \frac{2056 \times 16.70}{24.80} = 1380 \text{ kgs.}$$

$$R_{x2} = \frac{T \cdot l_1}{l_1 + l_2} = \frac{2056 \times 8.10}{24.80} = 676 \text{ kgs.}$$



Momento flexionante en el muñón de la biela:

$$M_1 = 705 \times 16.70 = 11780 \text{ Kg.cm.}$$

$$M_2 = 676 \times 16.70 = 11270 \text{ Kg.cm.}$$

El momento resultante de estos dos momentos componentes -- será:

$$M_R = \sqrt{11780^2 + 11270^2} = 16303 \text{ kg.cm.}$$

Momento de torsión.- Si se supone que la hélice queda -- del lado izquierdo del croquis anterior, se tendrá el momento resistente indicado en el dibujo. Entonces el momento de torsión será igual a:

$$M_T = M_{RES} = R_{x1} r = R_{x2} r$$

El momento resistente es igual en magnitud al momento motor y de sentido contrario. Entonces:

$$M_T = T \cdot r - R_{x1} ; r = T \cdot r - r \frac{T l_2}{l_1 + l_2}$$

$$M_T = r \left(T - \frac{T l_2}{l_1 + l_2} \right) = r \frac{T l_1}{l_1 + l_2} = R_{x2} r$$

En este caso:

$$M_T = \frac{5.16 \times 2056 \times 8.10}{24.80} = 3488 \text{ kg.cm.}$$

La fatiga producida en la sección por este par de torsión, está dada por la fórmula: $f = \frac{T \cdot c}{J}$ En donde;

T = momento de torsión.

c = radio exterior de la sección.

J = momento polar de inercia.

Para sección de anillo circular, el momento polar de inercia es:

$$J = \frac{\pi}{32} (d^4 - d_1^4) = \frac{3.142}{32} (5.70^4 - 4.30^4) = 70.02 \text{ cm}^4$$

La fatiga será entonces:

$$f = \frac{3488 \times 2.85}{70 \cdot 07} = 143 \text{ kg/cm}^2$$

La fatiga producida en la sección por el momento flexionante de 16303 Kg.cm. valdrá:

$$f = \frac{16303 \times 2.85}{3501} = 1328 \text{ kg./cm}^2.$$

La flexión y la torsión obran al mismo tiempo, la fatiga máxima producida en la sección por ambas será de:

$$f' = 664 + 0.5 \sqrt{1328^2 + 4 \times 143^2}$$

$$f' = 1343 \text{ kg./cm}^2 \text{ O.K.}$$

Brazos. - Momentos flexionantes en el brazo menor:

$$M_1 = 1460 \times 4.05 = 5913 \text{ kg.cm.}$$

$$M_2 = 1380 \times 5.16 = 7121 \text{ kg.cm.}$$

Las fatigas correspondientes serán de:

$$\text{—} \quad f_1 = \frac{5913 \times 1.20}{\frac{7.30 \times 2.40}{12}} = 846 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\text{||} \quad f_2 = \frac{7121 \times 3.65}{\frac{2.40 \times 7.30}{12}} = 334 \text{ kg/cm}^2.$$

La fatiga producida por la torsión está dada por las siguientes fórmulas:

$$f_{s1} = \frac{4.5 M_T}{b h^2} \quad (\text{mitad del lado mayor})$$

$$f_{s2} = \frac{4.5 M_T}{b^2 h} \quad (\text{mitad del lado menor})$$

El momento de torsión vale:

$$M_T = 1380 \times 4.05 = 5589 \text{ kg.cm.}$$

Entonces las fatigas serán:

$$f_{s1} = \frac{4.5 \times 5589}{7.30 \times 2.40^2} = 598 \text{ kg/cm}^2.$$

$$f_{s2} = \frac{4.5 \times 5589}{7.30^2 \times 2.40} = 197 \text{ kg/cm}^2.$$

Combinación de los esfuerzos.- A la mitad del lado mayor en donde se tiene una fatiga de torsión de 598 kg./cm²., la fatiga de flexión producida por la fuerza tangencial es nula, por tratarse del plano que pasa por la fibra neutra, obrando solamente la fatiga de 846 kg/cm². Entonces la fatiga máxima será:

$$f' = \frac{f_f}{2} + 0.5 \sqrt{f_f^2 + 4 f_T^2}$$

$$f' = 0.5 \times 846 + 0.5 \sqrt{846^2 + 4 \times 598^2}$$

$f' = 1156 \text{ kg.cm}^2$. El valor medio permitido para este caso es -- 1400 kg./cm². O.k.

Mitad del lado menor.- Fatiga de torsión 197 kg./cm²., por la razón indicada en el párrafo anterior, la fatiga de flexión producida por la fuerza radial es nula, la fatiga máxima -- valdrá:

$$f' = 0.5 \times 334 + 0.5 \sqrt{334^2 + 4 \times 197^2} = 425 \text{ kg./cm}^2$$

El valor medio usual es de 1200 kg/cm².

En uno de los vértices o esquinas de la sección del brazo:-

El esfuerzo cortante por torsión es nulo y las fatigas producidas por los dos momentos flexionantes se suman. Entonces la fatiga máxima valdrá:

$f' = 846 + 334 = 1180 \text{ kg./cm}^2$. Se permiten 1700 kg./cm^2 . - como valor medio de la fatiga.

Momentos flexionantes en el brazo mayor.

$$M_1 = 705 \times 12.40 = 8742 \text{ kg.cm.}$$

$$M_2 = 676 \times 5.16 = 3488 \text{ kg.cm.}$$

Las fatigas correspondientes serán:

$$\text{---} \quad f_1 = \frac{8742 \times 1.45}{\frac{7.30 \times 2.903}{12}} = 854 \text{ kg./cm}^2$$

$$\text{||} \quad f_2 = \frac{3488 \times 3.65}{\frac{7.303 \times 2.90}{12}} = 135 \text{ kg/cm}^2.$$

El momento de torsión vale: $M_T = 676 \times 12.40 = 8382 \text{ kg.cm.}$

Las fatigas producidas por el momento de torsión valen:

Para la mitad del lado mayor:

$$f_{s1} = \frac{4.5 \times 8382}{7.30 \times 2.90^2} = 614 \text{ kg./cm}^2.$$

Para la mitad del lado menor.

$$f_{s2} = \frac{4.5 \times 8382}{7.30^2 \times 2.90} = 244 \text{ kg./cm}^2.$$

Con las consideraciones hechas al tratar del brazo menor,--
las fatigas máximas serán de:

Mitad del lado mayor:

$f' = 0.5 \times 854 + 0.5 \sqrt{854^2 + 4 \times 614^2} = 1175 \text{ kg./cm}^2$. El valor medio es de 1400 kg./cm².

Mitad del lado menor:

$f' = 0.5 \times 135 + 0.5 \sqrt{135^2 + 4 \times 244^2} = 321 \text{ kg./cm}^2$. O.k.

En las esquinas:

$f' = 854 + 135 = 989 \text{ kg./cm}^2$. O.K.

Como se ha visto en todos los elementos del cigüeñal estudiados, domina la primera condición crítica. Se ha dejado para lo último la revisión de los apoyos, que se encuentra a continuación.

De acuerdo con la primera condición crítica, el momento vale:

$M = 18800 \text{ kg.cm}$. (se supone igual al del muñón de biela).

Como conviene darle al cigüeñal una gran rigidez, la fatiga que se permite para los apoyos es menor que la usada para los muñones de biela, por tanto se considerará la sección maciza. El módulo de sección de una pieza circular vale:

$S = 0.10 d^3$ aprox., Entonces $S = 0.10 \times 5.70^3 = 18.52 \text{ cm}^3$.

La fatiga será entonces:

$f = \frac{18800}{18.52} = 1015 \text{ kg./cm}^2$. El valor medio aceptable es de

800 kg./cm²., pero como el máximo es 1300 kg./cm²., se dejará la sección como está.

De acuerdo con la segunda condición crítica, el momento máximo resultante es menor que el dado en la primera condición crítica por lo que no es necesario revisar la sección para ese caso.

Como se dijo antes conviene hacer las perforaciones de los muñones de biela excéntricas, esta excentricidad se dará en beneficio de la sección de trabajo; es decir, disminuyendo el diámetro de la perforación que se obtuvo por el cálculo. Entonces:

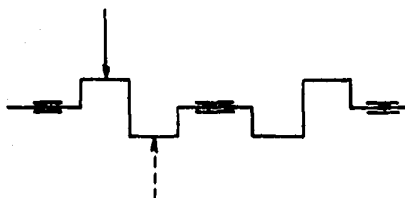
$$\text{Excentricidad: } e = 0.05 \times 5.70 = 0.30 \text{ cm. aprox.}$$

El diámetro que se había obtenido para la perforación era de 4.30 cm. y el radio por tanto 2.15 cm., como el centro se desaloja en 0.30 cm. hacia arriba, el radio se reduce en 0.30 cm. también y valdrá entonces: $2.15 - 0.30 = 1.85$ cm. y entonces el diámetro de la perforación quedará de 3.70 cm.

El método usado para revisar el cigüeñal, al calcular los momentos, es conservador, puesto que se supone formado por dos partes discontinuas y por tanto las reacciones obtenidas no son las que se tendrán en realidad. La reacción izquierda está exagerada, en cambio la derecha es menor que la real (esto es suponiendo que la otra mitad del cigüeñal se encuentra a la derecha). Las reacciones reales se calcularán a continuación. Primer caso con la fuerza debida a los gases obrando en el codo.No. 1:

Si se supone al cigüeñal formado de dos partes cada una de

ellas apoyada libremente en un lado y empotrada en el otro, que sería el apoyo central (2). Las reacciones para el primer caso valdrían:



$$R_1 = 0.5275 \times 3440 = 1815 \text{ kgs.}$$

$$R_2 = 0.4725 \times 3440 = 1625 \text{ kgs.}$$

$M_2 = 3.6180 \times 3440 = 12446 \text{ kg.cm.}$ (momento en el empotramiento). Como a continuación del apoyo (2) se encuentra la otra parte del cigüeñal, el momento de empotramiento se transforma en unas fuerzas que corrigen las reacciones en los apoyos (2) y (3).

Corrección de las reacciones.

$$\frac{12446}{24.80} = 502 \text{ kgs.}$$

Las reacciones reales serán:

$$R_1 = 1815 \text{ kgs.}$$

$$R_2 = 1625 + 502 = 2127 \text{ kgs.}$$

$$R_3 = -502 \text{ kgs.}$$

Segundo caso con la fuerza debida a los gases obrando en el codo No. 2. Procediendo en la misma forma del caso anterior, se tiene que:

$$R_1 = 0.1426 \times 3440 = 491 \text{ kgs.}$$

$$R_2 = 0.8574 \times 3440 = 2949 \text{ kgs.}$$

$$M_2 = 4.5637 \times 3440 = 15699 \text{ kgs.cm.}$$

Corrección:

$$\frac{15699}{24.80} = 633 \text{ kgs.}$$

Las reacciones reales serán en este caso:

$$R_1 = 491 \text{ kgs.}$$

$$R_2 = 2949 + 633 = 3582 \text{ kgs.}$$

$$R_3 = -633 \text{ kgs.}$$

Longitudes de los apoyos.

Apoyo central.- Considerando una presión sobre el aceite de 100 kg./cm². y siendo 3580 la reacción real máxima para este apoyo, si su diámetro es el mismo que el de los muñones de biela, la longitud de apoyo necesaria será:

$$\frac{3580}{100 \times 5.70} = 6.28 \text{ cm. aprox.}$$

Se tomará una longitud de apoyo de 6.30 cm., la longitud total del muñón será: $6.30 + 2 \times 0.25 + 5.70 \times 0.10 \times 2 = 8.00$ cm.- aproximadamente. Esto da una diferencia de 2.30 cm. con respecto a la longitud supuesta para el apoyo en el cálculo; es decir - que las longitudes: l_1 , l_2 , l_3 etc. tienen una diferencia de -- 1.15 cm. Sin embargo no es necesario repetir la revisión ya que la diferencia es pequeña y se han considerado para el cálculo las fatigas medias y no las máximas permitidas.

Apoyos extremos.- Las longitudes mínimas de los apoyos ex

tremos, teniendo una reacción máxima real de 1815 kg., deberán-- ser de:

$$\frac{1815}{70 \times 5.70} = 4.55 \text{ cm. (tomando una presión sobre el aceite - de } 70 \text{ kg/cm}^2\text{.)}$$

Las dimensiones definitivas del cigüeñal aparecen en el di bujo respectivo así como los chaflanes para aligerar que se le -- hicieron.

EQUILIBRADO DEL MOTOR.- El motor de cilindros opuestos y en particular el de cuatro cilindros, se encuentra en muy buenas condiciones desde el punto de vista del equilibrado. En los cro quis que se han hecho del cigüeñal se han indicado las fuerzas de inercia. Con la colocación de los cilindros del motor, la resultante de las fuerzas de inercia vale "0", así como la resultante de los momentos correctos de inercia de las bielas. Esto se debe a que los cilindros (1) y (2) por una parte y los cilindros -- (3) y (4) por otra tienen en cada posición del cigüeñal fuerzas de inercia iguales en magnitud y de sentido contrario, pero que no son colineales; esto produce un par, que es igual a la fuerza de inercia en uno u otro caso, por la distancia centro a centro de los muñones de las bielas. Estos pares no son iguales, pues los valores de la aceleración del émbolo, obrando sobre las masas consideradas concentradas en el eje del perno, no son las mismas de 0° a 90° que de 90° a 180°; siendo mayores durante la primera-

CALCULO DEL PAR DE INERCIA EN DESEQUILIBRIO.

$$M = 0.156 \text{ kg} \cdot \text{seg}^2/\text{m}.$$

$$b = 0.086 \text{ m}.$$

$$\text{Par} = M \cdot b \cdot \sum a_e = 0.01342 \cdot \sum a_e \text{ kg} \cdot \text{m}.$$

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
Cilindros (3) y (4)		Cilindros (1) y (2)		Suma $\sum a_e$ Algebra	0.01342 (5) = Par
α°	a_e	α°	a_e		
0	4582	180	-2492	2090	28.0
10	4469	190	-2498	1971	26.4
20	4138	200	-2510	1628	21.8
30	3609	210	-2517	1092	14.6
40	2918	220	-2501	417	5.6
50	2109	230	-2438	-329	-4.4
60	1246	240	-2290	-1044	-14.0
70	387	250	-2032	-1645	-22.1
80	-410	260	-1639	-2049	-27.5
90	-1094	270	-1094	-2188	-29.4
100	-1639	280	-410	-2049	-27.5
110	-2032	290	387	-1645	-22.1
120	-2290	300	1246	-1044	-14.0
130	-2438	310	2109	-329	-4.4
140	-2501	320	2918	417	5.6
150	-2517	330	3609	1092	14.6
160	-2510	340	4138	1628	21.8
170	-2498	350	4469	1971	26.4
180	-2492	360	4582	2090	28.0

Signos del momento resultante: \curvearrowright + \curvearrowleft -

media revolución. Entonces a cada posición del cigüeñal existe un momento que obra sobre el mismo y cuyo valor es: $M = (F_1 - F_2)b$; siendo "b" la distancia centro a centro de los muñones de biela inmediatos y " F_1 " y " F_2 " las fuerzas de inercia de los émbolos (1) y (3) ó (2) y (4) según el caso que se considere. Los valores de éste momento desequilibrado se calcularon en la tabla de la hoja anterior y se trazó la curva correspondiente. Como se verá los valores máximos de estos momentos son positiva y negativamente: 28.0 y 29.4 kg.cm., que comparados con las fuerzas de inercia que se tienen en otros motores y que es necesario equilibrar, resultan prácticamente despreciables. Los fabricantes de motores de cuatro cilindros opuestos, generalmente no toman en cuenta para nada este par de inercia en desequilibrio.

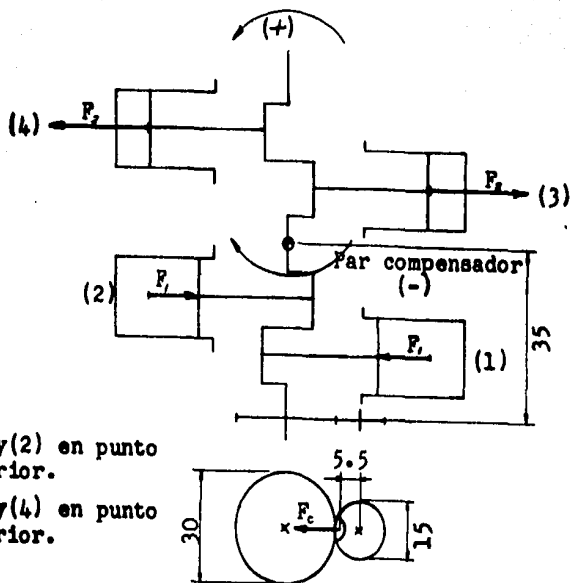
Si tuviera alguna utilidad disminuir el efecto vibratorio sobre el motor, de este par en desequilibrio, se podría hacer en la forma siguiente. Como se puede ver estudiando la curva del par, la frecuencia del mismo es doble de la frecuencia del cigüeñal, por tanto la mejor forma de compensar el desequilibrio, sería usando un engrane conectado a otro del cigüeñal y de la mitad del tamaño de éste último. Entonces se tendría en el primer engrane una velocidad doble de la del cigüeñal, es decir una frecuencia doble. Si se coloca en este engrane una masa excéntrica, se logrará atenuar el efecto vibratorio del par en desequilibrio.

Se podría usar el engrane del arranque del motor, suponiendo que el motor esté equipado con arranque automático, que es bastante grande y está colocado sobre el cigüeñal, suponiendo que el

diámetro de éste engrane sea de 30 cm. (aproximadamente de ésta-- dimensión se acostumbra hacerlos) el diámetro del engrane compensador será de 15 cm. Considerando que la fuerza centrífuga producida por la masa excéntrica del engrane, obra sobre el centro de gravedad de todo el motor, que se supondrá que se encuentra a la mitad de su eje longitudinal y estimando por último ésta distancia, entre el centro de gravedad de la masa excéntrica del engrane compensador y el centro de gravedad del motor, en 35 cm., se puede calcular la masa necesaria para compensar el par de inercia en desequilibrio.

Lo mas conveniente en el caso que se estudia será compensar la mitad del par desequilibrado, pues el contrapeso del engrane--compensador lo único que logra es girar éste par (el plano en el que actúa el par) 90° . Es decir que si se compensa todo el par desequilibrado, se transformará únicamente una vibración horizontal en otra idéntica pero vertical. Entonces lo mejor será compensar la mitad del par desequilibrado, repartiendo por partes iguales la vibración en los planos horizontal y vertical, con lo que su efecto será menos notable.

En las condiciones de posición indicadas en la figura de la hoja siguiente, el par en desequilibrio vale $+28.0$ kg.cm.,-- puesto que se han considerado como positivos los momentos que actúan en sentido contrario a las manecillas de un reloj. La mitad de este par será $+14.0$ kg.cm. La masa "M" excéntrica en el engrane deberá producir un momento de -14.0 kg.m. con respecto al centro de gravedad del motor. La fuerza centrífuga vale:



Embolos (1) y (2) en punto muerto inferior.

Embolos (3) y (4) en punto muerto superior.

$$F_c = M \omega_1^2 r, \text{ en donde:}$$

M = masa excéntrica.

ω_1 = velocidad angular del engrane compensador.

r = distancia del centro de gravedad de la masa excéntrica al eje de rotación.

ω = velocidad angular del cigüeñal.

El momento de ésta fuerza centrífuga respecto al C.G. del motor será:

$$M = F_c \cdot h = M \omega_1^2 r$$

$$\omega = 2500 \text{ R.P.M.} = 261.8 \text{ rad./seg.}$$

$$\omega_1 = 2 \times 261.8 = 523.6 \text{ rad./seg.}$$

El diámetro del engrane compensador será de 15 cm., con radio de 7.5 cm. Suponiendo que el centro de gravedad de la masa excéntrica esté mas adentro, como seguramente ocurrirá, se supondrá $r = 5.5$ cm. Entonces:

$$14.0 = M \cdot 523.6^2 \times 0.055 \times 0.35$$

$$M = \frac{14.0}{523.6^2 \times 0.055 \times 0.35} = 0.00265 \text{ kg. seg}^2/\text{m.}$$

El peso de la masa compensadora será:

$$W = 9.81 \times 0.00265 = 0.026 \text{ kgs.}$$

Por este valor tan pequeño obtenido, se aprecia la poca importancia del par en desequilibrio. Si el engrane compensador es de acero, con un peso volumétrico de 0.00788 kgs./cm³. Bastarán 3.30 cm³., adicionales colocados excéntricamente a la distancia "r".

El par de inercia en desequilibrio obra continuamente en el plano de los cilindros con los valores y signos encontrados en la tabla. En cambio el par producido por la fuerza centrífuga de la masa excéntrica en el engrane compensador, obra continuamente en el plano perpendicular al cigüeñal y la proyección de este par en el plano de los cilindros será la que compense el par de inercia en desequilibrio. Si se considera que el "O^o" para el cigüeñal está en la posición indicada en la figura de la hoja anterior y coincide con el "O^o" del engrane compensador, se puede construir sobre la gráfica de los valores del par en desequilibrio, la gráfica de los valores del par compensador, para las diferentes posiciones del cigüeñal. En la hoja siguiente aparece la tabla para el cálculo de los momentos del engrane compensador, en el plano de los cilindros y el par resultante de este con el de inercia desequilibrado. Como se puede apreciar en las gráficas finales, el momento de inercia desequilibrado disminuyó casi a la mitad, en --

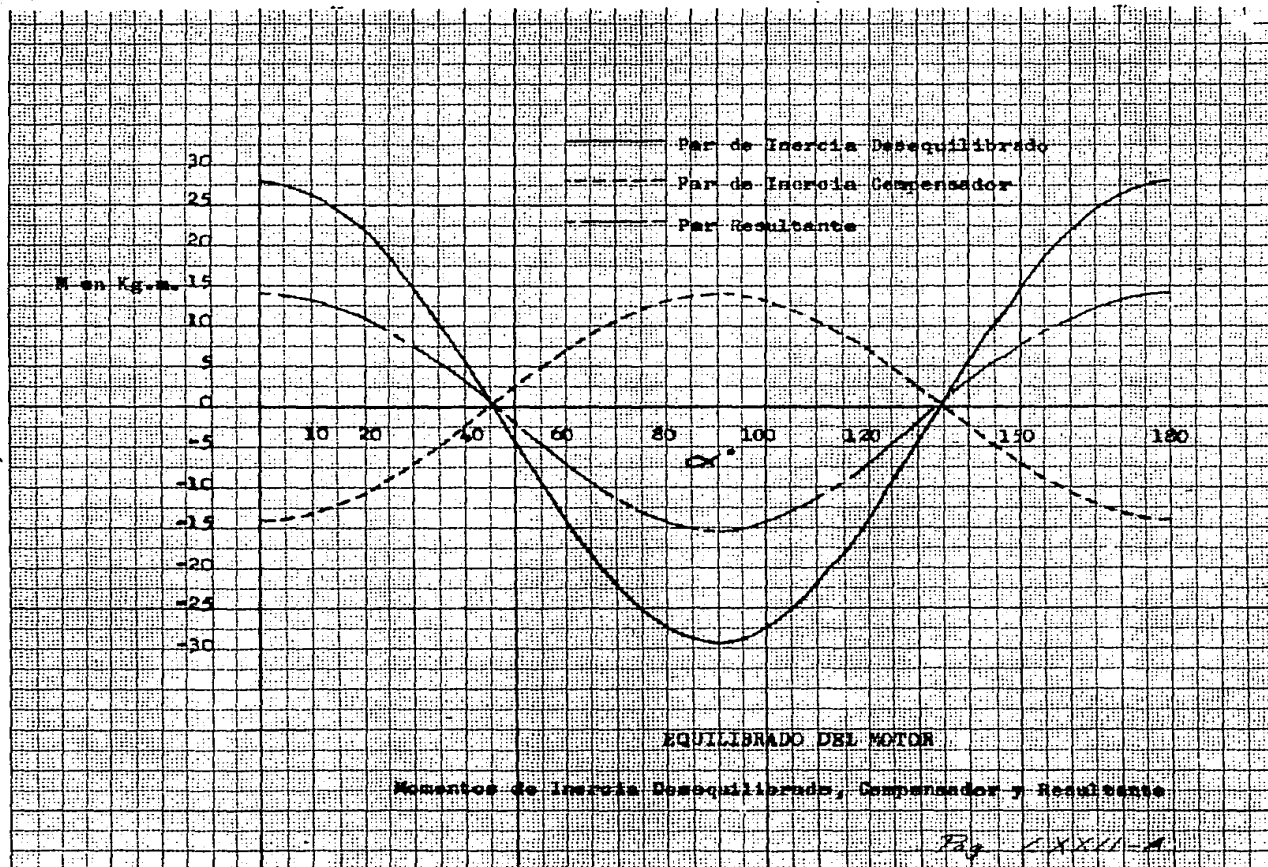
CALCULO DEL PAR COMPENSADOR Y DEL PAR RESULTANTE.

Par proyectado: $P_p = M \omega^2 r \cdot h \cdot \text{Cos } \alpha$, pero $\alpha = 2 \alpha$, puesto que el engrane compensador da dos revoluciones por una del cigüeñal.

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
α	2α	$\text{Cos } 2\alpha$	14.00(3) Par Comp.	Par Des- equil.	Par ^{rs} Resultan-
0	0	1.0000	-14.00	28.00	14.00
10	20	0.9397	-13.20	26.40	13.20
20	40	0.7660	-10.70	21.80	11.10
30	60	0.5000	-7.00	14.60	7.60
40	80	0.1736	-2.40	5.60	3.20
50	100	-0.1736	2.40	-4.40	-2.00
60	120	-0.5000	7.00	-14.00	-7.00
70	140	-0.7660	10.70	-22.10	-11.40
80	160	-0.9397	13.20	-27.50	-14.30
90	180	-1.0000	14.00	-29.40	-15.40
100	200	-0.9397	13.20	-27.50	-14.30
110	220	-0.7660	10.70	-22.10	-11.40
120	240	-0.5000	7.00	-14.00	-7.00
130	260	-0.1736	2.40	-4.40	-2.00
140	280	0.1736	-2.40	5.60	3.20
150	300	0.5000	-7.00	14.60	7.60
160	320	0.7660	-10.70	21.80	11.10
170	340	0.9397	-13.20	26.40	13.20
180	360	1.0000	-14.00	28.00	14.00

$$\therefore P_p = M \omega^2 r \cdot h \cdot \text{Cos } 2\alpha = \frac{0.026}{9.81} (2 \times 261.8)^2 \cdot 0.0055 \times 0.35 \cdot \text{Cos } 2\alpha$$

$$P_p = 14.00 \cdot \text{Cos } 2\alpha \text{ kg.m. aprox.}$$



cambio se introdujo un nuevo momento desequilibrado, perpendicular al plano de los cilindros, provocado por el engrane compensador - en su proyección por el seno 2α . De cualquier manera la tendencia a vibrar del motor con el engrane compensador es mucho menor que si no lo tiene.

CILINDRO.- La presión de explosión es de 35.5 kg./cm^2 . La fatiga de tensión, producida en un cilindro de pared delgada por la presión interior vale:

$$f_t = \frac{p \cdot d}{2 \cdot e} \quad \text{en donde: } \begin{array}{l} f_t = \text{fatiga de tensión.} \\ p = \text{presión interior.} \\ d = \text{diámetro interior.} \\ e = \text{espesor del cilindro.} \end{array}$$

Se acostumbra usar un espesor de 0.2 cm. para 10.0 cm. de diámetro, de donde los datos serán:

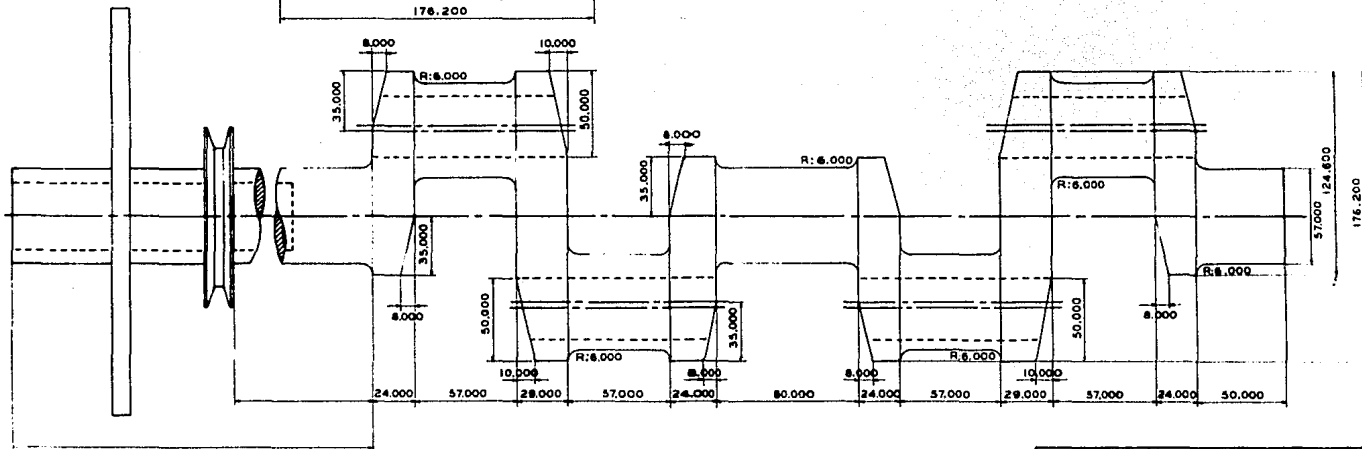
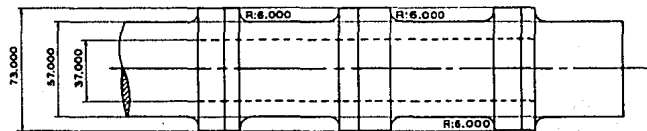
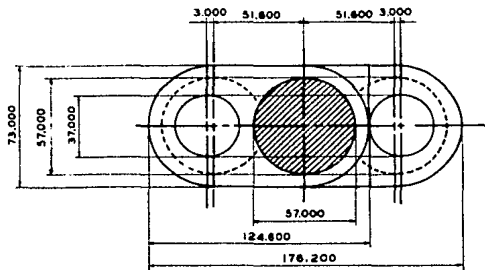
$$p = 35.5 \text{ kg./cm}^2.$$

$$d = 11.11 \text{ cm.}$$

$e = \frac{0.20 \times 11.11}{10} = 0.22$, se usará $e = 0.25 \text{ cm.}$ Entonces la fatiga valdrá:

$$f_t = \frac{35.5 \times 11.11}{2 \times 0.25} = 790 \text{ kg./cm}^2.$$

Si se hace el cilindro de acero, con una fatiga de ruptura de 5980 kg./cm^2 , a la tensión (igual a la del perno). El coe-



PROYECTO DE MOTOR

ESCALA 1:2

ACOTACIONES EN:
MM.

DIBUJO Nº II

CIGÜEÑAL

ficiente de seguridad será de:

$$\frac{5980}{790} = 7.6 \text{ aprox.}$$

El coeficiente de seguridad es alto, sin embargo no conviene hacer el cilindro mas delgado pues es necesario que sea rígido para que no sufra deformaciones que perjudicarian el rendimiento mecánico del motor y para que pueda resistir la flexión producida por el empuje lateral del émbolo. La reacción lateral del émbolo vale 400 kgs. (pág. 56), que corresponde a un desplazamiento de 1.12 cm. (página 41). Siendo la carrera de 10.32 cm. Y suponiendo la reacción lateral aplicada en el eje del perno. De acuerdo con el croquis siguiente, el brazo de palanca para la flexión de la reacción lateral del émbolo será de 9.80 cm. = 10.00 cm. aproximadamente. El momento flexionante valdrá: $M = 400 \times 10 = 4000$

kgs.cm. Por otra parte el módulo de sección de un anillo circular vale:

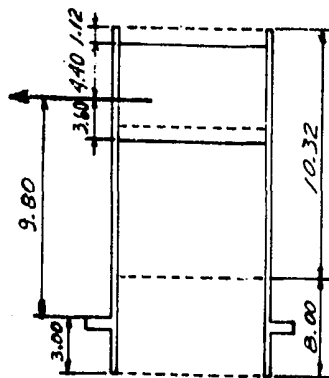
$$s = 0.1 \frac{d^4 - d_1^4}{d}$$

$$s = 0.1 \frac{(11.11 + 0.50)^4 - 11.11^4}{11.11 + 0.50}$$

$s = 25.26 \text{ cm}^3$. La fatiga producida valdrá:

$$f_t = \frac{M}{s} = \frac{4000}{25.26} = 160 \text{ kg/cm}^2$$

es una fatiga baja, aunque se sumen los efectos de tensión y flexión. El espesor del cilindro se aumentará progresivamente cerca



de la brida hasta 0.40 cm. para mejorar la continuidad y en la parte que entra en el cárter se dejará de solamente 0.20 cm. Los -- pernos que unen el cilindro al cárter deberán resistir 3440 kgs.-(pág. 09). Se acostumbra usar 6 pernos, cuando el diámetro del cilindro es mayor de 10.00 cm. (cuando es menor o igual a 10.00 - cm. se usan 5). Deben distribuirse estos pernos lo más uniforme mente que sea posible, lo ideal es que se coloquen en los vérti-- ces de un exágono, pero muchas veces no es posible debido al espa cio disponible, la distribución adoptada en este caso se puede -- ver en el dibujo del cilindro. El diámetro necesario de los per nos, si se toma una fatiga de trabajo de 1000 kg./cm². (igual a - la usada para los pernos de la biela) será de:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 3440}{6 \times 3.14 \times 1000}} = 0.74 \text{ cm. aprox.}$$

Se usarán 6 tornillos de 5/16" = 0.79 cm. de diámetro. Te-- niendo en cuenta el tamaño de las tuercas del tornillo de 5/16" - se dejará una brida al cilindro de 2.00 cm. y de un espesor de -- 0.40 cm. Entonces el diámetro del círculo de los centros de los pernos será de 13.90 cm. y el círculo circunscrito a la brida ten drá un diámetro de 15.90 cm.

Se acostumbra hacer el cilindro de dos partes, el cilindro-- propiamente dicho y la cabeza del mismo, que contiene la cámara - muerta, las entradas de los gases, las entradas y guías de las -- válvulas y los soportes necesarios para los balancines y punte-- rias de las válvulas, así como las bujías. La cabeza de los ci

lindros se hará de la misma aleación de aluminio usada en los émbolos y se fijará al cilindro por medio de una rosca fina que se soldará eléctricamente, dejando espacio para un empaque que producirá la hermeticidad del conjunto. La parte superior del cilindro de acero se hará de 0.50 cm. para que pueda alojar la rosca.

La forma de la cámara muerta deberá llenar en lo posible los siguientes requisitos, para tener un buen rendimiento de la combustión:

1.- Forma compacta y recogida, o sea una relación mínima, entre superficie y volumen, para evitar pérdidas de calor y exceso de frotamiento en el escurrimiento de los gases.

2.- Se deben evitar espacios muertos para tener un mínimo de recorrido de la flama.

3.- Después de la combustión no deben encontrar un camino sinuoso los gases de expansión.

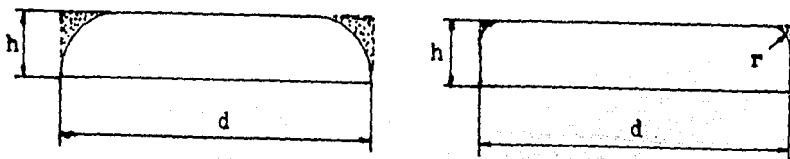
4.- Se deben evitar los cambios bruscos de sección de la cámara para que no haya almacenamientos locales de calor y tensiones de dilatación en la cabeza del cilindro.

5.- La cámara debe mantener sin aumentarlo ni disminuirlo, el movimiento turbulento de la mezcla admitida en el cilindro, durante la compresión y combustión y debe atenuarlo durante la expansión y escape.

6.- La cámara debe ser fuselada arriba del cilindro para -

mejorar el llenado, el rendimiento de la combustión y obtenerse - un funcionamiento más suave.

El volúmen de la cámara muerta deberá ser de 166.7 cm³. Colocando las válvulas alineadas sobre uno de los ejes del cilindro y siendo el diámetro mayor de las mismas de 4.50 cm. (el cálculo y proyecto de las válvulas se encuentra mas adelante) la forma de la cámara que se aproxima a los requisitos indicados mas arriba, será la ilustrada por medio de dos cortes a 90° que están a continuación:



El volúmen del cilindro circular recto total será de:

$$V = \frac{\pi d^2}{4} h = \frac{3.142 \times 11.11^2}{4} h = 96.956 h$$

Los volúmenes negativos serán (se ha supuesto que las bujías quedan apañadas con la cara interna de la cámara, es decir - que no afectan el volúmen de la misma.):

a).- De la parte que sobresale de las válvulas:

$$2 \left(\frac{4.50^2}{4} \times 3.142 \times 0.15 + 3.142 \times 0.20^2 \left(14.20 - 0.20 / 3 \right) \right)$$

$$V = - 8.332 \text{ cm}^3.$$

b).- Por la curva de la cámara. La curvatura de la cámara varía de un radio menor $r = 0.25$ cm. (obligado por el tamaño de las válvulas, sus asientos y la separación necesaria entre las -- dos) a un radio mayor $R = h$. Las áreas assuradas en los cortes-- para estos dos radios extremos valen:

$$\text{Area mínima: } a = 0.215 r^2 = 0.215 \times 0.25^2 = 0.013 \text{ cm}^2 \text{ aprox.}$$

$$\text{Area máxima: } A = 0.215 h^2$$

El area media valdrá:

$$\frac{a + A}{2} = \frac{0.013 + 0.215 h^2}{2} = 0.07 + 0.107 h^2$$

Los diámetros que pasan por los centros de gravedad de las áreas consideradas valen:

$$\text{Diámetro máximo: } D = 11.11 - 2 \times 0.223 \times 0.250 = 10.999 \text{ cm.}$$

$$\text{Diámetro mínimo: } d = 11.11 - 2 \times 0.223 h = 11.11 - 0.446 h$$

El diámetro promedio valdrá:

$$\frac{d + D}{2} = \frac{10.999 + 11.110 - 0.446 h}{2} = 11.054 - 0.223 h$$

El volúmen de esta porción valdrá:

$$V = \text{Area prom.} \times \text{Diam. prom.} \times 3.142$$

$$V = (0.007 + 0.107 h^2) (11.054 - 0.223 h) 3.142$$

$$V = 0.242 - 0.006 h + 3.717 h^2 - 0.075 h^3$$

De donde el volúmen de la cámara muerta será:

$$166.7 = 96.956 h - (0.242 - 0.006 h + 3.717 h^2 - 0.075 h^3 + 8.332)$$

Efectuando las operaciones indicadas, se tiene que:

$$175.274 = 96.962 h - 3.171 h^2 + 0.075 h^3$$

Entonces resulta $h = 1.95$ cm.

ALETAS DE ENFRIAMIENTO.- La cantidad de calor que se disipa por convección, durante el enfriamiento es 0.14 de la energía total (pág. 45) es decir 0.14 de 367 C.V. = 51.4 C.V. = 9 Calorías grandes / segundo aprox. Entonces los cuatro cilindros deben disipar por medio de las aletas 9 Calorías/seg. ó sea que son 2.25 Cal./seg./cilindro.

Las aletas de acero del cilindro tendrán un espesor en la raíz de 0.20 cm. Por tanto la relación del espesor de la aleta-- en la raíz al diámetro del cilindro será de: $0.20 / 11.11 = 0.02$ -aprox. La velocidad del aire que se puede admitir en este caso-- es de 30m/seg. Si las aletas son demasiado largas con relación-- a su espesor, existe una parte de las mismas que no sirve de nada desde el punto de vista del enfriamiento. En la hoja siguiente-- aparecen unas gráficas que dan la longitud recomendada en función de la relación del espesor en la raíz al diámetro del cilindro,-- así como el coeficiente de transmisión térmica para aletas de ace-- ro en función de la velocidad del aire y de la relación antes di-- cha. Se observará que las aletas mas delgadas disipan mayor can-- tidad de calor.

Para una relación de espesor de raíz a diámetro del cilin--

dro de 0.02 y con una velocidad del aire de 30 m/seg., la longitud adecuada de la aleta será de 1.60 cm. y el coeficiente de --- transmisión térmica en aleta de acero será de 1.20 Cal./minuto/--metro²/grado C. Entonces el número de calorías por minuto y por metro cuadrado de superficie radiante de aleta será igual a:

$$q = k (\theta_1 - t_1) \text{ en donde: } k = \text{coeficiente de transmisión térmica.}$$

$$\theta_1 = \text{temperatura de la aleta en la raíz.}$$

$$t_1 = \text{temperatura atmosférica.}$$

$$q = \text{número de calorías evacuadas.}$$

Como la temperatura de las paredes del cilindro no debe exceder de 200°C = t_1 y suponiendo una temperatura de 20°C = θ_1 , se tiene que:

$$q = 1.20 (200 - 20) = 216 \text{ Cal./min./m}^2.$$

La superficie radiante valdrá:

$$S = 2 \times 0.785 (d^2 - d_1^2) = 2 \times 0.785 (14.80^2 - 11.60^2)$$

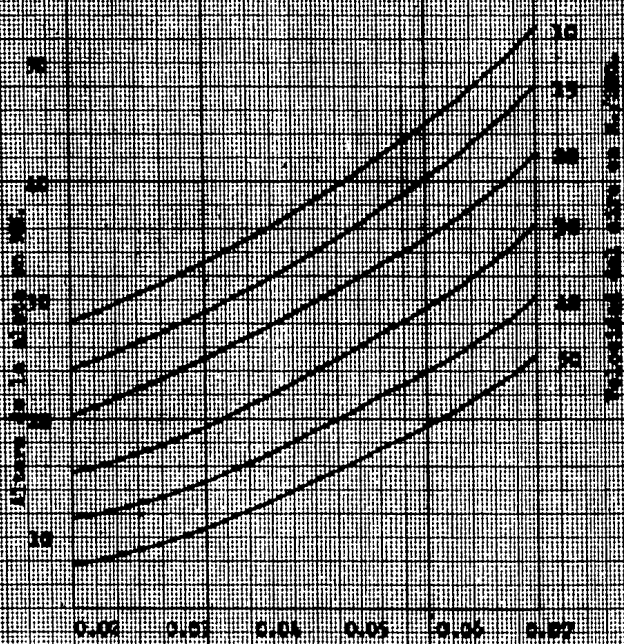
$$S = 133 \text{ cm}^2. = 0.0133 \text{ m}^2.$$

El calor disipado por una aleta del cilindro será de:

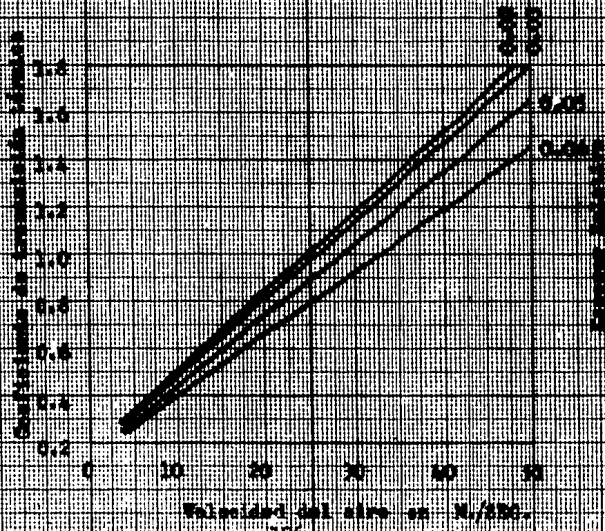
$$q = \frac{216 \times 0.0133}{60} = 0.048 \text{ Calorías / segundo.}$$

Aletas de aluminio de la cabeza del cilindro. Las aletas de aluminio no se pueden hacer tan delgadas como las de acero. Se les dará un espesor de raíz de 0.50 cm. La relación del espesor de raíz al diámetro del cilindro valdrá 0.50 / 11.11 = 0.045 la longitud recomendada será de 2.40 cm. El aluminio es mucho mejor conductor del calor que el acero, se supondrá por tanto que el coeficiente de transmisión térmica del aluminio es tres veces el

Fig. 1. KUMK 19



Velocidad del cilindro en N/200 en la línea de
 cilindro del cilindro. (Rapidez relativa.)



Velocidad del alambre en N/200.

valor considerado para el acero o sea $k = 3.6$. Por otra parte - la temperatura de la cabeza del cilindro se supondrá de $250^{\circ}\text{C} = \theta_1$, en operación normal aunque puede llegar a 300°C en algunos casos, $t_1 = 20^{\circ}\text{C}$ como en el caso anterior. Entonces para las aletas de aluminio:

$$q = 3.6 (250 - 20) = 828 \text{ Cal./min./m}^2.$$

La superficie radiante valdrá, suponiendo el espesor de la cabeza del cilindro de aluminio de 1.00 cm., sobre el cilindro de acero:

$$S = 2 \times 0.785 (18.70^2 - 13.90^2) = 246 \text{ cm}^2 = 0.0246 \text{ m}^2.$$

El calor disipado por una aleta de aluminio de la cabeza -- será de:

$$q = \frac{828 \times 0.0246}{60} = 0.339 \text{ Cal./seg.}$$

Se colocarán 10 aletas sobre el cilindro de acero y 5 aletas horizontalmente sobre la cabeza del cilindro. Con estas aletas se pondrán disipar:

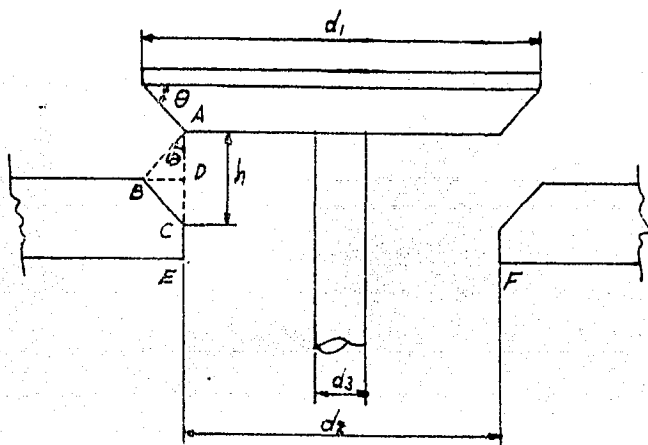
$$10 \times 0.048 = 0.48$$

$$5 \times \frac{0.339}{2.17} = 1.69$$

2.17 Cal./seg.

Se colocarán otras aletas adicionales horizontales también, un poco mas arriba, en donde lo permitan las toberas de los gases, bujías etc. etc. para disipar la diferencia de calor faltante y enfriar las válvulas, principalmente la de escape y la cámara que está inmediatamente antes de la cámara muerta y por la que pasan los gases, tanto de admisión como de escape.

VALVULAS.- La velocidad de escurrimiento de los gases -- que puede admitirse en la garganta de las válvulas es de 50 a --- 70 m/seg. La válvula será de asiento cónico a 45° . Para proyectar una válvula de estas características, se procede como sigue:



De acuerdo con la figura anterior:

$$\overline{AB} = h \cos \theta ; \overline{BD} = \overline{AB} \sin \theta = h \cos \theta \sin \theta$$

Además el perímetro medio valdrá:

$$P_m = 1/2 \left[\pi d_2 + \pi (d_2 + 2 \overline{BD}) \right] = \pi (d_2 + \overline{BD}) = \pi (d_2 + h \cos \theta \sin \theta)$$

El área de paso de los gases será:

$$A_1 = P_m \overline{AB} = \pi (d_2 + h \cos \theta \sin \theta) h \cos \theta$$

Esta área deberá ser igual al área efectiva de paso en EF- que vale:

$$A_2 = \pi d_2^2 / 4 - \pi d_3^2 / 4$$

De donde:

$$A_1 = A_2 \pi (d_2 + h \cos \theta \operatorname{Sen} \theta) h \cos \theta = \pi / 4 (d_2^2 - d_3^2)$$

$$(d_2 + h \cos \theta \operatorname{Sen} \theta) h \cos \theta = 1 / 4 (d_2^2 - d_3^2)$$

Suponiendo: $d_1 = 4.50$ cm., que es un valor dentro de los usuales y que permitirá alojar ambas válvulas en el cilindro y teniendo, de acuerdo con el diagrama presión volumen, que la presión en el momento de abrir la válvula de escape es de 5.14 kg/cm². -- Entonces la fuerza que debe soportar el vástago para poder abrir la válvula será de:

$$\frac{5.14 \times 4.50^2 \times 3.14}{4} = 81.7 \text{ kgs.}$$

La fatiga de trabajo del acero de la válvula se debe de tomar de 200 kgs/cm²., debido a la alta temperatura a que trabaja y pudiendo al usar este valor, despreciar el efecto de la inercia del sistema. Entonces el área del vástago deberá ser de:

$$82 / 200 = 0.41 \text{ cm}^2. \text{ y el diámetro valdrá:}$$

$$d_3 = \sqrt{4 A / \pi} = \sqrt{4 \times 0.41 / 3.14} = 0.72 \text{ cm.}, \text{ se usará un valor de } 0.75 \text{ cm.}$$

Para calcular el valor del diámetro d_2 , se tendrá en cuenta que se acostumbra, que la presión de la válvula sobre su asiento sea cuatro veces la presión de los gases en el momento de abrirla.

Por tanto:

$$p \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{4 p}{0.707} \left(\frac{\pi d_1^2}{4} - \frac{\pi d_2^2}{4} \right) d_1^2 = (4 d_1^2 - 4 d_2^2) / 0.707$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4.658}{5.658}} \quad d_1 \quad d_2 = \sqrt{\frac{4.658}{5.658}} 4.50 = 4.10 \text{ aprox.}$$

La longitud de apoyo será:

$$\lambda = \frac{4.50 - 4.10}{2 \cos 45^\circ} = 0.283 \text{ cm.}$$

Con estos datos se puede calcular el levante de las válvulas, que tendrá un valor de:

$$(d_2 + h \cos \theta \operatorname{Sen} \theta) h \cos \theta = 1/4 (d_2^2 - d_3^2)$$

$$1/4 (d_2^2 - d_3^2) = \frac{4.10^2 - 0.75^2}{4} = 4.06 \text{ aprox.}$$

El área de paso valdrá: $4.06 \times 3.14 = 12.75 \text{ cm}^2$.

$$4.06 = d_2 h \cos \theta + h^2 \cos^2 \theta \operatorname{Sen} \theta$$

$$\operatorname{Sen} 45^\circ = \cos 45^\circ = 0.707 \quad \text{De donde:}$$

$$4.06 = 4.10 \times 0.707 h + 0.707^3 h^2$$

$$0.353 h^2 + 2.899 h - 4.06 = 0$$

$$h = 1.20 \text{ cm. aprox.}$$

Con los datos obtenidos se puede revisar la velocidad media de paso de los gases por las válvulas, este valor de la velocidad deberá estar comprendido entre los valores indicados al principio del cálculo de las válvulas.

La velocidad media del émbolo es:

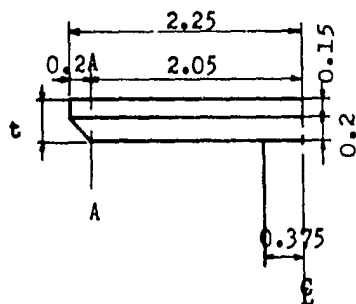
$$v = 2500 \times 0.1032 \times 2 / 60 = 8.60 \text{ m/seg.}$$

Siendo el área del émbolo 96.96 cm^2 , el gasto en el cilindro será: $Q = 8.60 \times 0.009696 = 0.0834 \text{ m}^3/\text{seg.}$ En la válvula, -

la velocidad de los gases será de:

$$0.0834 / 0.001275 = 65 \text{ m./seg. aprox.}$$

Espesor de la Válvula. Para estimar el espesor de la válvula se debe tener en cuenta, que estando la válvula cerrada debe poder resistir la presión máxima que pueda existir dentro del cilindro, es decir, 35.5 kgs./cm^2 . La fuerza producida en la válvula por esta presión valdrá: $35.5 \times 4.5^2 \times 3.14 / 4 = 564 \text{ kgs.}$ Sin embargo de acuerdo con el croquis que está a continuación, la zona crítica por esfuerzo cortante es la sección A-A y en esa zona la fuerza producida por la presión del interior del cilindro vale tan solo:



$35.5 \times 2.05^2 \times 3.14 = 470 \text{ kgs.}$ Como fatiga permisible al esfuerzo cortante se puede tomar un 50% del valor aceptado para flexión ó tensión. Entonces la fatiga de trabajo podrá ser de: $0.50 \times 200 = 100 \text{ kgs/cm}^2$. El área resistente de la válvula en la sección A-A vale:

$$2 \times 3.14 \times 2.05 t = 12.87 t.$$

El espesor "t" deberá tener un valor de:

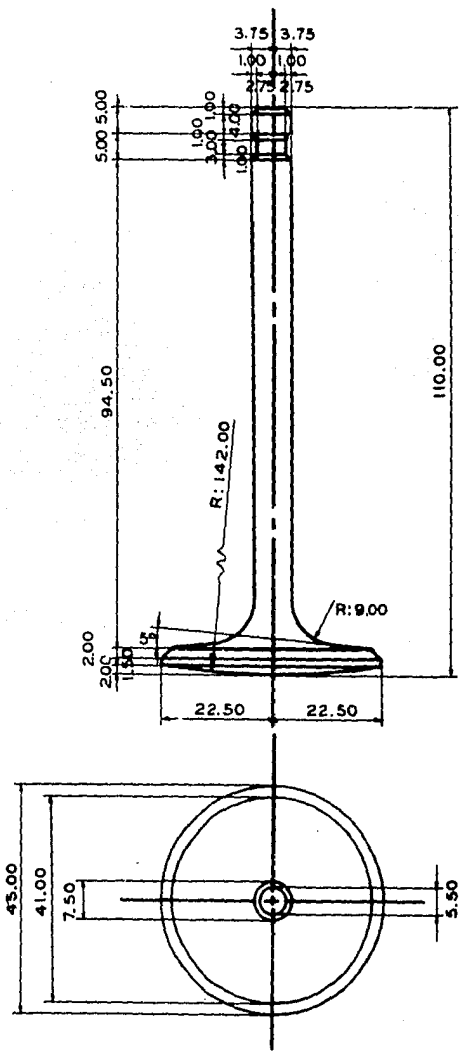
$$470 / 12.87 t = 100; \text{ de donde } t = 470 / 1287 = 0.35 \text{ cm.}$$

Este valor obtenido será el mínimo espesor de la válvula, para reforzar la sección por flexión, cerca del vástago y uniendo

éste a la válvula propiamente dicha, se tendrá un arco de círculo de un radio igual a: $0.20 d = 0.20 \times 4.50 = 0.90 \text{ cm.}$, por último del extremo de la válvula hacia el centro se tendrá una inclinación de 5° , hasta encontrar la curva de enlace del vástago. Estos aumentos de sección hacia el centro de la válvula sirven para mejorar el enfriamiento de la misma.

Las válvulas de escape y admisión serán de la misma forma y dimensiones pero de diferente material. Las de admisión serán de acero al cromo-niquel y las de escape de acero al cromo-molibdeno que soporta mejor temperaturas elevadas. Todas las válvulas tendrán un grano cementado en el extremo del vástago que hace contacto con el balancín.

Las guías de las válvulas serán de fundición de borce, con un diámetro exterior de 1.50 cm. (se acostumbra que este diámetro sea doble del diámetro del vástago) y con una longitud igual al diámetro exterior de la válvula (4.50 cm.), se acostumbra que sea de 1.2 a 2.0 veces ese diámetro, se redujo un poco esta longitud para este caso, para evitar que la válvula resultara demasiado larga. Teniendo en cuenta la longitud de la guía y el espacio necesario para los resortes, la longitud total de la válvula será de 11.00 cm. El vástago de la válvula irá provisto de la ranura necesaria para fijar la pieza que retiene el resorte de la válvula en su posición. Los asientos de las válvulas serán de acero rápido insertados a presión en la cabeza del cilindro, lo mismo que las guías de las válvulas.



PROYECTO DE MOTOR	
ESCALA 1:1	VALVULAS
ACOTACIONES EN: MM.	
DIBUJO Nº VII	

LEVAS.- Se usarán levas de plato, que dan un mejor rendimiento para estos motores. El caso ideal para las levas, es que produzcan una aceleración constante, con objeto de que durante la etapa de aceleración positiva, la presión entre el plato y la leva sea constante. Durante la aceleración negativa (constante - también), se producirán fuerzas de inercia constantes en todo el sistema, que serán las que tendrá que vencer el resorte, que estará sufriendo una carga constante, durante esta etapa. Ahora --- bien el perfil de aceleración constante, es un arco parabólico difícil de construir en la práctica; prefiriéndose un perfil formado por arcos de círculo, que se aproxima mucho al de aceleración --- constante y que es de construcción relativamente sencilla.

Traza de las levas.- Los tiempos de apertura escogidos para las válvulas de este motor, principalmente la de admisión son bastante cortos, Como la velocidad del árbol de levas es la mitad de la del cigüeñal, el ángulo en la leva es de la mitad del ángulo de rotación del cigüeñal. Las levas trazadas por el método indicado mas arriba admiten un levante bastante chico y directamente proporcional al ángulo de apertura, por lo que en el caso presente el levante posible es menor todavia. El levante necesario para la válvula debe ser de 1.20 cm., se hará que la leva produzca un levante de la mitad del total, o sea de 0.60 cm. y el resto del levante se producirá con el balancín.

El radio del círculo original se acostumbra que varíe para una leva del tipo que se usará aquí, entre 1.5 y 2.0 veces el levante. Sin embargo para no disminuir el levante posible en este

caso, y por ser el levante pequeño lo que produciría una leva demasiado chica, se usará un radio del círculo original de 3.0 veces el levante ó sea $3.0 \times 0.6 = 1.80$ cm. El juego de las levas de plato es mucho mayor que el usado en las levas de carretilla, se dará un juego de 0.30 cm., por tanto el radio del círculo de juego será de 2.10 cm. Por último los círculos de los flancos-- se acostumbra que tengan un radio de 15 veces el levante es decir: $15.0 \times 0.6 = 9.00$ cm.

Los radios :

r_1 = radio del círculo original.

r_2 = radio del círculo de juego.

R = radio del círculo de los flancos

han sido estimados más arriba.

el radio " r_3 " radio del círculo de vértice es necesario calcularlo, en función de los radios anteriores y del ángulo de apertura de la leva. De acuerdo con la figura de la hoja siguiente, se tiene que:

$$\overline{O_1 A} = \overline{O_1 O} \operatorname{Sen} \varphi = (R - r_2) \operatorname{Sen} \varphi$$

$$\overline{A O} = \overline{O_1 O} \operatorname{Cos} \varphi = (R - r_2) \operatorname{Cos} \varphi$$

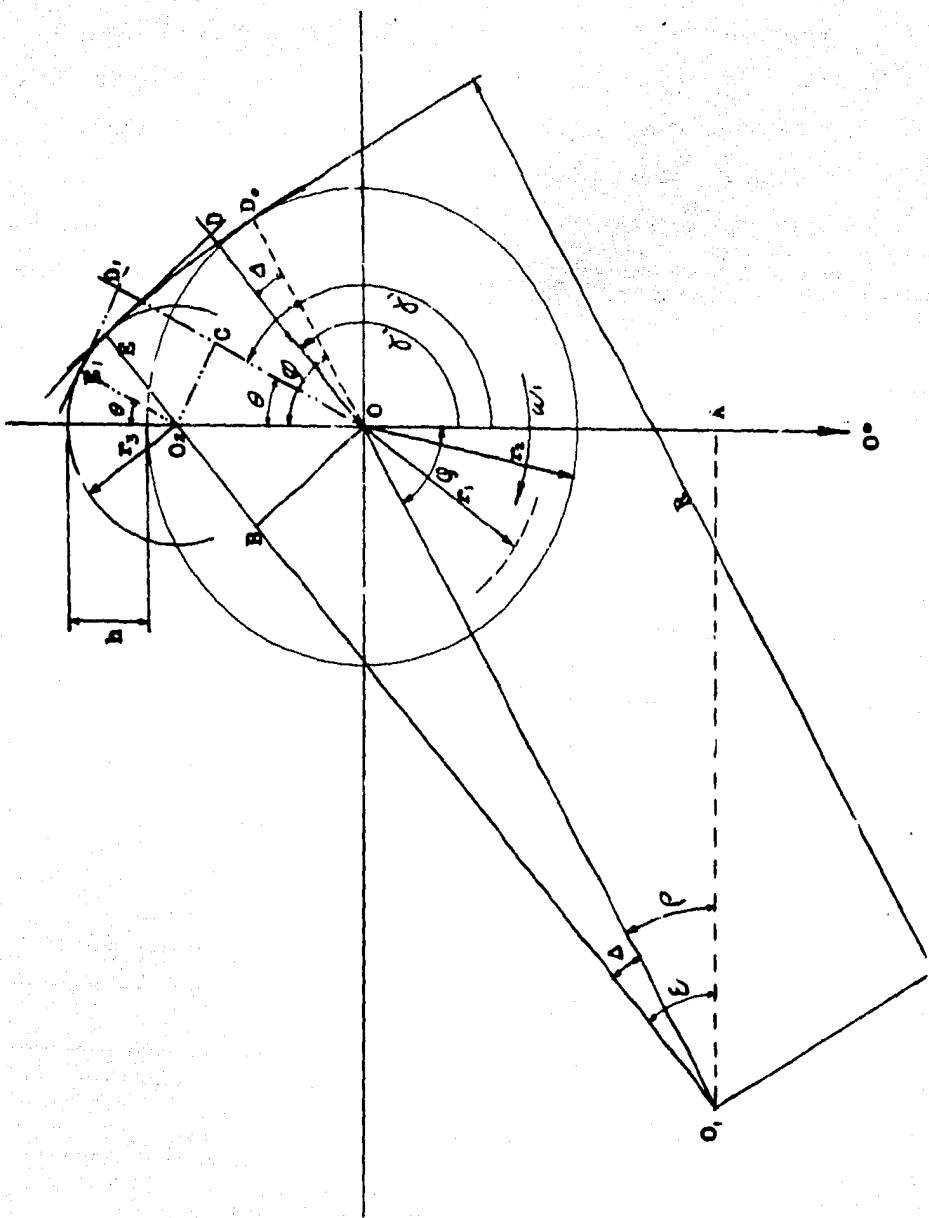
Considerando el triángulo $O_1 O_2 A$, se tiene que:

$$(\overline{O_1 E} - \overline{O_2 E})^2 = \overline{O_1 A}^2 + (\overline{A O} + \overline{O O_2})^2$$

Sustituyendo:

$$(R - r_3)^2 = [(R - r_2) \operatorname{Sen} \varphi]^2 + [(R - r_2) \operatorname{Cos} \varphi + r_2 + h - r_3]^2$$

Si se agrupan las constantes se tiene que:



$$(R - r_2) \operatorname{Sen} \varphi = a$$

$$(R - r_2) \operatorname{Cos} \varphi + r_2 + h = b$$

Entonces:

$$(R - r_3)^2 = a^2 + (b - r_3)^2$$

Efectuando:

$$R^2 - a^2 - b^2 = 2 r_3 (R - b) \text{ por último: } r_3 = \frac{R^2 - a^2 - b^2}{2(R - b)}$$

Sustituyendo las constantes por su valor:

$$r_3 = \frac{R^2 - (R - r_2)^2 \operatorname{Sen}^2 \varphi - [(R - r_2) \operatorname{Cos} \varphi + r_2 + h]^2}{2 [R - (R - r_2) \operatorname{Cos} \varphi + r_2 + h]}$$

Cinemática del plato movido por la leva.-

Levante del plato.- La leva (su perfil) está formada por tres arcos de círculo sobre los que resbala sucesivamente el plato; estos arcos son:

- A)- Un arco de círculo de radio " r_2 ", durante un arco: $0^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ - \varphi$
- b)- Un arco de círculo de radio " R ", durante $180^\circ - \varphi \leq \alpha \leq 180^\circ - \varphi + \Delta$
- c)- Un arco de círculo de radio r , durante: $180^\circ - \varphi + \Delta \leq \alpha \leq 180^\circ$

Esto es colocando el origen del movimiento ó: $\alpha = 0^\circ$ en la parte inferior del eje mayor de simetría vertical de la leva.

Existen entonces tres condiciones de desplazamientos ó le-

vante, velocidades y aceleraciones del plato, que se indicarán con las letras usadas mas arriba.

Desplazamientos:

Caso a)-

$$h_{\alpha} = \overline{O D_0} - r_2 = 0, \text{ para } 0^{\circ} \leq \alpha \leq 180^{\circ} - \varphi$$

Caso b)-

$$h_{\alpha} = \overline{O D} - r_2 = \overline{O_1 E} - \overline{O_1 B} - r_2 = R - (R - r_2) \cos \Delta - r_2$$

$$h_{\alpha} = R - r_2 - (R - r_2) \cos \Delta$$

$$h_{\alpha} = (R - r_2) (1 - \cos \Delta)$$

Esto será cierto por que se usará un plato plano y por tanto - por construcción se tendrá que:

$\overline{O D}$ es igual y paralela a $\overline{B E}$

$\overline{D E}$ es igual y paralela a $\overline{O B}$

Así mismo se tendrá que:

$\overline{C D_1}$ es igual y paralela a $\overline{O_2 E_1}$

$\overline{D_1 E_1}$ es igual y paralela a $\overline{C O_2}$

El valor máximo posible de " Δ " es el indicado en la figura y su valor numérico será:

$$\text{tg. } \epsilon = \frac{\overline{A O} + \overline{O O_2}}{\overline{O_1 A}} = \frac{(R - r_2) \cos \varphi + r_2 + h - r_3}{(R - r_2) \text{ Sen } \varphi}$$

$$\Delta = \epsilon - \rho_{\epsilon} = (90^{\circ} - \varphi) = \epsilon + \varphi - 90^{\circ}$$

Con esto quedan determinados los arcos de influencia de cada uno de los tres círculos.

Entonces los valores de los desplazamientos para el caso -
 "b" quedarán:

$$h_a = (R - r_2) (1 - \cos \Delta)$$

$$\text{pero: } \Delta = \alpha - (180^\circ - \varphi) = \alpha + \varphi - 180^\circ$$

Entonces: Para $180^\circ - \varphi \leq \alpha \leq 180^\circ - \varphi + \Delta$

$$\underline{\underline{h_a = (R - r_2) [1 - \cos (\alpha + \varphi - 180^\circ)]}}$$

Caso c)-

$$h_a = \overline{O D_1} - r_2 = \overline{O C} + \overline{C D_1} - r_2 = \overline{O O_2} \cos \theta + r_3 - r_2$$

$$h_a = (r_2 + h - r_3) \cos \theta + r_3 - r_2$$

Pero: $\theta = 180^\circ - \alpha$

Entonces: Para $180^\circ - \varphi + \Delta \leq \alpha \leq 180^\circ$

$$\underline{\underline{h_a = (r_2 + h - r_3) \cos (180^\circ - \alpha) + r_3 - r_2}}$$

Velocidades del plato en los tres casos: $v = dh / dt$

Caso a)- $v = 0$

Caso b)-

$$v = dh/dt = d/dt \left[(R - r_2) \left\{ 1 - \cos (\alpha + \varphi - 180^\circ) \right\} \right]$$

$$\cos (\alpha + \varphi - 180^\circ) = \cos \alpha \cos (\varphi - 180^\circ) - \text{Sen } \alpha \cdot \text{Sen } (\varphi - 180^\circ)$$

$$v = d/dt = R - r_2 - (R - r_2) \cdot \cos (\varphi - 180^\circ) \cdot \cos \alpha + (R - r_2) \cdot \text{Sen} (\varphi - 180^\circ) \cdot \text{Sen } \alpha$$

$$v = (R - r_2) \cdot \cos (\varphi - 180^\circ) \cdot \text{Sen } \alpha \frac{d\alpha}{dt} + (R - r_2) \cdot \text{Sen} (\varphi - 180^\circ) \cos \alpha \frac{d\alpha}{dt}$$

$$v = \omega (R - r_2) \left[\cos (\varphi - 180^\circ) \text{Sen } \alpha + \text{Sen} (\varphi - 180^\circ) \cos \alpha \right]$$

$$\underline{\underline{v = \omega (R - r_2) \text{ Sen } (\alpha + \varphi - 180^\circ)}}$$

Caso c)-

$$h_\alpha = (r_2 + h - r_3) \text{ Cos } (180^\circ - \alpha) + r_3 - r_2$$

$$\text{Cos } (180^\circ - \alpha) = \text{Cos } 180^\circ \text{ Cos } \alpha + \text{Sen } 180^\circ \text{ Sen } \alpha$$

$$v = d/dt [(r_2 + h - r_3) \text{ Cos } 180^\circ \text{ Cos } \alpha + (r_2 + h - r_3) \text{ Sen } 180^\circ \text{ Sen } \alpha + r_3 - r_2]$$

$$v = - (r_2 + h - r_3) \text{ Cos } 180^\circ \text{ Sen } \alpha \, d\alpha/dt + (r_2 + h - r_3) \text{ Sen } 180^\circ \text{ Cos } \alpha \, d\alpha/dt$$

$$v = \omega (r_2 + h - r_3) [\text{Sen } 180^\circ \text{ Cos } \alpha - \text{Cos } 180^\circ \text{ Sen } \alpha]$$

$$\underline{\underline{v = \omega (r_2 + h - r_3) \text{ Sen } (180^\circ - \alpha)}}$$

Aceleraciones del plato en los tres casos: $a = dv/dt$

Caso a) - $a = 0$

Caso b) -

$$a = d/dt [\omega (R - r_2) \text{ Cos } (\varphi - 180^\circ) \text{ Sen } \alpha + \omega (R - r_2) \text{ Sen } (\varphi - 180^\circ) \text{ Cos } \alpha]$$

$$a = \omega (R - r_2) \text{ Cos } (\varphi - 180^\circ) \text{ Cos } \alpha \, d\alpha/dt - \omega (R - r_2) \text{ Sen } (\varphi - 180^\circ) \text{ Sen } \alpha \, d\alpha/dt$$

$$a = \omega^2 (R - r_2) [\text{Cos } (\varphi - 180^\circ) \text{ Cos } \alpha - \text{Sen } (\varphi - 180^\circ) \text{ Sen } \alpha]$$

$$\underline{\underline{a = \omega^2 (R - r_2) \text{ Cos } (\alpha + \varphi - 180^\circ)}}$$

Caso c)-

$$a = d/dt [\omega (r_2 + h - r_3) \text{ Sen } 180^\circ \text{ Cos } \alpha - \omega (r_2 + h - r_3) \text{ Cos } 180^\circ \text{ Sen } \alpha]$$

$$a = -\omega (r_2 + h - r_3) \text{ Sen } 180^\circ \text{ Sen } \alpha \, d\alpha/dt - \omega (r_2 + h - r_3) \text{ Cos } 180^\circ \text{ Cos } \alpha \, d\alpha/dt$$

$$a = -\omega^2 (r_2 + h - r_3) [\text{Sen } 180^\circ \text{ Sen } \alpha + \text{Cos } 180^\circ \text{ Cos } \alpha]$$

$$\underline{\underline{a = -\omega^2 (r_2 + h - r_3) \text{ Cos } (180^\circ - \alpha)}}$$

Todas estas fórmulas se aplicarán en las hojas siguientes -

para obtener las curvas de movimientos, velocidades y aceleraciones de las levas, necesarias para el motor en proyecto.

Cálculos de los radios "r₃":

1)- Leva de admisión:

$$r_3 = \frac{9.00^2 - (9.00 - 2.10)^2 \operatorname{Sen}^2 47^\circ 30' - [(9.00 - 2.10) \operatorname{Cos} 47^\circ 30' + 2.10 + 0.6]}{2 \cdot 9.00 - (9.00 - 2.10) \operatorname{Cos} 47^\circ 30' + 2.10 + 0.60}$$

$$\operatorname{Sen} 47^\circ 30' = 0.73728 ; \operatorname{Sen}^2 47^\circ 30' = 0.54358 ; \operatorname{Cos} 47^\circ 30' = 0.67559$$

$$r_3 = 0.281 \text{ cm.}$$

2)- Leva de escape, los mismos valores exceptuando que ahora vale $\varphi = 55^\circ 00'$

$$\operatorname{Sen} 55^\circ = 0.81915 ; \operatorname{Sen}^2 55^\circ = 0.67101 ; \operatorname{Cos} 55^\circ = 0.57358$$

$$r_3 = 1.008 \text{ cm.}$$

Cálculo de los valores máximos de "Δ".

1)- Leva de admisión:

$$\operatorname{tg} \epsilon = \frac{(9.00 - 2.10) \cdot 0.67559 + 2.10 + 0.60 - 0.28}{(9.00 - 2.10) \cdot 0.73728} = 1.391$$

$$\epsilon = 54^\circ 17' ; \text{Entonces: } \Delta = 54^\circ 17' + 47^\circ 30' - 90^\circ 00' = 11^\circ 47'$$

2)- Leva de escape:

$$\operatorname{tg} \epsilon = \frac{(9.00 - 2.10) \cdot 0.57358 + 2.10 + 0.60 - 1.01}{(9.00 - 2.10) \cdot 0.81915} = 1.000$$

$$\epsilon = 45^\circ 00' ; \text{Entonces: } \Delta = 45^\circ 00' + 55^\circ 00' - 90^\circ 00' = 10^\circ 00'$$

Con esto queda que los arcos de influencia de cada círculo y para cada leva serán:

1)- Leva de admisión:

Caso a) - $0^{\circ} \leq \alpha \leq 132^{\circ}30'$

" b) - $132^{\circ}30' \leq \alpha \leq 144^{\circ}17'$

" c) - $144^{\circ}17' \leq \alpha \leq 180^{\circ}00'$

2)- Leva de escape:

Caso a) - $0^{\circ} \leq \alpha \leq 125^{\circ}00'$

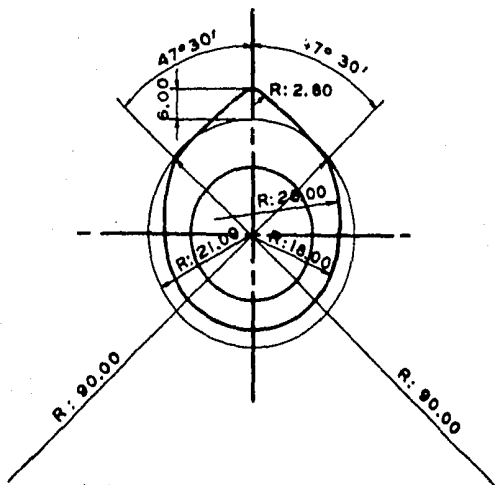
" b) - $125^{\circ}00' \leq \alpha \leq 135^{\circ}00'$

" c) - $135^{\circ}00' \leq \alpha \leq 180^{\circ}00'$

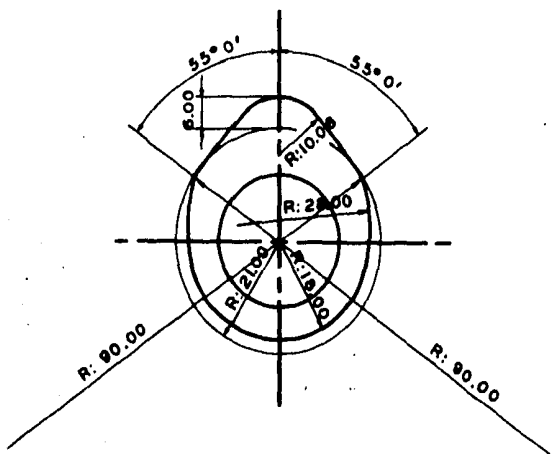
RESORTES.- Los resortes deben evitar que el buzo se despegue de la leva debido a la fuerza de inercia provocada en el sistema por el cambio de signo de la aceleración (de + a -), durante la apertura de la válvula y así mismo durante el cierre, hasta el nuevo cambio de signo de la aceleración (de - a +).

Las fuerzas de inercia estimadas para los diversos elementos son las siguientes:

De acuerdo con los dibujos de las piezas que están más adelante, sus pesos respectivos son:



LEVA DE ADMISION



LEVA DE ESCAPE

PROYECTO DE MOTOR	
ESCALA : 1:1	LEVAS
ACOTACIONES EN: MM.	
DIBUJO N° VIII	

DESPLAZAMIENTOS DE LAS LEVAS DE ADMISION.

Caso a) - $h_a = 0$

Caso b) - $h_a = (R - r_2) [1 - \text{Cos} (\alpha + \varphi - 180^\circ)]$

Caso c) - $h_a = (r_2 + h - r_3) \text{Cos} (180^\circ - \alpha) r_3 - r_2$

$R - r_2 = 9.00 - 2.10 = 6.90 \text{ cm.}; r_3 - r_2 = -1.82 \text{ cm.} = 0.28 - 2.10$

$r_2 + h - r_3 = 2.42 \text{ cm.} = 2.10 + 0.60 - 0.28$

$\varphi - 180^\circ = -132^\circ 30' = 47^\circ 30' - 180^\circ 00'$

	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
Caso "a"	α	---	---	---	---	h_a
	de 0° a $132^\circ 30'$	---	---	---	---	0.000
Caso "b"	α	$\alpha + \varphi - 180$	$\text{Cos} (3)$	$1 - (4)$	$6.90 \times (5)$	$= h_a$
	135°	$2^\circ 30'$	0.999	0.001		0.007
	140°	$7^\circ 30'$	0.991	0.009		0.062
Caso "c"	α	$180^\circ - \alpha$	$\text{Cos} (3)$	$2.42 (4)$	$(5) - 1.82$	$= h_c$
	145°	35°	0.819	1.982		0.162
	150°	30°	0.866	2.096		0.276
	155°	25°	0.906	2.192		0.372
	160°	20°	0.940	2.275		0.455
	165°	15°	0.966	2.338		0.518
	170°	10°	0.985	2.384		0.564
	175°	5°	0.996	2.410		0.590
	180°	0°	1.000	2.420		0.600

VELOCIDADES DE LAS LEVAS DE ADMISION.

Caso a) - $v = 0$

Caso b) - $v = \omega (R - r_2) \text{ Sen } (+ \varphi - 180^\circ)$

Caso c) - $v = \omega (r_2 + h - r_3) \text{ Sen } (180^\circ - \alpha)$

$\omega (R - r_2) = 130.9 \times 0.069 = 9.03 \text{ m./seg.}$

$\omega (r_2 + h - r_3) = 130.9 \times 0.0242 = 3.17 \text{ m./seg.}$

$\varphi - 180^\circ = - 132^\circ 30' = 47^\circ 30' - 180^\circ 00'$

	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
Caso "a"	α	---	---	---	v
Caso "b"	$de 0^\circ \text{ a } 132^\circ 30'$	---	---	---	0.00
Caso "c"	α	$- 132^\circ 30'$	$\text{Sen } (3)$	$9.03 \times (4)$	$= v$
	135°	$2^\circ 30'$	0.044	0.40	
	140°	$7^\circ 30'$	0.130	1.17	
	$144^\circ 17'$	$11^\circ 47'$	0.204	1.84	
Caso "c"	α	$180^\circ - \alpha$	$\text{Sen } (3)$	$3.17 \times (4)$	$= v$
	$144^\circ 17'$	$35^\circ 43'$	0.584	1.85	
	145°	35°	0.574	1.82	
	150°	30°	0.500	1.58	
	155°	25°	0.423	1.34	
	160°	20°	0.342	1.08	
	165°	15°	0.259	0.82	
	170°	10°	0.174	0.55	
	175°	5°	0.087	0.28	
	180°	0°	0.000	0.00	

ACELERACIONES DE LAS LEVAS DE ADMISION.

Caso a) - $a = 0$

Caso b) - $a = \omega^2 (R - r_2) \text{Cos} (\alpha + \varphi - 180^\circ)$

Caso c) - $a = -\omega^2 (r_2 + h - r_3) \text{Cos} (180^\circ - \alpha)$

$$\omega^2 (R - r_2) = 130.9^2 \times 0.069 = 1182 \text{ m/seg}^2.$$

$$-\omega^2 (r_2 + h - r_3) = -130.9^2 \times 0.0242 = -415 \text{ m./seg}^2.$$

$$-180^\circ = 47^\circ 30' - 180^\circ 00' = -132^\circ 30'$$

	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
Caso	α	---	---	---	a
"a"	de 0° a 132°	---	---	---	0.00
Caso	α	$-132^\circ 30'$	$\text{Cos} (3)$	$1182 \times (4)$	$= a$
"b"	135°	$2^\circ 30'$	0.999	1181.00	
"b"	140°	$7^\circ 30'$	0.991	1171.00	
"b"	$144^\circ 17'$	$11^\circ 47'$	0.979	1157.00	
Caso	α	$180^\circ - \alpha$	$\text{Cos} (3)$	$-415 \times (4)$	$= a$
"c"	$144^\circ 17'$	$35^\circ 43'$	0.812	-337.00	
"c"	145°	35°	0.819	-340.00	
"c"	150°	30°	0.866	-359.00	
"c"	155°	25°	0.906	-376.00	
"c"	160°	20°	0.940	-390.00	
"c"	165°	15°	0.966	-401.00	
"c"	170°	10°	0.985	-409.00	
"c"	175°	5°	0.996	-413.00	
"c"	180°	0°	1.000	-415.00	

DESPLAZAMIENTOS DE LAS LEVAS DE ESCAPE.

Aplicando las mismas fórmulas usadas para las levas de admisión, con excepción del valor de:

$$\varphi - 180^\circ = 55^\circ 00' - 180^\circ 00' = -125^\circ 00'$$

$$(r_2 + h - r_3) = 2.10 + 0.60 - 1.01 = 1.69 \text{ cm.}$$

$$r_3 - r_2 = 1.01 - 2.10 = -1.09 \text{ cm.}$$

	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
Caso "a"	α	---	---	---	---	h_a
	$de 0^\circ @ 125^\circ$	---	---	---	---	0.000
Caso "b"	α	$\alpha - 125^\circ$	$\cos(3)$	$1 - (4)$	$6.90 \times (5)$ $= h_a$	
	130°	5°	0.996	0.004		0.028
	135°	10°	0.985	0.015		0.103
Caso "c"	α	$180^\circ - \alpha$	$\cos(3)$	$1.69 \times (4)$	$(5) - 1.09$ $= h_a$	
	140°	40°	0.766	1.294		0.204
	145°	35°	0.819	1.384		0.294
	150°	30°	0.866	1.463		0.373
	155°	25°	0.906	1.531		0.441
	160°	20°	0.940	1.589		0.499
	165°	15°	0.966	1.632		0.542
	170°	10°	0.985	1.665		0.575
	175°	5°	0.996	1.683		0.593
	180°	0°	1.000	1.690		0.600

VELOCIDADES DE LAS LEVAS DE ESCAPE.

Las mismas fórmulas usadas en las levas de admisión, exceptuando los valores siguientes:

$$\varphi - 180^\circ = -125^\circ$$

$$\omega (r_2 + h - r_3) = 130.9 \times 0.0169 = 2.21 \text{ m./seg.}$$

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
Caso "a"	α	---	---	v
	de 0° a 125°	---	---	0.000
Caso "b"	α	$\alpha - 125^\circ$	Sen (3)	$9.03 \times (4)$ = v
	130°	5°	0.087	0.786.
	135°	10°	0.173	1.562
Caso "c"	α	$180^\circ - \alpha$	Sen (3)	$2.21 \times (4)$ = v
	140°	40°	0.643	1.421
	145°	35°	0.574	1.268
	150°	30°	0.500	1.105
	155°	25°	0.423	0.935
	160°	20°	0.342	0.756
	165°	15°	0.259	0.572
	170°	10°	0.173	0.382
	175°	5°	0.087	0.192
	180°	0°	0.000	0.000

ACELERACIONES DE LAS LEVAS DE ESCAPE.

Aplicando las mismas fórmulas usadas para las levas de admisión, con excepción del valor de:

$$\varphi - 180^\circ = -125^\circ$$

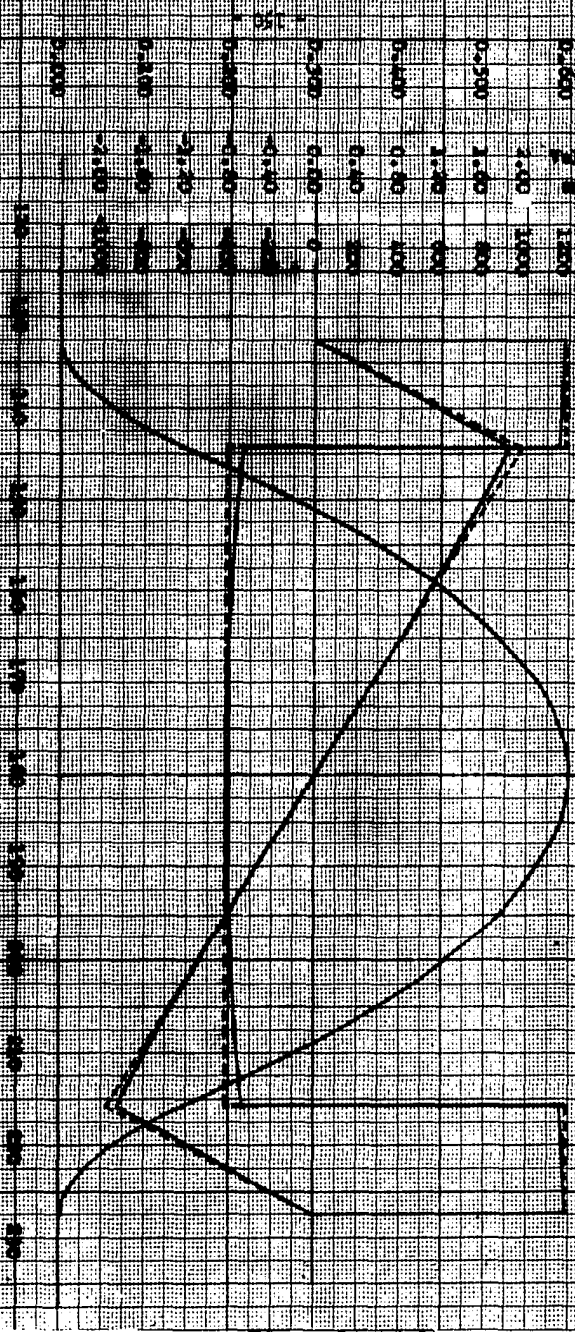
$$-\omega^2 (r_2 + h - r_3) = -130.9^2 \times 0.0169 = -290 \text{ m./seg}^2.$$

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
Caso "a"	α	---	---	a
	$de 0^\circ @ 125^\circ$	---	---	0.00
Caso "b"	α	$\alpha - 125^\circ$	$\cos(3)$	$1182 \times (6) = a$
	130°	5°	0.996	1177.00
	135°	10°	0.985	1164.00
Caso "c"	α	$180^\circ - \alpha$	$\cos(3)$	$-290 \times (4) = a$
	140°	40°	0.766	-222.00
	145°	35°	0.819	-237.00
	150°	30°	0.866	-251.00
	155°	25°	0.906	-263.00
	160°	20°	0.940	-273.00
	165°	15°	0.966	-280.00
	170°	10°	0.985	-286.00
	175°	5°	0.996	-289.00
	180°	0°	1.000	-290.00

11

$P = V \cdot D \cdot X \cdot 0.01$

Velocidad en M./SEG.
Distancia en M.
Presión en Kg./CM²



Levantes en CM.

Velocidades en M./SEG.

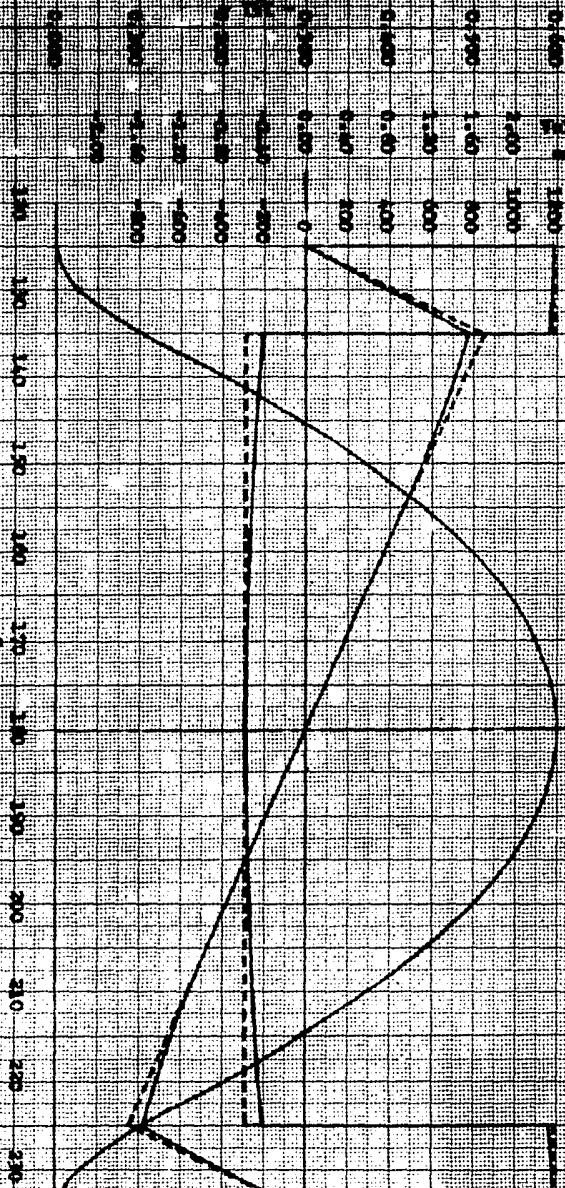
Aceleraciones en M./SEG.²

01

Alturas
en M.

Velocidades
en M./SEG.

Aceleraciones
en M./SEG.²



DATA DE REGISTRO
 Lugar de
 Velocidades
 Aceleraciones

Reg. K-1 B

- a)- Buzo de acero, con piezas interiores.....0.180 kgs.
- b)- Puntería y tapones de acero.....0.100 kgs.
- c)- Balancín de aluminio.....0.090 kgs.
- d)- Válvula de acero.....0.090 kgs.
- e)- Medios resortes de acero.....0.070 kgs.

RESORTES DE LA VALVULA DE ADMISION.-

Fuerzas de inercia.- Como se hicieron desiguales los dos brazos del balancín, la aceleración del buzo y la puntería, no es la misma que la de la válvula y el resorte, entonces:

Aceleración negativa del buzo y puntería: 415 m./seg^2 ., que es el valor máximo. Fuerza de inercia correspondiente:

$$F = \frac{0.180 + 0.100}{9.81} 415 = 11.83 \text{ kgs.}$$

Se calculó el momento polar de inercia del volumen del balancín con respecto al eje de rotación y su valor fué $I = 176 \text{ cm}^5$ Siendo la densidad del aluminio: $270 \text{ kg. seg}^2/\text{m}^4$. El momento polar de inercia de la masa valdrá:

$$I_0 = 0.000,000,017,6 \times 270 = 0.000,004,75 \text{ kg.m./seg}^2.$$

La aceleración tangencial del balancín producida por la puntería y la leva vale 415 m./seg^2 ., como la aceleración tangencial $a_T = \alpha r$. La aceleración angular valdrá:

$$\alpha = a_T / r = 415 / 0.025 = 16,600 \text{ rad./seg}^2.$$

Entonces la fuerza de inercia producida por el balancín sobre la válvula y el resorte, por su brazo de palanca será de:

$$F \cdot 0.05 = 0.000,004,75 \times 16,600 = 0.0788 \text{ kg.m.}$$

Por último la fuerza de inercia valdrá:

$$F = 0.0788 / 0.05 = 1.58 \text{ kgs.}$$

La aceleración de la válvula y el resorte será de:

$$a_T = a r = 16,600 \times 0.05 = 830 \text{ m./seg}^2.$$

Y la fuerza de inercia de estas partes:

$$F = \frac{0.090 + 0.070}{9.81} = 830 = 13.53 \text{ kgs.}$$

Las fuerzas de inercia del sistema son por tanto:

$$F = 11.83 + 1.58 + 13.53 = 26.94 \text{ kgs.}$$

Se acostumbra incrementar esta fuerza en un 20 % a 30 % -- con objeto de compensar la fricción producida en las guías del buzo, de la puntería y de la válvula así como las vibraciones del resorte. Se usará un valor de 30 % en este caso. Entonces:

$$F = 26.94 \times 1.30 = 35 \text{ kgs. aprox.}$$

Por otra parte el apriete inicial de los resortes, es conveniente que corresponda a una presión de la válvula sobre su asiento de 0.8 a 1.2 Kg./cm². de superficie de la cara de la válvula, - este es con objeto de asegurar el cierre efectivo de la misma. A este apriete se deberá sumar la succión producida por el retardo en abrir de la válvula de admisión y que tenderá a abrir las dos válvulas.

La depresión máxima de admisión vale, según el diagrama presión volumen $p = 1.000 - 0.561 = 0.439 \text{ Kg/cm}^2$. y considerando una presión sobre el asiento, de la válvula, de acerudo con lo antes dicho de 1.00 Kg./cm^2 . (valor medio). Se tendrá que la fuerza inicial del resorte será: $F_1 = 15.90 \times 1.439 = 22.9 \text{ Kgs.}$ -- puesto que el área de la válvula es de: $A = 4.50^2 \times 3.14/4$ ó sea $A = 15.90 \text{ cm}^2$. Se usarán dos resortes para cada válvula. En algunos motores de aviación equipados con dos resortes, se acostumbra hacer trabajar a cada uno de ellos, como si estuviera actuando solo, en otros se reparte la carga total entre los dos. Es to último será lo que se hará en este caso.

Se supondrá que el resorte exterior tomará 1.8 veces la carga del resorte interior, pues el primero está en mejores condiciones para trabajar por tener mayor diámetro y mejor apoyo. Entonces entre los dos resortes deberán dar una carga original de 23 Kgs y una final de 35 Kgs., repartidas como sigue:

- | | |
|-------------------|--|
| Resorte exterior: | a)- Carga inicial $(23/2.8) 1.8 = 15 \text{ Kgs.}$ |
| | b)- Carga final $(35/2.8)1.8 = 23 \text{ Kgs.}$ |
| Resorte interior: | a)- Carga inicial $23/2.8 = 8 \text{ Kgs.}$ |
| | b)- Carga final $35/2.8 = 12 \text{ Kgs.}$ |

Los diámetros de enrollamiento recomendados para los resortes son: para el resorte exterior, de 0.66 a 0.80 de el diámetro "d₂" de la válvula y para el interior de 0.45 a 0.70 de el mismo diámetro. Para el resorte exterior se usará el valor mayor de los acostumbrados es decir:

$$D = 0.80 \times 4.10 = 3.20 \text{ cm. aprox.}$$

Para el interior:

$$D = 0.55 \times 4.10 = 2.30 \text{ cm. aprox.}$$

Resorte Exterior.- Las condiciones que debe llenar este resorte son, teniendo en cuenta el espacio disponible para el resorte montado:

1er. Caso: el resorte está libre:

$$\Delta_0 = 0 \quad L_0 = x_1 + 5.20 \quad F_0 = 0$$

Siendo: Δ = deformación del resorte.

L = longitud del resorte.

F = carga en el resorte.

2º. Caso: El resorte está montado, con la válvula cerrada;

$$\Delta_1 = x_1 \quad L_1 = 5.20 \quad F_1 = 15$$

3er. Caso: El resorte montado, con la válvula abierta:

$$\Delta_2 = x_2 + 1.20 ; \quad L_2 = 5.20 - 1.20 = 4.00 \quad F_2 = 23$$

La formula que permite obtener la flecha de un resorte-- es la siguiente:

$$\Delta = \frac{64 F R^3 n}{G d^4} \quad \text{En donde: } G = \text{módulo de elasticidad a torsión del material.}$$

F = carga en el resorte.

R = radio de enrollamiento.

n = número efectivo de espiras.

d = diámetro del alambre.

Δ = deflexión o flecha del resorte.

Por otra parte el resorte debe caber en el espacio --

disponible, descontando el levante de la válvula, es decir 4.00 - cm. y sin que las espiras lleguen a juntarse, pues esto impediría el funcionamiento normal del resorte; si se supone que el juego entre espiras es de 0.05 cm. y siendo el número de espiras igual a $n+2$. La longitud L del resorte será igual a:

$$L = 4.00 = d (n + 2) + 0.05 (n + 2)$$

Entonces:

$$4.00 = n (d + 0.05) + 2 d + 0.10$$

$$3.90 = n (d + 0.05) + 2 d$$

Sustituyendo valores y haciendo simultaneas, la ecuación -- de la flecha indicada en la hoja anterior y esta última, se tiene que:

$$1.20 = \frac{64 \times 8 \times 1.6^3}{800,000} \quad n / d^4 = 0.002,624 n / d^4$$

De donde: $n = 475.32 d^4$ Sustituyendo este valor de "n" en la segunda ecuación, del espacio disponible, se tendrá que:

$$3.90 = 475.32 d^4 (d + 0.05) + 2 d$$

$$3.90 = 475.32 d^5 + 22.87 d^4 + 2 d$$

Resolviendo la ecuación, se tiene que $d = 0.361$. De donde $n = 475.32 \times 0.361^4 = 7.75$ espiras aprox.

La fatiga a la que trabaja el acero del resorte bajo las -- dos condiciones de carga será:

La fórmula que da la fuerza que puede soportar un resorte -- es la siguiente:

$$F = \frac{f \pi d^3}{16 R}$$

en donde: F = fuerza o carga sobre el resorte.
 f = fatiga de trabajo del material.
 d = diámetro del alambre.
 R = Radio de enrollamiento.

En el caso (a) de la válvula cerrada, la fatiga del material será:

$$f = \frac{16 R F}{\pi d^3} = \frac{16 \times 1.60 \times 15}{3.14 \times 0.3613} = 2600 \text{ Kg./cm}^2.$$

En el caso (b) de la válvula abierta, la fatiga del material será:

$$f = \frac{16 \times 1.60 \times 23}{3.14 \times 0.3613} = 3990 \text{ kg./cm}^2.$$

Estos valores son aceptables, pues la fatiga máxima que se permite en resortes es de 4070 Kg./cm². y se debe procurar, para la mayor duración del resorte, que en funcionamiento dinámico, la fatiga no oscile en más de la mitad del valor máximo, ó sea, que en este caso como la fatiga varía de 3990 a 2600 Kgs/cm²., cuya diferencia es 1390 Kg./cm². y siendo la mitad del valor máximo -- 1995, se encuentra el resorte dentro de las características debidas. Por otra parte es usual que el número de espiras efectivas se encuentre entre 7 y 14 y en el caso presente resultaron algo mas de 7.

Determinación de la longitud del resorte sin carga:

$$\text{Como : } \Delta_1 = x_1 = \frac{64 R^3 n F}{G d^4} = \frac{64 \times 7.76 \times 15 \times 1.60^3}{800\,000 \times 0.361^4} = 2,248 \text{ cm.}$$

Entonces la longitud libre del resorte será:

$$L_0 = 9.76 (0.361 \pm 0.05) + 1.20 + 2.248 = 7.46 \text{ cm. aprox.}$$

Resorte interior.- Radio de enrollamiento $R = 1.15 \text{ cm.}$,
este resorte debe llenar las siguientes características:

1er. Caso: resorte libre:

$$\Delta_0 = 0 \qquad L_0 = x_1 + 5.10 \qquad F_0 = 0$$

2º Caso: resorte montado y válvula cerrada:

$$\Delta_1 = x_1 \qquad L_1 = 5.10 \qquad F_1 = 8$$

3er. Caso: resorte montado y válvula abierta:

$$\Delta_2 = x_2 + 1.20 \qquad L_2 = 5.10 - 1.20 = 3.90 \qquad F_2 = 12$$

Entonces:

$$1.20 = \frac{64 \times 4 \times 1.15^3}{800,000} n / d^4 = 0.000,4864 n / d^4$$

$$n = 2467.1 d^4$$

Suponiendo un juego entre espiras de 0.035 cm.

$$3.90 = d (n + 2) + 0.035 (n + 2)$$

$$3.83 = n (d + 0.035) + 2 d$$

Sustituyendo el valor de n :

$$3.83 = 2467.1 d^5 + 86.35 d^4 + 2 d$$

$$d = 0.2597 \text{ cm.} \quad n = 2467.1 \times 0.2597^4 = 11.25 \text{ espiras.}$$

Las fatigas de trabajo serán:

$$\text{Caso (a):} \quad f = \frac{16 \times 1.15 \times 8}{3.14 \times 0.263} = 2660 \text{ Kgs./cm}^2.$$

$$\text{Caso (b):} \quad f = \frac{16 \times 1.15 \times 12}{3.14 \times 0.263} = 3990 \text{ Kgs./cm}^2.$$

Longitud del resorte libre:

$$\Delta_1 = x_1 = \frac{64 \times 11.2 \times 8 \times 1.15^3}{800,000 \times 0.26^4} = 2.384 \text{ cm.}$$

$$L_0 = 13.2 (0.260 + 0.035) + 1.20 + 2.384 = 7.48 \text{ cm. aprox.}$$

VALVULA DE ESCAPE.-

Fuerzas de inercia.- Por ser diferentes las aceleraciones en la leva de escape y en la de admisión, aunque las piezas de los dos sistemas sean iguales, las fuerzas de inercia serán diferentes, pero por ser éstas directamente proporcionales a las aceleraciones su valor será:

$$F = \frac{290}{415} 35 = 25 \text{ Kgs. aprox.}$$

Por otra parte las condiciones de apriete inicial y de que el resorte debe vencer la succión, son las mismas que en el caso de la válvula de admisión. Sin embargo para aumentar la diferencia de carga del resorte entre las condiciones de trabajo con la válvula cerrada y abierta, se tomará un valor mínimo (dentro de los recomendados) de la presión de apriete. Se usará un valor de 0.8 Kg/cm^2 . Entonces la fuerza será de:

$$\frac{0.800 + 0.439}{1.439} \times 23 = 0.86 \times 23 = 20 \text{ Kgs. aprox.}$$

Utilizando la misma relación de repartición de las cargas entre los dos resortes, que se usó para los de admisión, se tendrá

que:

- Resorte exterior: a)- Carga inicial $(20/2.8)1.8 = 13$
b)- Carga final $(25/2.8) 1.8 = 16$
- Resorte interior: a)- Carga inicial $20/2.8 = 7$ Kgs.
b)- Carga final $25/2.8 = 9$ Kgs.

Entonces las condiciones que debe llenar el resorte exterior serán las siguientes:

1er. Caso: libre.-

$$\Delta_0 = 0 \quad L_0 = x_1 + 5.20 \quad F_0 = 0$$

2o Caso: montado con válvula cerrada.-

$$\Delta_1 = x_1 \quad L_1 = 5.20 \quad F_1 = 13$$

3er caso: montado con válvula abierta.-

$$\Delta_2 = x_2 + 1.20 \quad L_2 = 5.20 - 1.20 = 4.00 \quad F_2 = 16$$

Tomando un diámetro de enrollamiento de $0.93 d_2 = 1.02 \times 4.10$; $D = 4.20$ cm. aprox. y considerando una separación entre espiras de 0.05 cm., y empleando el método usado para los resortes de las válvulas de admisión, se obtuvo un diámetro de alambre de 0.349 cm. y un número de espiras efectivas de 8 aprox., las fatigas de trabajo fueron: 3270 y 4030 Kgs./cm². respectivamente.

Las condiciones que debe llenar el resorte interior son:

1er. Caso: libre:-

$$\Delta_1 = 0 \quad L_0 = x_1 + 5.10 \quad F_0 = 0$$

2o Caso: montado y válvula cerrada.-

$$\Delta_1 = x_1 \quad L_1 = 5.10 \quad F_1 = 7$$

3er. Caso: montado y válvula abierta.-

$$\Delta_2 = x_1 + 1.20 \quad L_2 = 5.10 - 1.20 = 3.90 \quad F_2 = 9$$

El diámetro de enrollamiento se tomó de: $0.70 d_2 = 2.90$ cm., el juego entre espiras de 0.035 cm. y entonces los resultados obtenidos fueron: $d = 0.260$ cm.; $n = 11.25$ espiras, las fatigas resultaron de: 2940 y 3780 Kgs./cm².

En la hoja siguiente aparece un cuadro que contiene todos los datos para la fabricación de los resortes, que se harán de acero de resortes y con diámetros standard de alambre de acuerdo con los calibres de la "American Steel and Wire Gauge".

PUNTERIAS.-

Las punterías deben transmitir el empuje de la leva a la válvula y por tanto vencer: la resistencia del resorte, la inercia del sistema y la sobrepresión del interior del cilindro en el caso de la válvula de escape. Entonces se usará, como caso más desfavorable el de la válvula de escape en el momento de empezar a abrir.

La presión del interior del cilindro, en el momento de abrir la válvula de escape es de: 5.14 Kg./cm²., siendo el área de la válvula: $0.785 \times 4.50 = 3.53$ cm². La fuerza producida por la presión interior será:

$$P = 3.53 \times 5.14 = 18.15 \text{ Kgs. aprox.}$$

La fuerza real producida por los resortes y que hay necesi-

CARACTERISTICAS DE LOS
CUATRO RESORTES.

		Diam. de Enrollamiento	Diam. del Alambre	Alambre N°	Número de Espiras	Longitud Resorte Libre	Longitud Resorte Montado	Longitud Resorte Montado Válvula Abierta	Paso Espiras Resorte Libre	Paso Espiras Resorte Montado	Paso Espiras Resorte Montado Válvula Abierta	Juego Entre Espiras Mínimo
Válvula Admisión	Exterior	3.20	0.377	9	9 3/4	7.46	5.20	4.00	0.765	0.533	0.410	0.033
	Interior	2.30	0.268	12	13 1/4	7.48	5.10	3.90	0.564	0.385	0.294	0.026
Válvula Escape	Exterior	4.20	0.377	9	10	10.40	5.20	4.00	1.040	0.520	0.400	0.023
	Interior	2.90	0.268	12	13 1/4	9.31	5.10	3.90	0.703	0.385	0.294	0.026

dad de vencer es de:

Resorte exterior:

$$F = \frac{(10.40 - 5.20) 800,000 \times 0.377^4}{64 \times 2.10^3 \times 8}$$

De donde: $F = 18$ Kgs. aprox.

Resorte interior:

$$F = \frac{(9.31 - 5.10) 800,000 \times 0.268^4}{64 \times 1.45^3 \times 11.25}$$

De donde: $F = 8$ Kgs. aprox.

Fuerza total de los dos resortes: $F = 26$ Kgs.

Las fuerzas de inercia serán las obtenidas para el cálculo de los resortes de la válvula de escape, multiplicadas por la relación de aceleraciones (puesto que en este caso obra la aceleración positiva). La aceleración positiva de la válvula de escape es 1182 m./seg^2 . y la negativa de 290 m./seg^2 . La relación de las dos aceleraciones vale: $1182/290 = 4.076$. Entonces las fuerzas de inercia para este caso serán de:

$$4.076 \times 25 = 102 \text{ Kgs.}$$

Debido a la relación de brazos del balancín, a través de la puntería se transmitirá el doble de la fuerza producida por los gases y por los resortes así como el doble de las fuerzas de inercia debidas a la válvula y los resortes y además el resto de las fuerzas de inercia. (Rigurosamente se debería descontar la inercia del buzo, que no obra sobre la puntería en este caso).

Entonces las fuerzas máximas que soportará la puntería serán: $P = 2 (82 + 26 + 51) + 51 = 370$ Kgs. aprox.

La longitud de la puntería es de aprox. 30 cm. y trabaja como columna larga. Haciendo la puntería de sección tubular con un diámetro exterior de 0.95 cm (3/8") y un espesor de pared de 0.16 cm. (1/16") en acero, soportará perfectamente la carga y será suficientemente rígida. En los extremos de las punterías se colocarán unos tapones de extremos semiesféricos, que montados en las punterías quedarán en contacto con el balancín y el buzo.

BALANCIN.- El balancín deberá llenar los siguientes requisitos.

a)- Tendrá una relación de brazos de 1 : 2, entonces teniendo en cuenta el espacio disponible, la longitud total sobre los ejes, de los brazos será de 7.50 cm. y entonces cada uno de los brazos medirán 2.50 cm. y 5.00 cm.

b)- Aunque la válvula irá colocada verticalmente, no es posible hacer lo mismo con la puntería por el estorbo representado por los engranes de transmisión del cigüeñal al árbol de levas y por el buzo. La inclinación de la puntería deberá de ser de --- $12^{\circ}40'$. Por otra parte para tener un mínimo movimiento lateral entre la puntería y el balancín y principalmente entre el balancín y la válvula, es necesario que los ejes de la válvula y el balancín sean perpendiculares a la línea media del desplazamiento angular del balancín y en este caso el movimiento lateral será la

distancia entre el arco descrito por el punto de contacto del balancín y la cuerda descrita por el punto de contacto de la puntería o de la válvula. Este desplazamiento lateral no llega a --- 0.05 cm. en el caso mas desfavorable, o sea entre la válvula y el balancín.

Para trazar el balancín se colocó el eje de la válvula verticalmente, el eje de la puntería formando un ángulo de $12^{\circ}40'$ -- con la vertical hacia afuera y teniendo en cuenta que la mitad -- del ángulo girado por el balancín y que corresponda a la mitad -- del levante dado por cada brazo vale:

$$\Delta / 2 = \text{ang.Sen. } 0.60/5.00 = \text{ang.Sen. } 0.30/2.50$$

$$\Delta / 2 = \text{ang.Sen. } 0.12 \quad \therefore \quad \Delta / 2 = 6^{\circ}54'$$

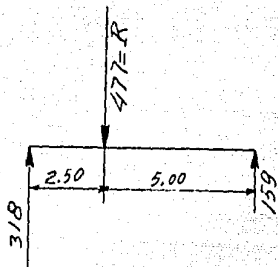
Entonces por construcción: el ángulo formado por el brazo-- menor con respecto a un eje horizontal será igual al ángulo que-- forma la puntería con la vertical menos la mitad del ángulo girado por el balancín. Entonces este ángulo valdrá:

$$12^{\circ}40' - 6^{\circ}54' = 5^{\circ}46'$$

Esto quiere decir que el ángulo formado por la puntería con la vertical es igual al suplemento del ángulo obtuso formado por los dos brazos del balancín y por tanto cuando la puntería sea -- vertical, los tres puntos de apoyo estarán en una línea recta.

Después de hecho el trazo del balancín, se revisaron las -- secciones críticas de trabajo del mismo y se proporcionó, proyectando el diámetro del eje de modo de permitir una buena lubrica--

ción. Despreciando la inclinación de la puntería y teniendo en cuenta las fuerzas que obran sobre el balancín, una condición de equilibrio aproximada del mismo sería la siguiente:



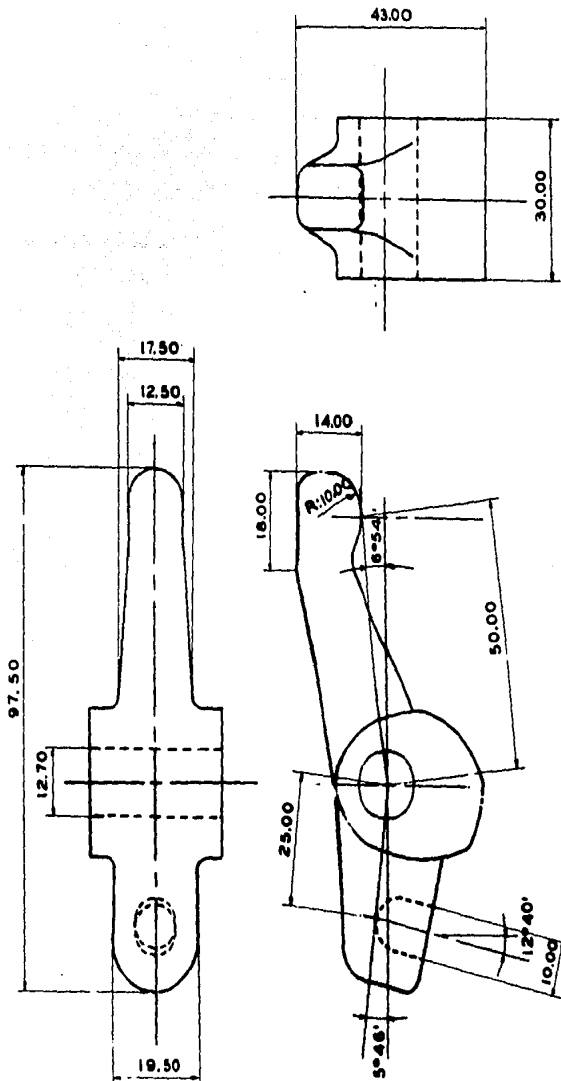
Suponiendo una presión sobre el aceite de 150 Kg./cm^2 . y -- siendo la reacción máxima en el apoyo central del balancín de 480 Kgs. aprox. el área de apoyo proyectada deberá de ser de: $480/150 = 3.18 \text{ cm}^2$. Suponien-

do un diámetro exterior del eje de 1.27 cm., la longitud necesaria de apoyo deberá ser:

$$L = 3.18/1.27 = 2.50 \text{ ; se tomó } L = 3.00 \text{ cm.}$$

Se reforzó la parte inferior de el apoyo del balancín, que es realmente la que resistirá la reacción y se añadió peso con objeto de balancearlo. El balancín se construirá de aluminio y -- llevará unas incrustaciones de acero cementado en los puntos de contacto del balancín y la puntería, de forma esférica y circular respectivamente, con objeto de que su posición relativa no cambie a pesar de los movimientos laterales.

Se tiene ya todos los datos referentes al cilindro y se puede por tanto completar el dibujo del mismo que se encuentra más adelante.



PROYECTO DE MOTOR

ESCALA 1 : 1

ACOTACIONES EN:
M.M.

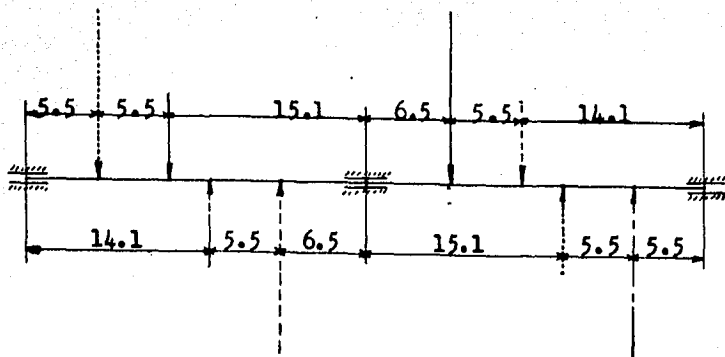
DIBUJO Nº IX

BALANCIN

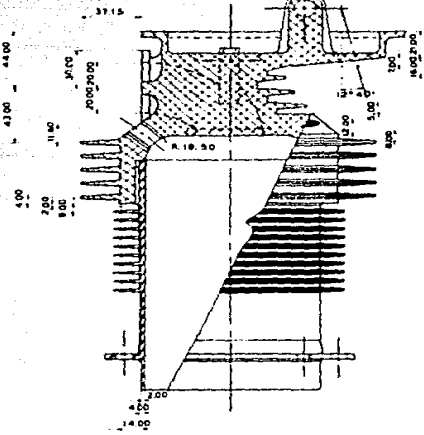
ARBOL DE LEVAS.- Conocidos: el perfil de las levas de admisión y escape y la separación centro a centro de los cuatro cilindros, determinadas por el espacio disponible y el proyecto del cigüeñal, queda por calcular el diámetro del árbol, los anchos de las levas y el número dimensiones y colocación de los apoyos.

El árbol de levas será de acero y tendrá tres apoyos como-- en el caso del cigüeñal, la posición de las diversas punterías de las válvulas así como las diversas condiciones de carga están indicadas en el croquis que sigue:

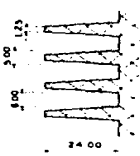
P.M.S. N° 1 0° _____
 180° - - - - -
 360° - - - - -
 540° - - - - -



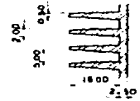
CORTE A-A



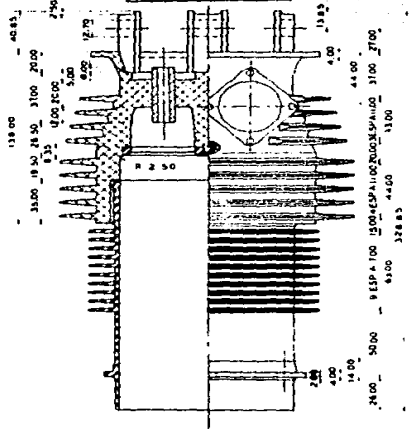
DETALLE DE LAS ALETAS



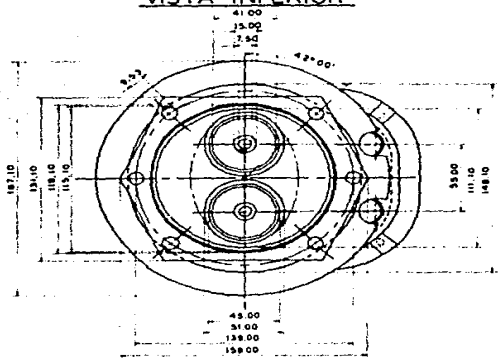
ESCALA 1:1



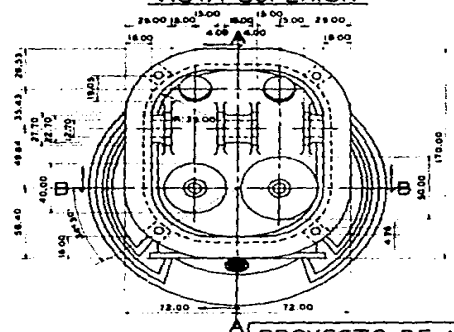
CORTE B-B



VISTA INFERIOR



VISTA SUPERIOR



PROYECTO DE MOTOR	
ESCALA 1: 2	CILINDRO
ACOTACIONES EN: MM.	
DIBUJO Nº 2	

Se estudiaron los cuatro casos y se encontró que el que produce momentos mayores es el caso No 4. Existen para el árbol de levas dos condiciones críticas como en el caso del cigüeñal. Primero en el momento de empezar a abrir las válvulas, que producirá flexión solamente y segundo cuando existe el máximo brazo de palanca en el que se tendrán esfuerzos de flexión y torsión. La posición de máximo brazo de palanca corresponde al máximo valor de " Δ " y sus valores en los dos casos (anteriormente calculados) son:

Leva de admisión: $11^{\circ} 47'$

Leva de escape: $10^{\circ} 00'$

El brazo de palanca de acuerdo con la figura de la página correspondiente será: $\overline{BO} = 00_1 \text{ Sen } \Delta = 6.90 \text{ Sen } \Delta$

En el caso de la leva de admisión:

Brazo max. = $6.90 \text{ Sen } 11^{\circ} 47' = 1.409 \text{ cm.}$

En el caso de la leva de escape:

Brazo max. = $6.90 \text{ Sen } 10^{\circ} 00' = 1.198 \text{ cm.}$

Entonces el plato del buzo que resbala sobre la leva deberá tener un diámetro de 3.00 cm. para que en ningún momento deje de hacer contacto con la misma. El valor de la aceleración cuando se tiene el brazo máximo se puede considerar de 1160 m./seg^2 . para las dos válvulas.

Estimación de las cargas producidas por las válvulas y accesorios en las dos posiciones críticas:

ler. Caso.- en el momento de empezar a abrir (produciendo flexión únicamente sobre el árbol): I.- Válvula de admisión:

a.- Presión interior del cilindro

$$p = 15.90 (- 0.44) = - 7 \text{ Kgs. aprox.}$$

b.- Fuerzas reales producidas por los resortes

$$\text{Exterior: } F = \frac{(7.46 - 5.20) 800.000 \times 0.377^4}{64 \times 7.75 \times 1.60^3} = 18 \text{ Kgs.}$$

$$\text{Interior: } F = \frac{(7.48 - 5.10) 800.000 \times 0.268^4}{64 \times 11.25 \times 1.15^3} = 9 \text{ Kgs.}$$

c.- Fuerzas de inercia: La relación entre las aceleraciones positiva y negativa del sistema vale: $1182 / 415 = 2.85$ y las fuerzas de inercia producidas por la aceleración negativa - fueron de 35 Kgs., entonces las fuerzas de inercia producidas en este caso serán de: $2.85 \times 35 = 100 \text{ Kgs.}$

Las fuerzas totales valdrán por tanto:

$$P = 2 (18 + 9 - 7 + 50) + 50 = 190 \text{ Kgs.}$$

II.- Válvula de escape: el valor de la carga total en este caso fué de 370 Kgs. (calculado al estimar la sección de las punterías).

2º.- Caso- en el momento de producirse el brazo máximo de palanca (habiendo flexión y torsión al mismo tiempo en el árbol).

I.- Válvula de admisión:

a.- Presión en el interior del cilindro = atmosférica.

b.- Fuerzas reales de los resortes:

El ángulo girado por la leva y que corresponde al brazo máximo es de $\alpha = 145^\circ$ y el levante correspondiente vale $h = 0.16$ cm. por la relación de brazos del balancín la deformación del resorte en ese momento será de $2 \times 0.16 = 0.32$ cm.

$$\text{Resorte exterior: } F = \frac{7.46 - (5.20 - 0.32)}{7.46 - 5.20} \quad 18 = 21 \text{ Kgs.}$$

$$\text{Resorte interior: } F = \frac{7.48 - (5.10 - 0.32)}{7.48 - 5.10} \quad 9 = 10 \text{ Kgs.}$$

c.- Fuerzas de inercia: Relación de aceleraciones

$$1160 / 1182 = 0.982. \quad \text{De donde: } P = 100 \times 0.982 = 98 \text{ Kgs.}$$

Entonces las fuerzas totales en este caso serán:

$$P = 2 (21 + 10 + 49) + 49 = 210 \text{ Kgs.}$$

II.- Válvula de escapes:

a.- Presión en el interior del cilindro = atmosférica.

b.- Fuerzas reales de los resortes: ángulo girado por la leva, que corresponde al brazo máximo aprox. 135° , levante correspondiente $h = 0.103$ cm. Deformación de los resortes $2 \times 0.103 = 0.21$ aprox. Fuerzas producidas por los resortes:

$$\text{Exterior: } F = \frac{10.40 - (5.20 - 0.21)}{10.40 - 5.20} \quad 18 = 19 \text{ Kgs.}$$

Interior:

$$F = \frac{9.31 - (5.10 - 0.21)}{9.31 - 5.10} \quad 8 = 8 \text{ Kgs.}$$

c.- Fuerzas de inercia = 98 Kgs.

Entonces las fuerzas totales serán:

$$P = 2 (19 + 8 + 49) + 49 = 200 \text{ Kgs.}$$

Resumen de cargas sobre el árbol de levas:

1a. Condición Crítica Admisión - 190 Kgs.

Escape - 370 Kgs.

2a. Condición Crítica Admisión - 210 Kgs.

Escape - 200 Kgs.

En el segundo caso crítico el momento de torsión valdrá:

$$\text{Admisión } 210 \times 1.41 = 296 \text{ Kg.cm.}$$

$$\text{Escape } 200 \times 1.20 = 240 \text{ Kg.cm.}$$

$$\text{Total } \quad \quad \quad 536 \text{ Kg.cm.}$$

La potencia absorbida por el sistema de alimentación será, siendo la velocidad del árbol $\omega = 130.9$ rad./seg.

$$\text{Pot.} = 130.9 \times 5.36 / 75 = 9.35 \text{ C.V.}$$

En la primera condición crítica, el momento mayor producido por las diferentes condiciones de carga fué de: 1590 Kg.cm. En la segunda condición crítica, el momento flexionante máximo fué de: 1250 Kg.cm. y el momento de torsión de: 536 Kg.cm.

Si el árbol de levas se supone de un diámetro de 2.54 cm.-- las fatigas producidas en las dos condiciones críticas serán:

1a. Condición.

$$\text{Siendo } s = 0.098 d^3 = 0.098 \times 2.54^3 = 1.60 \text{ cm}^3.$$

$$f = 1590 / 1.60 = 995 \text{ Kg.cm}^2$$

2a. Condición.

$$\text{Siendo } I = 0.049 d^4 = 0.049 \times 2.54^4 = 2.04 \text{ cm}^4.$$

$$J = 2 I = 2 \times 2.04 = 4.08 \text{ cm}^4.$$

$$\text{Por flexión } f = 1250 \times 1.27 / 2.04 = 778 \text{ Kg./cm}^2.$$

$$\text{Por torsión } f = 536 \times 1.27 / 4.08 = 167 \text{ Kg./cm}^2.$$

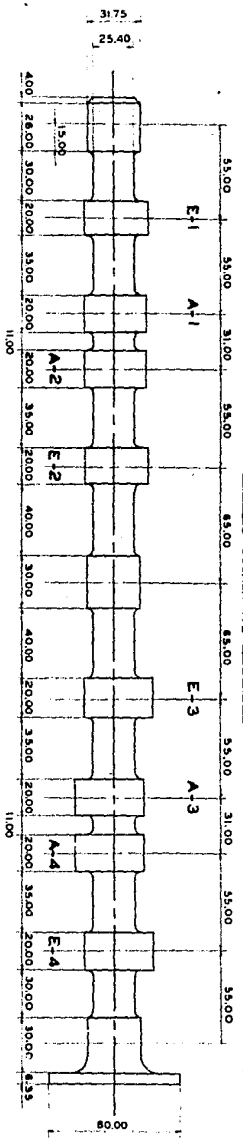
Combinación de los esfuerzos:

$$f = 778/2 + 1/2 \sqrt{778^2 + 4 \times 167^2} = 812 \text{ Kg./cm}^2.$$

Se ve por tanto que domina la primera condición crítica. Aunque las fatigas obtenidas son bajas, la sección está bien proporcionada, pues el factor principal es una deflexión pequeña del árbol de levas (generalmente se admite una flecha de 0.003 a 0.005 cm.) ya que es muy importante su rigidez para la correcta operación del sistema. Para disminuir en lo posible las deformaciones del árbol, se colocaron las levas de escape, que como se ha visto cargan más que las de admisión, lo más cerca posible de los apoyos, en la forma que se puede apreciar en el dibujo correspondiente y logrando al mismo tiempo que los cuatro cilindros queden iguales y no dos derechos y dos izquierdos.

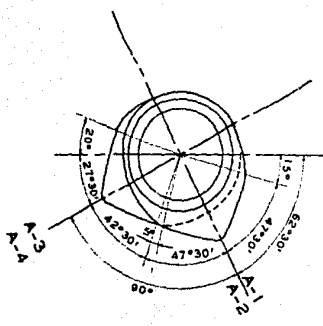
El ancho de las levas se determinó procurando, dentro del espacio disponible, dar el mayor apoyo lateral al plato. Se fijó la longitud de los apoyos, de acuerdo con las reacciones máxi-

VISTA CORRESPONDIENTE A LA PARTE SUPERIOR
DEL MOTOR

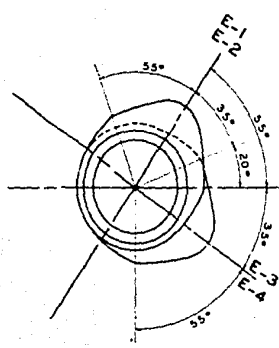


POSICION DE LEVAS DE ADMISION POSICION DE LEVAS DE ESCAPE

P.M.S.CIL. N° 1
ESCALA 1:1



P.M.S.CIL. N° 1
ESCALA 1:1



SENTIDO DE ROTACION DEL
CIGUEBAL Y DEL ARBOL DE
LEVAS.



PROYECTO DE MOTOR	
ESCALAS IND.	ARBOL DE LEVAS
ACOTACIONES EN:	
MM.	
DIBUJO N° II	

mas dadas por las diferentes condiciones de carga. Estas reacciones máximas son:

Apoyo izquierdo:	260 Kgs.
Apoyo intermedio:	480 Kgs.
Apoyo derecho:	260 Kgs.

Los apoyos tendrán un diámetro de 3.2 cm., un poco mayor -- que el resto del árbol, con objeto de tener un mejor acomodamiento en la chumacera. Si se suponen unas longitudes de 1.5 cm. -- para los apoyos extremos y 3.0 cm. para el central, la presión -- de engrase será tan solo de 50. kg/cm². Se conectará el árbol de levas al engrane de transmisión por medio de una brida y cuatro pernos.

ENGRANES DE TRANSMISION.- El árbol de levas debe girar a la mitad de la velocidad del cigüeñal y por otra parte la separación mínima de los dos árboles queda fijada por el estorbo dado por los mismos al girar, en este caso esa distancia vale 13.5 cm. Si se usan para la transmisión únicamente dos engranes sus diámetros primitivos deberán ser: $2 \times 13.5 / 3 = 9.0$ cm. para el piñón y 18.0 cm. para el otro engrane. Si se usan tres engranes, dando un diámetro primitivo al piñón de 5.0 cm. (no conviene usar un diámetro menor, pues los dientes serían o muy pocos o muy chicos) los diámetros del engrane intermedio y de el engrane de el árbol de levas serán de 10.0 cm. lo que produce menos estorbo. Esta última fué la solución adoptada. Los dos engranes intermedio y de-

TRANSMISION DEL CIGUEÑAL AL ARBOL DE LEVAS

VISTA POSTERIOR

135.00

CILINDRO Nº 1 EN P.M.S.

CILINDRO Nº 3 EN P.M.I.

83.71

5' 28

ESCALA 1:1

DETALLE "A"

DETALLE "B"

DETALLE "A"

DETALLE "B"

DETALLE "A"

CILINDRO Nº 2 EN P.M.S.
CILINDRO Nº 4 EN P.M.I.

NOTA:

EL ESPESOR DE LOS TRES
ENGRANES SERA DE 13 MM.

PROYECTO DE MOTOR

ESCALAS IND.

ACOTACIONES EN:
MM.

DIBUJO Nº XII

**TRANSMISION
PRINCIPAL**

103.333

100.000

98.163

80.00

88.00

7.94

17.46

48.143

50.000

53.333

54.71

19.03

26.58

98.143

100.000

103.333

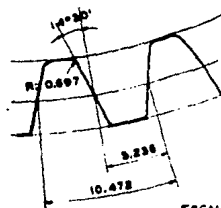
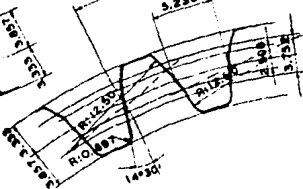
10.472

5.238

9.238

10.472

ESCALA 3:1



levas no deben tener otros diámetros, por que la relación de velocidades que se quiere obtener es proporcional al número de dientes y la relación de estos debe ser igual a $\sqrt{2}$ que no es número entero. Entonces el árbol de levas y el cigüeñal tendrán el mismo sentido de rotación, es decir sentido directo viendo desde la parte delantera del motor. Las dimensiones y los perfiles de los dientes son los Standard. Por otra parte conocido el par que es necesario transmitir al árbol de levas y que se calculó al estudiar al mismo, se puede calcular el espesor de los dientes. Todos estos datos están indicados en el dibujo, así como la forma de montar los tres engranes, su posición relativa y las marcas de sincronización para su correcta instalación.

CARTER.- El cárter es la parte del motor que sirve para envolver y proteger los órganos en movimiento y para fijar en su posición las piezas inmóviles (cilindros) debe dar la necesaria rigidez al conjunto, debe poder almacenar el aceite necesario para la lubricación y tener los dispositivos necesarios para colocar los accesorios del motor y para el montaje del mismo en su lugar de operación.

En los motores usados en aviación, es usual fabricar el cárter de aleación de aluminio, entre otras ventajas por ser más ligero, prestarse mas que el hierro fundido para hacer los vaciados (difíciles por ser complicada la forma de estas piezas), su facilidad para disipar calor etc. Por otra parte, para dar rigidez al cárter es mas importante la forma que se dé al mismo que la resistencia propia del material empleado. Se recomienda partir de

una forma cilíndrica, que por su geometría tiene una gran rigidez, y hacerle las modificaciones indispensables para adaptarla a las necesidades del motor. Este fué el criterio seguido el proyectar el cárter para este motor, revisando sus elementos principales para determinar sus proporciones. Los esfuerzos principales a que está sujeto el conjunto del motor son: 1º. el par resistente cuyo valor igual al par motor ya fué obtenido y cuyo máximo vale 54 Kg.m. aprox. (este es el mayor valor del par resultante de los gases y la inercia en los cuatro cilindros). 2º. A la tracción producida por la hélice movido por el motor, principalmente cuando el avión está enfrenado en tierra y el motor completamente acelerado. Para tener una idea de la tracción de la hélice se puede proceder como sigue:

La eficiencia de una hélice, es igual a la potencia que da entre la potencia que recibe del motor. Entonces:

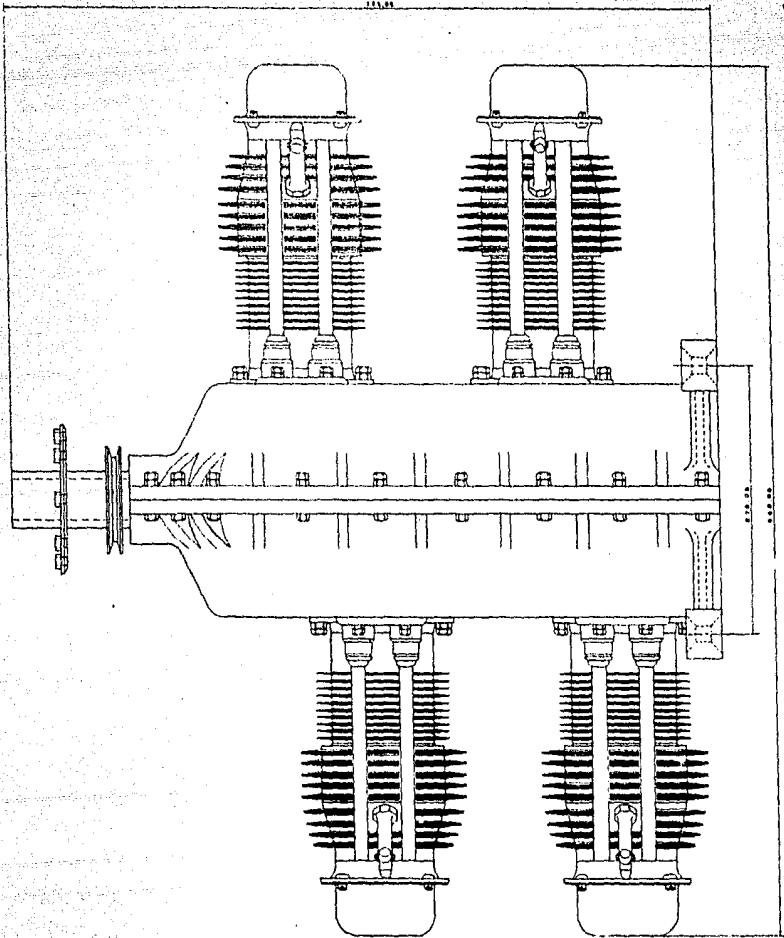
$$\eta = \frac{v \cdot T}{W_M}$$

Suponiendo el rendimiento de la hélice de: $\eta = 0.80$, que es un valor que

que se obtiene generalmente y considerando que la velocidad del avión en el que se montará el motor será de 100 Km./h. La tracción valdrá:

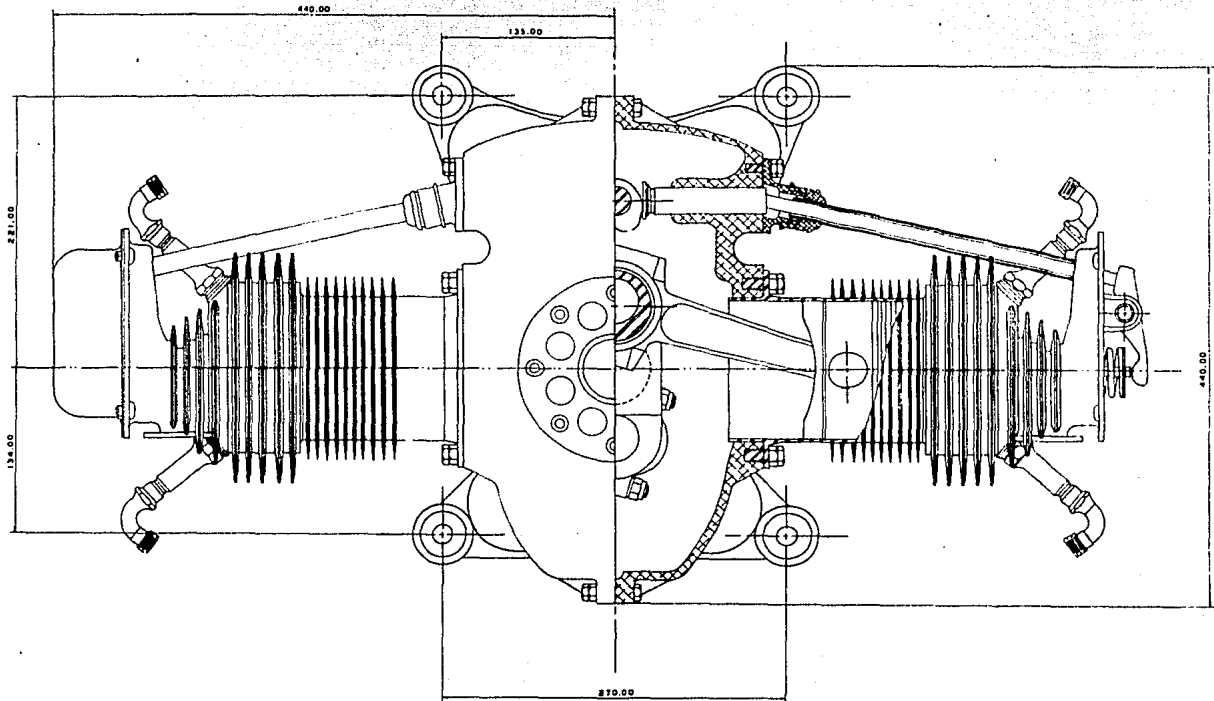
$$T = \frac{0.80 \times 100 \times 750}{100 \times 3.60} = 170 \text{ Kgs. aprox.}$$

Esta sería la tracción máxima, puesto que se ha considerado: una velocidad relativamente baja y la potencia máxima del motor..



PROYECTO DE MOTOR
ESCALA 1:2
REVISOR: M. S. V.
DIBUJO Nº 127

VISTA SUPERIOR



PROYECTO DE MOTOR	
ESCALA 1:2	VISTA FRONTAL Y CORTE
ACOTACIONES EN MIL.	
DIBUJO N° 22	

En las vistas de conjunto del motor, están indicados los soportes para montarlo en la bancada del avión, pero se suprimieron en cambio todos los elementos necesarios para mover los accesorios del motor, tales como: magneto, bombas de aceite y gasolina, generador etc. Estos elementos del motor se seleccionarán entre los tipos existentes en el mercado y que se adapten a las necesidades de este caso.

DETERMINACION DE LAS CARACTERISTICAS (PERFORMANCIAS)

DEL MOTOR.- Teóricamente si se mantiene constante la mezcla de aire-combustible del motor, la potencia que puede suministrar el motor es directamente proporcional a la velocidad de rotación del mismo (puesto que el par motor permanece constante si la mezcla lo es). En los motores de aviación se acostumbra hacer pruebas de potencia a diferente número de revoluciones, por medio de una hélice, cuyas características están perfectamente determinadas.-- Como la potencia absorbida por una hélice es proporcional al cubo de su velocidad de rotación, la gráfica de la potencia-número de revoluciones es una curva. Esta gráfica se calculó suponiendo que la hélice usada para la prueba absorbe 100 C.V. a 2500 R.P.M. Se trazó así mismo la gráfica de la potencia que puede suministrar el motor en función de las R.P.M. (que es una recta). La diferencia entre la potencia dada por el motor y la absorbida por

la hélice a una velocidad de rotación dada evitaría que existiera un equilibrio en el punto considerado, acelerándose la velocidad de rotación hasta que ambas potencias se igualaran. El número de revoluciones del motor se controla por medio del acelerador que acciona el carburador, dejando pasar mas o menos mezcla, independientemente de la proporción de ésta. Entonces para tener una abertura de la mariposa del carburador y un número de revoluciones dados, una potencia menor que la que daría el motor normalmente, e igual a la absorbida por la hélice, es necesario operar el motor con una mezcla más pobre (menor porcentaje de combustible) con lo cual se reduce el par motor y se tendrá menor potencia al mismo número de revoluciones.

Se calcularon también las curvas de consumo de combustible en los dos casos de operación, como sigue:

1.- Cuando el motor opera con la mezcla óptima y da una potencia proporcional a su velocidad angular.

La cilindrada total del motor es $Q = 4.00$ litros consumidos cada 2 revoluciones, son por tanto 2 litros por revolución, el consumo a mezcla constante será proporcional a la velocidad (la gráfica será una recta) y la mezcla optima teórica en 12.24 litros de aire por gramo de gasolina, la gasolina pesa 690 gramos/litro, entonces un gramo es igual 0.0014 litros, valor despreciable comparado con el volumen de aire. Se puede por tanto considerar el volumen de la mezcla igual al volumen del aire sin error apreciable.

De todo lo anterior resulta que el consumo de combustible a 2500 R.P.M. es de:

$$G = 2 \times 2500 \times 60 / 12.24 \times 690 = 35.5 \text{ Litros/hora.}$$

A 1600 R.P.M. el consumo será de:

$$G = 1600 \times 35.5 / 2500 = 22.7 \text{ Litros/hora.}$$

El consumo específico a mezcla óptima valdrá:

Se acostumbra dar el consumo específico en Kg/C.V./hora, su valor será entonces:

$$G_e = 35.5 \times 690 / 1000 \times 100 = 0.245 \text{ Kg./hora/C.V.}$$

2.- Cuando el motor opera proporcionando a la hélice la potencia requerida a un número dado de revoluciones.

Suponiendo que el rendimiento térmico del motor se conserva, la energía producida por el par motor es directamente proporcional a la energía aportada por el combustible (a la cantidad de combustible). Entonces la relación entre la potencia requerida del motor por la hélice y la potencia que es capaz de suministrar multiplicada por el consumo a un número dado de R.P.M. (se usó el valor para 2500) y con mezcla óptima, da el consumo con mezcla pobre para las diversas velocidades de rotación del motor.

Cálculo de los valores para la gráfica de potencia absorbida por la hélice:

La potencia absorbida por una hélice vale:

$P = K N^3$ En donde K depende de las características aerodinámicas y geométricas de la hélice y de las propiedades del aire. Para que esa hélice necesite 100 C.V. para alcanzar una velocidad de 2500 R.P.M. el valor de K será:

$$K = P / N^3 = 100 / 2500^3$$

Para calcular la tabla de valores de las potencias se utilizó la potencia base (100) en C.V. y las velocidades en R.P.M. divididas entre 1000 para no tener cantidades muy grandes, todo esto se puede hacer ya que lo que interesa son los valores relativos. En esta tabla se incluyen también los valores intermedios de la potencia dada por el motor, que aunque no son necesarios para el trazo de la recta, si se usarán para el cálculo de los consumos. Están calculadas también las relaciones de potencia, así como los consumos cuando el motor da la potencia necesaria para la hélice.

$$K = 100 / 2.5^3 = 6.4$$

Cuando se trata de motores de aviación es muy interesante-- conocer las pérdidas de potencia que sufren los motores cuando operan a grandes alturas, pues éstas pérdidas son muy notables.

La pérdida de potencia en altura se debe a dos causas:

1.- Disminución del par motor, motivado por la menor densidad del aire que se encuentra al subir. Al tener menor densidad el aire, se tiene menor cantidad de oxígeno en un volumen dado,-- por lo que el rendimiento de la combustión baja mucho y por tanto

TABLA PARA LA OBTENCIÓN DE LA POTENCIA DEL MOTOR, LA POTENCIA
 ABSORBIDA POR LA HELICE DE PRUEBA Y EL CONSUMO DE GASOLINA EN
 ESTE ÚLTIMO CASO.

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
N R. P. M.	N/1000	$(N/1000)^3$	$6.4 \cdot (3)$ = W_1	N/2500	$100 \cdot (5)$ = W_2	W_1 / W_2	$35.5 \cdot (7)$ = G
1600	1.6	4.096	26.2	0.64	64	0.409	14.5
1700	1.7	4.913	31.4	0.68	68	0.462	16.4
1800	1.8	5.832	37.3	0.72	72	0.518	18.4
1900	1.9	6.859	43.9	0.76	76	0.578	20.5
2000	2.0	8.000	51.2	0.80	80	0.640	22.7
2100	2.1	9.261	59.3	0.84	84	0.706	25.1
2200	2.2	10.648	68.1	0.88	88	0.774	27.5
2300	2.3	12.167	77.9	0.92	92	0.847	30.1
2400	2.4	13.824	88.5	0.96	96	0.922	32.7
2500	2.5	15.625	100.0	1.00	100	1.000	35.5

Potencias en C.V., Consumos en litros / hora.

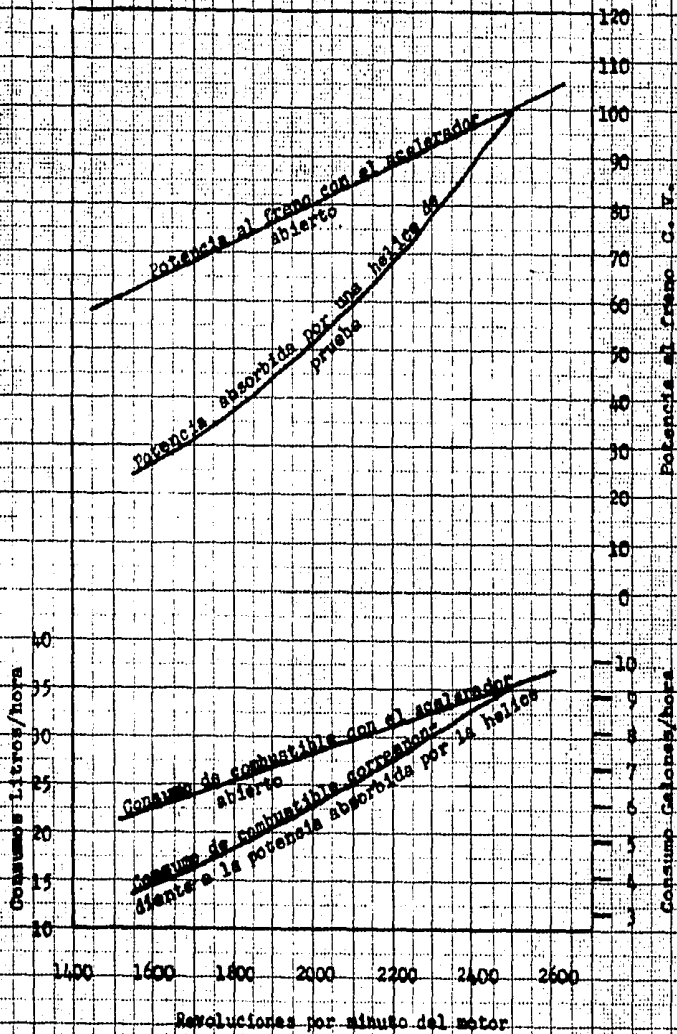


Fig. CXXV A

CARACTERISTICAS DE OPERACION DEL MOTOR
AL NIVEL DEL MAR

la potencia del motor. La fórmula que permite encontrar la pérdida de potencia por la causa antes dicha, aparece a continuación, e incluye los efectos de las variaciones de presión y temperatura con la altura:

$$W_1 / W_0 = (\rho_1 / \rho_0)^{1.3}$$

2.- La fórmula anterior está basada en que el número de -- R.P.M. del motor no cambia con la altura, lo cual no es cierto, - sin embargo; pues el subir y disminuir la densidad, la potencia absorbida por la hélice es menor y proporcional a ρ_1 / ρ_0 (para una velocidad de crucero constante). La fórmula que permite encontrar la variación de velocidad de rotación del motor de altura, - cuando se conserva la velocidad de translación del avión, es la siguiente:

Igualando la potencia que se obtiene del motor, con la potencia absorbida por la hélice, se tiene que:

1.- Al nivel del mar: $W_0 = K_1 \rho_0 N_0^3$ (1) K_1 = Factor --
 que depende -
 de las caracte-
 rísticas aerodinámicas de
 la hélice.

2.- A una altura "h" y considerando por de pronto que la velocidad del motor, por lo que corresponde al primer miembro de la ecuación es constante. Entonces:

$$(\rho_h / \rho_0)^{1.3} W_0 = K_1 \rho_h N_h^3 \quad (2)$$

Dividiendo (2) entre (1) miembro a miembro se tendrá:

$$(\rho_h/\rho_o)^{1.3} = \rho_h N_h^3 / \rho_o N_o^3 \quad \text{De donde: } N_h/N_o = \sqrt[10]{\rho_h/\rho_o} = C_1$$

Calculado el valor de N_h/N_o al que se llamará C_1 se tendrá el factor de corrección de la potencia para el primer miembro de la ecuación, se puede hacer entonces una segunda aproximación como sigue:

$$C_1 (\rho_h/\rho_o)^{1.3} = \rho_h N_h^3 / \rho_o N_o^3 \quad \text{De donde:}$$

$$N_h/N_o = \sqrt[3]{C_1 (\rho_h/\rho_o)^{0.37}} = \sqrt[3]{C_1} \sqrt[10]{\rho_h/\rho_o} = C_2$$

Si se llama C_2 al resultado de esta segunda aproximación; este valor será un nuevo y mejor factor de corrección, la tercera aproximación será entonces:

$$N_h/N_o = \sqrt[3]{C_2} \sqrt[10]{\rho_h/\rho_o} = C_3$$

De este modo se pueden hacer tantas aproximaciones como se deseen (con cinco es suficiente para fines prácticos).

Como es laboriosa y extensa la tabulación para encontrar los puntos de las gráficas de las dos curvas de pérdida de potencia, principalmente la segunda, no se incluyó aquí, apareciendo en la hoja siguiente únicamente las gráficas. Estas gráficas se construyeron en porcentaje de la potencia al nivel del mar, por ser así, mas práctico su uso. Como la potencia es igual al producto del par motor por la velocidad de rotación y una de las cur

vas representa la pérdida sufrida por el par motor y la otra la -
pérdida de velocidad de rotación, se añadió una tercera curva que
es el producto de las otras dos y que representa la pérdida de po
tencia total.

F i n

Relación de la potencia útil en altura y la potencia al nivel del mar.

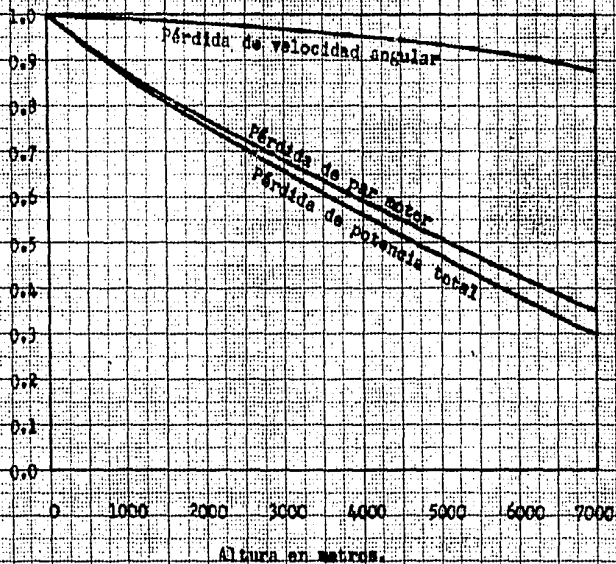


Fig. CXVI A

GRAFICA DE PERDIDA DE POTENCIA PARA MOTORES OPERANDO A GRAN ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR.

INDICE DE MATERIAS.

	PAG.
1.- Introducción.....	1
2.- Características generales.....	2
3.- Dimensiones principales, geometría del sistema biela manivela.....	5
4.- Cinemática del sistema biela manivela.....	8
5.- Estudio termodinámico del motor.....	25
6.- Tiempos de alimentación y encendido.....	31
7.- Par de los gases.....	36
8.- Estudio sobre los rendimientos.....	43
9.- Proyecto del émbolo.....	46
10.- Proyecto del perno.....	60
11.- Proyecto de los anillos.....	63
12.- Proyecto de la biela.....	68
13.- Masa de las piezas en movimiento alternativo.....	80
14.- Dinámica del motor, par de inercia y par resultante.....	85
15.- Proyecto del cigüeñal.....	86
16.- Equilibrado del motor.....	109
17.- Proyecto del cilindro.....	117
18.- Proyecto de las válvulas.....	128
19.- Proyecto de las levas, cinemática de las levas.....	134
20.- Proyecto de los resortes de las válvulas...	142
21.- Proyecto de las punterías.....	161
22.- Proyecto del balancín.....	164

23.- Proyecto del arbol de levas.....	168
24.- Transmisión principal.....	176
25.- Proyecto del carter.....	178
26.- Curvas de las características de operación - del motor.....	182

INDICE DE TABLAS

Pag. N°

1.- Características de varios tipos y marcas de- motores.....	3
2.- Desplazamientos de los émbolos.....	15
3.- Velocidades de los émbolos.....	16
4.- Aceleraciones de los émbolos.....	17
5.- Velocidades angulares de las bielas.....	18
6.- Aceleraciones angulares de las bielas.....	19
7.- Presiones de compresión.....	29
8.- Presiones de expansión.....	30
9.- Vacío anterior a la admisión.....	34
10.- Área del diagrama presión volumen y estima- ción de la potencia.....	35
11.- Cálculo del par de los gases.....	38-39
12.- Par resultante de los gases.....	42
13.- Par de inercia.....	85
14.- Par resultante de inercia.....	89
15.- Par resultante del motor.....	90
16.- Esfuerzos admisibles en diferentes partes -- del cigüeñal.....	94
17.- Par de inercia desequilibrado.....	110
18.- Par compensador y par resultante.....	115
19.- Desplazamientos de las levas de admisión....	144
20.- Velocidades de las levas de admisión.....	145
21.- Aceleraciones de las levas de admisión.....	146
22.- Desplazamientos de las levas de escape.....	147
23.- Velocidades de las levas de escape.....	148
24.- Aceleraciones de las levas de escape.....	149
25.- Características de los resortes de las válvu- las.....	162
26.- Potencia del motor, potencia absorbida por - la hélice y consumo en este último caso.....	186

INDICE DE GRAFICAS.

	Pág.
1.- Desplazamientos del émbolo.....	20
2.- Velocidades del émbolo.....	21
3.- Aceleraciones del émbolo.....	22
4.- Velocidades angulares de la biela.....	23
5.- Aceleraciones angulares de la biela.....	24
6.- Diagrama de los tiempos de alimentación y encendido.....	32
7.- Diagrama presión volumen.....	33
8.- Disminución del esfuerzo de ruptura por elevación de la temperatura para aleaciones de aluminio.....	50
9.- Par resultante de inercia, par resultante de los gases y par resultante del motor.....	91
10.- Equilibrado del motor.....	116
11.- Proporcionamiento de aletas y coeficiente de transmisión térmica.....	126
12.- Levantes, velocidades y aceleraciones de la leva de admisión.....	150
13.- Levantes, velocidades y aceleraciones de la leva de escape.....	151
14.- Características del motor al nivel del mar...	187
15.- Pérdida de potencia en función de la altura de operación.....	191

INDICE DE DIBUJOS.

	Dib. No.	Pág.
1.- Embolo.....	I	75
2.- Perno del émbolo.....	II	76
3.- Anillos.....	III	77
4.- Biela.....	IV	78
5.- Chumaceras de la biela.....	V	79
6.- Cigüeñal.....	VI	118
7.- Válvulas.....	VII	133
8.- Levas.....	VIII	143
9.- Balancín.....	IX	167
10.- Cilindro.....	X	169
11.- Arbol de levas.....	XI	175
12.- Transmisión principal.....	XII	177
13.- Vista frontal y corte del motor.....	XIII	180
14.- Vista superior del motor.....	XIV	181