Felipe Altamirano S.
Dpto. Industrias Fabriles

Cálculo de una máquina a vapor de triple expansión de 3.333 I. H. P. (1)

(*Continuación*)

TAMAÑOS DE LOS EJES

DIÁMETRO DEL EJE INTERMEDIARIO

$$D=(0.038\times 29.87+0.009\times 44.6+0.002\times 66.87+0.0165\times 48)\sqrt[3]{199.7}=$$
$$(1.135+0.4014+0.1337+0.792)\ 5.84=14.37''=14\,{}^1/_2{}''$$

Diámetro del eje cigüeñal:

$$D=\frac{21}{20}\times 14.5=15\,{}^1/_4{}''.$$

Diámetro del eje del empuje:

$$D=\frac{21}{20}\times 14.5=15\,{}^1/_4{}''.$$

$B=15\,{}^1/_4+1=16\,{}^1/_4$ o bien: 1.07×15.25.
$A=0.65\times 15.25=10''$.
$C=17\,{}^3/_8$.
$E=0.25\times 15.25=3.81=4''$; $F={}^1/_4$.
$K=15.25+0.75=16''$.
$L=16.25+{}^1/_2=16\,{}^3/_4$.
$M=0.88\times 16.75=14.74=15''$.
$N=0.93\times 16.75=15.57=15\,{}^5/_8$.
$P=0.45\times 16.75=7.54=7\,{}^3/_4$.

---

(1) Continuación del núm. de Julio-Agosto de 1935.

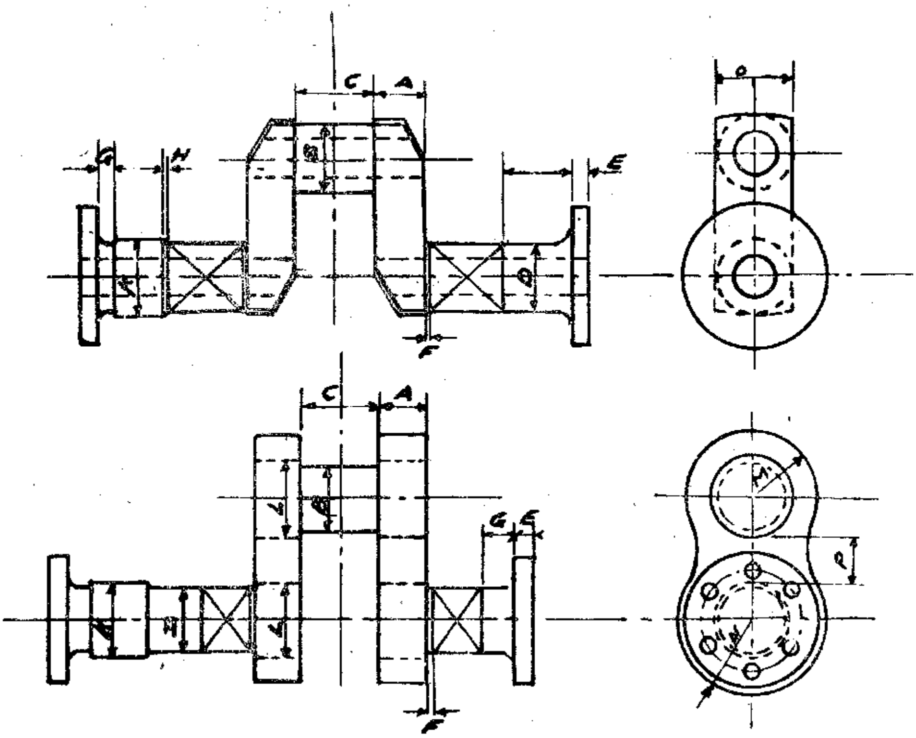

FIG.-26

CARGA SOBRE EL ALFILER DEL CIGÜEÑAL

$$L_1 = \frac{21.000}{750} \times 1.6 \times 1253 = 56.200 \text{ libras.}$$

$$\text{I. H. P.} = \frac{37.6 \times 33.33}{100} = 1.253.$$

$$L \times 16.25 \times 200 = 56{,}200; \qquad L = \frac{56.200}{16.25 \times 200} = 17''35 = 17\,{}^{3}/_{8}''.$$

Pernos de los machones $n = 6J = 0.7 \times 0 = 10.67$

$$d = \frac{15.25}{2}\sqrt{\frac{15.25}{6 \times 10.67}}$$

$$d = 7.625\sqrt{0.24} = 3.73 = 3\,{}^{3}/_{4}''$$

Diámetro del machón $= 2(10.67 + 4) = 29.34 = 29\,{}^{1}/_{4}$.

Hagamos la conocidad del perno igual a 1″ por pie, largo del perno = 8″; el lado mayor sobresale $^{1}/_{4}''$ de la cara del machón.

Diámetro del perno en el extremo mayor $=3.75+\dfrac{4.75}{12}=3.75+0.39=$
$=4.14=4\,^1/_8''$.

El extremo menor $=3.75-\dfrac{8}{12}=3.75-0.66=3.09$.

El diámetro del extremo roscado puede ser igual a $2\,^3/_4$. A un diámetro de $2\,^3/_4''$ corresponde una tuerca de $4\,^{13}/_{16}$ en los ángulos. De manera que el círculo de paso de los pernos del machón debe estar a lo menos $2\,^{13}/_{32}''$ de la superficie exterior del eje.

Espacio entre el eje y la tuerca:

$$10.67-\left(\frac{15.25}{2}+2\,^{13}/_{32}\right)=10.67-10.30=0.64$$

CARGAS SOBRE LOS DESCANSOS

I. H. P. para el cilindro de alta presión	=	3.333×.315 = 1.050
» » » media presión	=	3.333×.3090 = 1.003
» » » baja presión	=	3.333×.376 = 1.253

L (Carga sobre el descanso principal) $=\dfrac{2.100}{P.\,S.}\,(H.\,P_T+a\,H.\,P_C)$.

Conociendo la fuerza centrífuga, los valores de a se obtienen de la figura 27. Fuerza centrífuga que actúa sobre el eje, $F=C\,(I.\,H.\,P.)\,n^2\,S$.

$$F=0.83\times3.333\times1.565^2\times4=27.200 \text{ libras.}$$

a—para el primer cilindro	=	0.76
a—para el segundo cilindro a proa....	=	0.098
a—para el segundo cilindro a popa...	=	0.59
a—para el tercer cilindro a proa......	—	0.14
a—para el tercer cilindro a popa.....	=	0.64

Carga sobre el primer cilindro a proa	$=\dfrac{21.000}{750}\times0.76\times1.050$	= 22.400 lbrs.
» » » primer cilindro a popa	= 28 ×0.76×1.050......	= 22,400 lbrs.
» » » segundo cilindro a proa	= 28 (1.050+0.098×1.030)	= 32.210 lbrs.
» » » segundo cilindro a popa	= 28 (1.050+0.59 ×1.030)	= 46.400 lbrs.
» » » tercer cilindro a proa	= 28 (2.080−0.14 ×1.253)	= 53.400 lbrs.
» » » tercer cilindro a popa	= 28 (2.080+0.64 ×1.253)	= 80.800 lbrs.

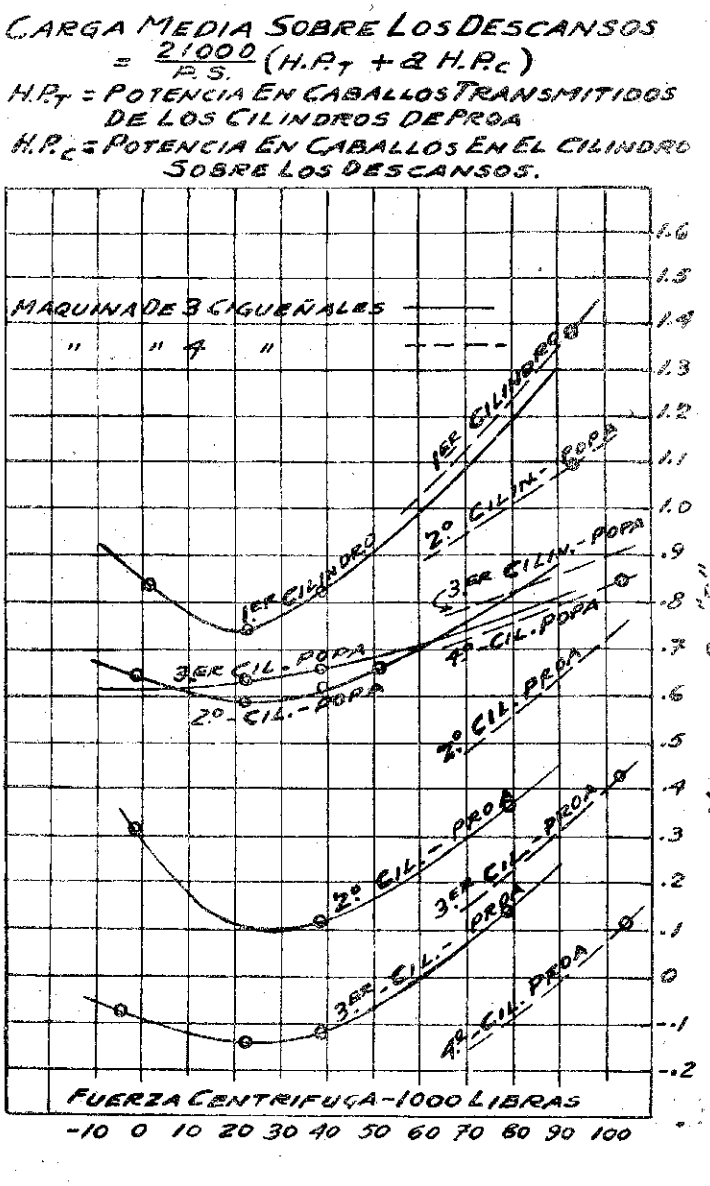
CARGA MEDIA SOBRE LOS DESCANSOS
= 21000/P.S. (H.P.T + 2 H.P.C)
H.P.T = POTENCIA EN CABALLOS TRANSMITIDOS DE LOS CILINDROS DE PROA
H.P.C = POTENCIA EN CABALLOS EN EL CILINDRO SOBRE LOS DESCANSOS.
MAQUINA DE 3 CIGUEÑALES
" " 4 "
1ER CILINDRO
1ER CILINDRO
2º CILIN.-POPA
3ER CILIN.-POPA
3ER CIL.-POPA
2º-CIL.-POPA
4º-CIL.-POPA
2º CIL.-PROA
2º CIL.-PROA
3ER CIL.-PROA
3ER-CIL.-PROA
4º-CIL.-PROA
1.6
1.5
1.4
1.3
1.2
1.1
1.0
.9
.8
.7
.6
.5
.4
.3
.2
.1
0
-.1
-.2
VALORES DE "Z"
FUERZA CENTRIFUGA-1000 LIBRAS
-10 0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100

FIG.-27

Area para cada descanso de alta $= \frac{22.400}{200} = 112$ pulg. cuad. Largo $= \frac{112}{15.25} = 7.35''$

Area 2.° cilindro a proa...... $= \frac{32.210}{250} = 128.8$ pulg. cuad. Largo $= \frac{128.8}{15.25} = 8.4''$

Usar 9"

Area descanso 2.° cilindro a popa $= \frac{46.400}{275} = 168.8$ pulg. cuad. Largo $= \frac{168.8}{15.25} = 11.02''$

Area descanso 3.er cilindro a proa $= \frac{53.400}{300} = 178$ pulg. cuad. Largo $= \frac{178}{15.25} = 11.7''$

Usar 12"

Area descanso 3.er cilindro a popa $= \frac{80.800}{350} = 231$ pulg. cuad. Largo $= \frac{231}{15.25} = 15.15 = 15''$

La figura 28 se refiere a las tres secciones de ejes cigüeñales.

Las tapas y los pernos de los descansos principales deberán ser calculados para las siguientes cargas:

Descansos de alta presión..........	22.400×2 = 44.800	Usar 57.000 libras
Descansos de proa de media presión.	32.210×1.75 = 56.368	
Descansos de popa de media presión.	46.400×1.75 = 81.200	Usar 89.000 libras
Descansos de proa de baja presión..	53.400×1.67 = 89.178	
Descansos de popa de baja presión..	80.800×1.4 = 113.120 libras.	

Para los descansos principales deben emplearse dos pernos de 3" para una carga de 57.000 libras.

Para los descansos principales deben emplearse dos pernos de $3\,^1/_2''$ para una carga de 89.000 libras.

Para los descansos principales deben emplearse dos pernos de $3\,^3/_4''$ para una carga de 113.120 libras.

$$\text{Espesor del bronce inferior} = \frac{D}{10} + 0.25 = \frac{15.25}{10} + 0.25 = 1.77 = 1^3/_4''$$

Entre los pernos y el eje debe haber un espacio de $2\,^1/_2''$ que corresponde al espesor del bronce y el de la caja o cama del descanso.

Distancia entre los centros de los pernos de 3" diám. $= 15.25 + 5'' + 3'' = 23\,^1/_4''$
» » » » $3\,^1/_2''$ » $= 15.25 + 5'' + 3.5 = 23\,^3/_4''$
» » » » $3\,^3/_4''$ » $= 15.25 + 5'' + 3.75 = 24''$

Las tapas de los descansos principales tendrán agujeros de $2\,^1/_2''$ de ancho por 5" de largo.

Las tapas pueden ser de acero fundido con una tasa de trabajo de $\frac{60.000}{10} =$ $= 6.000$ libras.

Los espesores de las tapas para los descansos de alta y de media presión deben ser iguales a:

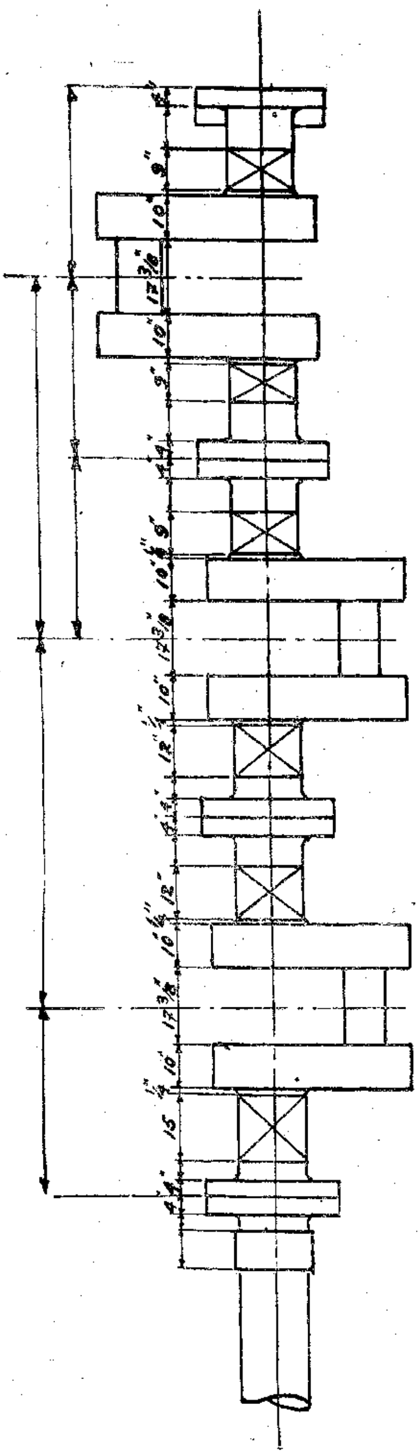

FIG. 28

$$H=\sqrt{\frac{W\times l}{f\times B}}=\sqrt{\frac{57.000\times 23.25}{6\times 6.000}}=6.07''=6\,^1/_{16};\ B=2''\times 3''=6''$$

Los espesores de las tapas del descanso de proa de media presión y de proa de baja presión deben ser iguales a:

$$H=\sqrt{\frac{89.000\times 23.75}{8.5\times 6.000}}=6\,^1/_2;\ B=0.7\times 12=8.4''=8.5''$$

Para el descanso de popa de baja presión:

$$H=\sqrt{\frac{113.120\times 24}{10.5\times 6.000}}=6.55''=6\,^5/_8'';\ B=0.7\times 14=10.5''$$

Todas las tapas se harán de $6\,^1/_2''$ de espesor—no tomando en cuenta el espesor del metal blanco—o de $7''$ si se incluye el metal blanco.

FATIGAS SOPORTADAS POR LOS EJES

Número de revoluciones, $n=\frac{750}{2\times 4}=94$ R.P.M.

Momento de torsión máximo, $T=\frac{1.5\times 3.333+33.000\times 12}{2\times 3.1416\times 94}=3.352.070$ lbrs. pulgadas.

Momento de flexión máximo: $B=\frac{W\,l}{8}$.

l se toma del dibujo $=17.375''+10''+10''+\frac{15+12}{2}+{}^3/_4=51.657$ pulgs.

$$W=0.8\frac{3.352.070}{24}=111.736 \text{ lbrs.}$$

$$B=\frac{111.736\times 51.66}{8}=721,535 \text{ lbre. pulgs.}$$

$$T_1=B+\sqrt{T^2+B^2}=721.535+\sqrt{3.352.070^2+721.535^2}=721.535+3.458.090=$$
$$=4.179.625$$

$$f=\frac{16\,T_1}{D^3}=\frac{4.179.625}{0.196\times 3.547}=6.020 \text{ lbrs. pulgs. cuadr.}$$

Si empleamos el momento de flexión equivalente.

$$B_1=0.35\,B+0.65\sqrt{T^2+B^2}=0.35\times 721.535+0.65\times 3.458.090=B_1=2.500.296.$$

$$f=\frac{B_1\,r}{I}=\frac{B_1\times 32}{\pi D^3}=\frac{2.500.296}{0.098\times 3.547}=7.215 \text{ lbrs. pulgs. cuadr.}$$

Se han analizado por este método numerosos ejes calculados por las reglas del Lloyd y las fatigas o tasas de trabajo variaban de 6.600 libras por pulgada cuadrada a 8.800 libras por pulgada cuadrada, siendo el valor medio de 7.500 libras por pulgada cuadrada.

Como en las máquinas de las naves de guerra se emplea acero de una carga de ruptura de 95.000 libras, la fatiga o tasa de trabajo puede ser de 12.000 libras por pulgada cuadrada.

Para determinar el peso de las diferentes piezas de la maquinaria, haremos uso de algunas fórmulas aproximadas.

Peso del pistón del cilindro de alta por pulgada cuadrada de superficie = C.P.

P = presión efectiva de la caldera; C = 0.008.

Peso del pistón del cilindro de media por pulgada cuadrada = 0.85 del peso del pistón de alta presión.

Peso del pistón de baja presión = 0.75 del peso del pistón de alta presión.

Peso del 1.º pistón de media presión = Peso del pistón de alta presión.

Peso del 2.º pistón de media presión = 0.85 del peso del pistón de alta presión.

El peso de la barra del pistón, cruceta y de la zapata de cada cilindro = I.H.P. × C.

I.H.P. = caballos indicados de cada cilindro.

C = 2.35.

Peso de la biela: $= \text{I.H.P.}\ (2 + \frac{2\text{L}}{5\text{R}})\ \text{C}.$

I.H.P. = caballos indicados de cada cilindro.

L = longitud de la biela.

R = radio del círculo de la cigüeña.

C = 0.92.

Peso del pistón de alta presión $= 0.008 \times 200 \times 697.18 = 1.6 \times 697.18 = 1.116$ lbrs.

» » » » media » $= 0.85 \times 1.6 \times 1.557.14 = 1.36 \times 1.557.14 = 2.118$ »

» » » » baja » $= 0.75 \times 1.6 \times 3.509.90 = 1.2 \times 3.509.9 = 4.212$ »

Peso de la barra del pistón, de la cruceta y de la zapata del cilindro de alta presión = 1.050×2.35 .... = 2.468 lbrs.

Id. id. del cilindro de media presión = $1.030 \times 2.35 = 2.421$ »

Id. id. del cilindro de baja presión = $1.253 \times 2.35 = 2.945$ »

Peso de la biela del cilindro de alta presión. $1.050\ (2 + \frac{2 \times 9}{10})\ 0.92 \ldots = 3.761$ »

» » » » » » » media » $1.030\ (2 \times \frac{2 \times 9}{10})\ 0.92 \ldots = 3.601$ »

» » » » » » » baja » $1.253\ (2 \times \frac{2 \times 9}{10})\ 0.92 \ldots = 4.380.5$ »

Peso del alfiler del cigüeñal $= \text{L} \times \frac{\pi d^2}{4} \times 0.28 = 17.375 \times 0.7854 \times 16.25^2 \times 0.28 =$

$= 1.006$ lbrs.

El peso de los alfileres es igual para los tres ejes cigüeñales.

Peso de 2 M (ver figura....) $= 2 \times 10 \times \frac{\pi d^2}{4} = 2 \times 10 \times 0.7854 \times 30^2 \times 0{,}28 =$
$= 3.964$ lbrs.

Peso del alfiler más peso de 2 M $= 1.006 + 3.964 = 4.970$ lbrs.

	Cilindro de alta	Cilindro de media	Cilindro de baja	Total libras
Area en pulgadas cuadradas...	697.18	1.557.14	3.509.9	
I.H.P.	1.050.—	1.030.—	1.253.—	
Peso de los pistones en libras...	1.116.—	2.118.—	4.212.—	
Peso de las barras de los pistones, crucetas y zapatas, libras (1) ..	2.468.—	2.421.—	2.945.—	
Peso de las bielas (2)	3.671.—	3.601.—	4.380.—	
	7.255.—	8.140.—	11.537.—	
$0.64 = \frac{2}{\pi}$ (3)	$\times 0.64$	$\times 0.64$	$\times 0.64$	
	4.643.—	5.210.—	7.384.—	17.237.—
Peso de los alfileres y brazos del cigüeñal	4.970.—	4.970.—	4.970.—	14.910.—
			Total......	32.147.—

masa equivalente de las piezas afectadas de un movimiento recíproco, concentradas en el alfiler del cigüeñal.

$$\frac{w}{g} = \frac{32.147}{32} = 1.005$$

(1) y (2) Generalmente estos pesos se toman iguales para los tres cilindros, considerando siempre el mayor.

(3) Las piezas afectadas de un movimiento recíproco recorren en cada revolución una distancia igual a dos veces la carrera, mientras que el alfiler del eje cigüeñal recorre una distancia de π veces la carrera. Por esta razón es costumbre suponer que el efecto de las piezas afectadas de un movimiento recíproco es equivalente al producido por una sola masa concentrada en el alfiler del cigüeñal igual a la masa de las piezas afectadas de un movimiento recíproco multiplicada por $\frac{2}{\pi}$

El diámetro del propulsor es de 12′ — 0″.
El momento de inercia polar. $I_p = 176.502$ libras pies cuadrados
La masa equivalente considerada en el eje cigüeñal =

$$I_p = (^1/_2)^2 \ ^1/_{32} = 176.512 \ (^1/_2)^2 \times {}^1/_{32} = 1.384$$
$$25\ \%\ \text{de}\ 1.384 \ldots\ldots = 340$$
$$1.724$$

Para detalles del eje de empuje ver el croquis N.° 29.

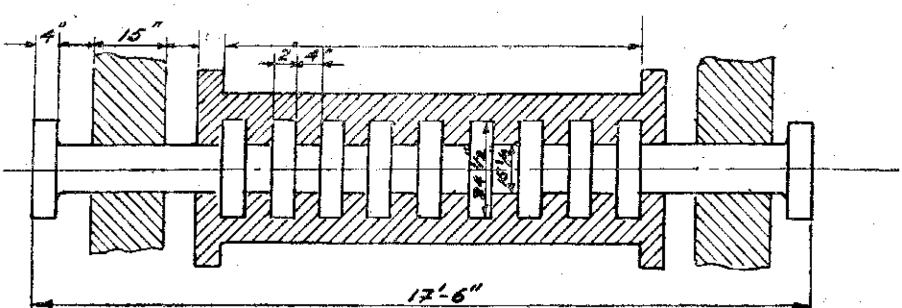

FIG 29

D = 1.6 d = 1.6×15.25 = 24.4″ Usar 24 1/2″
b = 0.13 d = 0.13×15.25 = 1.98 Usar 2″
Z = 2 b = 4″ (para anillos sólidos) superiores
l = 0.8 a 1.2 d = 15″.

Se considerarán las siguientes longitudes y diámetros de los ejes:

Largo y diámetros de los ejes

	Largo	Diámetro
Un eje de empuje	17.5′	15.25″
Un eje cigüeñal (se toma la mitad del largo de los ejes)	11′	15.25″
Cuatro ejes intermediarios	26′ c/u.	14.5 ″
Un eje del propulsor	22*	15.25″

Hemos tomado el largo de la máquina igual a 22′ — 0″.
Como la masa es considerada concentrada en la mitad del largo de los ejes cigüeñales lo que, aproximadamente, es igual a la mitad del largo de la máquina, o sea 11″ - - 0′.
El largo de los ejes, tomando en consideración la mitad del largo de la máquina = 11 + 17.5 + 4×26 + 22 = 154.5′.

Longitudes reducidas de los ejes

Tenemos 12 machones de 4″ c/u	4′
Tenemos 9 collares de 2″ »	1.5′
Longitud reducida del eje cigüeñal, $l_1 = 10.66 \left(\frac{14.5}{15.25}\right)^4$	8.74
4 ejes intermediarios.............. $l_1 4 = 25.33\ (0.95)^4 = 20.8 \times 4$.........	83.00
Eje propulsor*................... $l\ = 21.66\ (0.95)^4$	17.80
Eje de empuje.................. $15.34\ (0.95)^4$....................	12.50
4 pies de machones..... $4 \left(\frac{14.5}{29.55}\right)^4$	0.24
$1\,^1/_2{}'$ de collares .... $1.5\left(\frac{14.5}{24.25}\right)^4$	0.14
Largo total reducido..........................	122.36

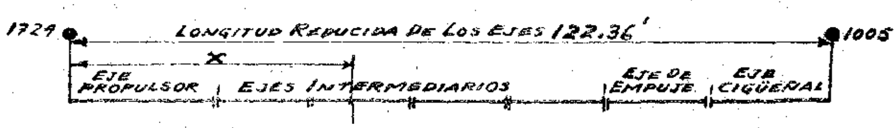

Fig. 30

A la longitud de cada eje le hemos substraído un par de machones.
Al eje de empuje le hemos substraído dos machones y $1\,^1/_2{}'$ de discos.

$$1.724 \times X = 1.005\ (122.36 - x)$$

$$x = \frac{1.005 \times 122.36 - x}{2.729} = 45.1'$$

Tomaremos $^1/_3$ del peso del eje reducido a longitud 122.36′.

$$^1/_3\,W = \frac{0.7854 \times 14.5^2 \times 122.36 \times 12}{3} \times 0.28 = 22.810 \text{ libras.}$$

$$\text{Masa equivalente reducida} = 22.810 \times 0.5 \times \left(\frac{7.25}{12}\right)^2 \times (^1/_2)^2 \times {}^1/_{32} = 32.6$$

$$\text{Masa al eje cigüeñal} = 1.005 + 32.6\,\frac{1.724}{2.729} = 1.005 + 20.6 = 1.026$$

$$\text{Masa en el propulsor} = 1.724 + 32.6\,\frac{1.005}{2.729} = 1.724 + 12.03 = 1.736.$$

$$x = \frac{1.026 \times 122.36}{2.729} = 46.6'$$

PERÍODO DE VIBRACIONES

$$n=\frac{30}{\pi r}\sqrt{\frac{G I_p}{m l}}=\frac{30}{3.1416\times 2}\sqrt{\frac{12.000.000\times\pi\times 14.5^2}{1.724\times 46.6\times 4}\times\frac{1.21^2}{8}}=$$

= 321 oscilaciones dobles por minuto.

Por consiguiente, el número crítico de revoluciones del eje son:

Primer orden $=\frac{321}{1}=321$

Segundo » $=\frac{321}{2}=160.5$

Tercer » $=\frac{321}{3}=107$

Cuarto » $=\frac{321}{4}=80.25$

Como la máquina funcionará a 94 R. P. M. sólo es necesario considerar las de tercer y cuarto orden.

EJES

Tipos de ejes.—Para transmitir la potencia desde la máquina al propulsor se emplean las cuatro clases de ejes siguientes: el eje de la hélice, los ejes intermediarios, el eje de empuje y el eje cigüeñal.

El eje cigüeñal está sometido a esfuerzos de torsión y de flexión, el eje de empuje a la torsión, los ejes intermediarios a la torsión y el del propulsor a esfuerzos de torsión y de flexión.

Es costumbre calcular el tamaño del eje cigüeñal tomando en consideración las fuerzas de torsión y de flexión que actúan sobre él y de determinar el tamaño de los otros ejes tomando como base el del eje cigüeñal.

En las máquinas marinas se emplean dos tipos de ejes cigüeñales, el de forja sólida y el construído de varias piezas («built up»). El primero se emplea, principalmente, para las máquinas de la marina de guerra y para yates rápidos, donde es necesario disminuir el peso. Generalmente, se hacen los ejes huecos de acero de muy buena calidad, templado al aceite, lo que hace que el costo sea alto. El eje «built up» es más pesado, pero como se compone de numerosas forjas pequeñas, resulta más barato que el eje forjado sólido. Es empleado, comúnmente, en las máquinas de la marina mercante. Hay un tipo intermediario de eje en el cual el alfiler del eje cigüeñal y los brazos son de una sola pieza o forja.

Momentos de torsión y de flexión equivalentes.—Los esfuerzos desarrollados en el descanso de popa del eje cigüeñal por la torsión y flexión a las cuales está sometido, pueden ser calculados ya sea por el momento de torsión equivalente o por el momento de flexión equivalente que producirá un esfuerzo igual al efectuado por la torsión y flexión combinadas.

Si se desea determinar el momento equivalente de torsión se puede emplear la fórmula siguiente:

$$T_1 = B + \sqrt{T^2 + B^2}$$

En el caso de que se desee determinar el momonto de flexión equivalente, se emplea la siguente fórmula:

$$B_1 = 0.35\ B + 0.55 \sqrt{T^2 + B^2}$$

B = momento de flexión máximo que actúa sobre el eje.
T = momento de torsión máximo que actúa sobre el eje.

Momento de torsión medio.—Para determinar el momento de torsión medio que actúa sobre el eje, se emplea la fórmula siguiente:

$$t = \frac{\text{I.H.P.} \times 33.000 \times 12}{2\pi n} \quad \text{(pulgadas libras)}$$

H.I.P. = potencia total en caballos indicados de la máquina
n = revoluciones por minuto.

Momento de torsión máximo.—Del momento de torsión medio, se puede obtener el momento de torsión máximo por el empleo de ciertos factores.

$$T = c\,t = c\,\frac{\text{I.H.P.} \times 33.000 \times 12}{2\pi n}$$

c = 2.0 para máquinas con 1 eje cigüeñal
c = 1.67 » » » 2 » cigüeñales
c = 1.5 » » » 3 » »
c = 1.35 » » » 4 » »

Momento máximo de flexión.—Por investigaciones efectuadas se ha encontrado que la fuerza que produce la flexión máxima es, más o menos. 0.8 de la fuerza que produce el momento de torsión máximo en el caso de máquinas de tres cilindros e igual a esta fuerza en el caso de máquinas de cuatro cilindros.

Se supondrá que el momento de flexión que actúa sobre el eje cigüeñal será determinado por la fórmula:

$$B = \frac{W\,l}{8}.$$

$$W = 0.8 \frac{T}{r} \text{ (para máquinas de tres cilindros).}$$

$$W = \frac{T}{r} \text{ (para máquinas de cuatro cilindros).}$$

r = longitud de los brazos del cigüeñal, en pulgadas.
l = distancia entre los centros de los descansos del último del cilindro.
l = 0.7 diámetro del cilindro de baja presión (máquinas triples con tres cilindros y cuádruples).
= 0.85 a 0.95 diámetro del cilindro de baja presión (máquinas triples con cuatro cilindros de la marina mercante).
= 0.8 a 0.85 diámetro del cilindro de baja presión (máquinas triples de cuatro cilindros de la marina de guerra).

Determinación del diámetro del eje por medio del momento de torsión equivalente. —Cuando se emplea el momento de torsión equivalente para encontrar la fatiga del material, se puede hacer uso de la fórmula siguiente:

$$f = \frac{T_1 r}{I_P}$$

$$r = \text{radio del eje} = \frac{D}{2}$$

$$I_P = \frac{\pi D^4}{32} \text{ (para ejes sólidos).}$$

$$= \frac{\pi (D^4 - d^4)}{32} \text{ (para ejes huecos).}$$

$$f = \frac{16 T_1}{\pi D^3}$$

o sea:

$$D = 1.72 \sqrt[3]{\frac{T_1}{f}} \text{ (para ejes sólidos).}$$

Si en el caso de ejes huecos, el diámetro del agujero $d = cD$,

$$D = 1.72 \sqrt[3]{\frac{T_1}{f(1 - c^4)}}.$$

Cuando se toman los momentos de flexión y de torsión, como se ha hecho anteriormente, puede usarse un factor de seguridad de 8.

En las máquinas de los buques de guerra donde se emplea acero de una resistencia a la ruptura de 95.000 libras, se puede usar una carga de trabajo de 12.000 libras, por pulgada cuadrada.

Cálculo del diámetro del eje por medio del momento de flexión equivalente,—En este caso se emplea la siguiente fórmula para determinar la fatiga del material:

$$f=\frac{B_1 r}{I}$$

$$r=\frac{D}{2}$$

$$I=\frac{\pi D^4}{64} \text{ (para ejes sólidos).}$$

$$D=\frac{\pi (D^4-d^4)}{64} \text{ (para ejes huecos).}$$

$$D=2.17\sqrt[3]{\frac{B_1}{f}} \text{ (para ejes sólidos).}$$

$$=2.17\sqrt[3]{\frac{B_1}{f(1-c^4)}} \text{ (para ejes huecos).}$$

$$c=\frac{\text{diámetro del agujero}}{D}$$

En las máquinas de los buques de guerra se permite una carga de trabajo de 14.000 libras, por pulgada cuadrada.

Pernos de los machones.—Las diferentes secciones del eje cigüeñal y de los ejes intermediarios, se apernan en las bridas o flanges de los machones con pernos de un tamaño adecuado de modo, que su resistencia al cisalle sea igual a la del eje.

En el caso del eje:

$$f=\frac{T_r}{I_p}=\frac{16T}{\pi D^3}$$

$$\therefore \frac{T}{f}=\frac{\pi D^3}{16}$$

En el caso de los pernos de los machones:

$$T=f\,J\,n\frac{\pi d^2}{4}$$

$$\therefore \frac{T}{f}=J\,n\frac{\pi d^2}{4}$$

f = fatiga al cisalle del eje y de los pernos;
T = momento de torsión máximo del eje;
D = diámetro del eje;
d = diámetro de los pernos en la cara de los machones;
J = radio del círculo de paso de los pernos de los machones;
= más o menos 0,7 D;
n = número de los pernos del machón, generalmente 6 para máquinas con tres ejes cigüeñales y 8 para máquinas con cuatro ejes cigüeñales.

Como la fatiga al cisalle y el momento de torsión máximo T son iguales para los pernos y para el eje, la cantidad $\frac{T}{f}$ es constante.

$$\therefore \frac{\pi D}{16} = \frac{J n \pi d^2}{4}$$

$$d = \frac{D}{2}\sqrt{\frac{D}{nJ}} \text{ (ejes sólidos)}$$

$$d = \frac{D}{2}\sqrt{\frac{D(1-c^4)}{nJ}} \text{ (para ejes huecos).}$$

$$c = \frac{\text{diámetro interior del eje}}{\text{diámetro exterior del eje}}$$

Los pernos de los machones son generalmente adelgazados de un extremo a otro en una proporción de 1″ por pie. Cuando la tuerca va colocada en el extremo más pequeño, el diámetro puede ser reducido en una cantidad que varía de $^1/_4$″ a $^1/_2$″. En el eje cigüeñal las tuercas sólo sirven para mantener a los pernos en su lugar. El área de los hilos de los pernos de los ejes intermediarios deben ser suficientemente resistentes para soportar la tracción del propulsor, cuando la máquina da atrás.

TAMAÑO DE LAS DIFERENTES PARTES DEL EJE CIGÜEÑAL

	Construcción en piezas (Built up)	Forja sólida
Espesor del brazo de la cigüeña..........	A=0.6 D a 0.7 D	0.55 D a 0.65 D
Diámetro del alfiler del eje cigüeñal.......	B=1.05 D a 1.1 D	1,05 D a 1,1 D
Longitud del alfiler del cigüeñal..........	C=véase descansos principales.	
Espesor del machón....................	E=0.25 D a 0.28 D	0.2 D a 0.22 D
Espacio en el descanso principal..........	$F = {}^1/_4''$ a ${}^3/_8''$	${}^1/_4''$ a ${}^3/_8''$
Espacio en los machones................	$G = 2$ a $3''$	$2''$ a $3''$
Espacio del rodete de la excéntrica.......	$H = {}^1/_4''$ a ${}^1/_2''$	${}^1/_4''$ a ${}^1/_2''$
Diámetro del rodete de la excéntrica......	$K = D + {}^3/_4''$	$D + {}^3/_4''$
Agujeros de los brazos de las cigüenas....	$L = D + {}^3/_4''$	
Radio del brazo de la cigüeña............	M=0.88 L	
Radio del brazo de la cigüeña............	N=0.93 L	
Ancho del brazo de la cigüeña............	O=.............	1.05 B a 1,1 B
Espesor del metal entre los agujeros......	P=0.45 L (a lo menos).	

Algunas veces se aumenta el espesor del brazo de la cigüeña de 0.6 D en el primer cilindro a 0,7 D en el último.

El diámetro del flange del machón debería ser más o menos 2 (J+d).

Reglas del Lloyd para determinar los tamaños de los ejes.—Para máquinas de triple expansión con tres ejes cigüeñales a ángulos iguales, el diámetro del eje intermediario en pulgadas será igual a:

$$D = (0.038\,A + 0.009\,B + 0.002\,D + 0.0165\,S)\sqrt[3]{P}$$

A = diámetro en pulgadas del cilindro de alta presión;
B = diámetro en pulgadas del primer cilindro intermediario;
C = diámetro en pulgadas del segundo cilindro intermediario;
D = diámetro en pulgadas del cilindro de baja presión;
S = carrera de los pistones en pulgadas;
P = presión efectiva de la caldera en libras, por pulgada cuadrada.

El diámetro del eje cigüeñal y del eje de empuje, sin considerar el anillo, debe ser a lo menos $\frac{21}{20}$ del diámetro del eje intermediario. El diámetro del eje del empuje puede ser adelgazado en cada extremo al tamaño del diámetro del eje intermediario.

El diámetro del eje propulsor debe ser igual al diámetro del eje intermediario, determinado como se indica más arriba, multiplicado por $(0.63+\frac{0.03\,P}{T})$, pero en ningún caso debe ser menor de 1.07 T, donde P es el diámetro propulsor y T el diámetro del eje intermediario, ambos en pulgadas. Este tamaño de eje se aplica a aquéllos que están provistos con «liners» continuos en toda la longitud de la bocina del eje. Si no se emplean «liners» o si se emplean dos «liners» separados, el diámetro del eje debería ser $\frac{21}{20}$ de aquel dado anteriormente.

Vibración torsional de los ejes.—Cuando la intensidad del momento de torsión ejercido sobre un eje es variable, se produce cierta cantidad de vibración torsional en dicho eje. Esta vibración introducirá grandes esfuerzos si la variación de la intensidad del momento de torsión coincide con el período natural de vibración de los ejes, o con algún múltiplo de aquel período.

Masas que afectan la vibración torsional.—Al determinar el período de vibración de los ejes deben usarse las masas de las siguientes partes: del propulsor y del agua arrastrada por el propulsor, del eje propulsor, de los ejes intermediarios, del eje de empuje, del eje cigüeñal, de los extremos de la biela y de las piezas que tienen un movimiento recíproco. En ciertos casos, deben hacerse aproximaciones. Se supone que la masa del agua arrastrada por el propulsor es el 25% de su masa.

Las cigüeñas son reducidas a una cigüeña equivalente, situada en la mitad de la longitud del eje cigüeñal. Las piezas que tienen un movimiento recíproco recorren por cada revolución una distancia igual a dos veces la carrera, mientras que el alfiler de la cigüeña recorre una distancia de π veces la carrera. Por esta razón es costumbre suponer que el efecto de las piezas que tienen un movimiento recíproco, es equivalente al de una sola masa situada en el alfiler de la cigüeña e igual a $\frac{2}{\pi}$ veces la masa de aquellas piezas.

Masas equivalentes situadas en el círculo de la cigüeña.—Todas estas masas deben ser reducidas a masas equivalentes, situadas en el círculo de la cigüeña Esto puede ser efectuado, encontrando el momento de inercia polar de las piezas alrededor de la línea de centro del eje y colocando entonces tales masas a una distancia r, de modo que tengan el mismo momento de inercia.

$$\text{Masas equivalentes en el alfiler de la cigüeña} = I_P\left(\frac{1}{n}\right)^2\frac{1}{32}.$$

I_P = momento de inercia polar (libras-pies^2).
r = radio en pies del círculo del arfiler de la cigüeña.

Relación entre fuerza y amplitud de la vibración.—Pongamos

m = masa de un pedazo de eje reducida al círculo de la cigüeña;

K = fuerza situada en el círculo de la cigüeña, necesaria para producir un arco de torsión de 1 pulgada, medida en el círculo de la cigüeña.

El tiempo para una vibración completa de tal eje será.

$$t = 2\pi\sqrt{\frac{m}{K}}$$

o sea $$K = \frac{4\pi^2}{t^2}\,m$$

Si tomamos: $$\omega = \frac{2\pi}{t}$$

Entonces $k = \omega^2 m$ para un arco de 1 pulgada de amplitud sobre un radio r: $SK = F = S\,\omega^2 m$ = fuerza para la amplitud S.

Angulo de torsión.

$$G = \frac{T\,l}{\theta\, I_P}$$

T = momento de torsión (pies-libras);
l = longitud del eje en pies;
θ = ángulo de torsión en medida circular;
I_P = momento de inercia polar del eje (pulgadas cuadradas, pies cuadrados).

Entonces:

$$\theta = \frac{T\,l}{G\,I_P} = \frac{F\,r\,l}{G\,I_P}$$

F = fuerza que actúa en el radio r.

En el caso de un eje torcido por la inercia de su propia masa, la amplitud S del arco de torsión varía como la distancia χ desde el origen.

$$S = cx$$

$$F = s\,\omega^2 m = c\,x\,\omega^2 m.$$

$$\theta = \frac{c\,x\,\omega^2 m\,r\,l}{G\,I_P}$$

Si m_1 = masa del eje por unidad de longitud, el ángulo entre dos masas infinitesimales sucesivas, separadas una distancia dx = será:

$$d\theta = \frac{c\,x\,\omega^2 m_1\,dx\,rx}{G\,I_P} = \frac{c\,\omega^2 r}{G\,I_P}\,m_1 x^2\,dx$$

El ángulo en el extremo del eje a una distancia l desde el origen:

$$\theta m = \frac{c\,\omega^2 r}{G\,I_P}\int_0^l m_1 x^2\,dx = \frac{c\,\omega^2 r\,l^3 m_1}{G\,I_P 3}$$

como: $\quad l\,m_1 = m$

tenemos $\quad \theta_m = \frac{c\,\omega^2 r\,m}{G\,I_P 3}\,l^2$

Según la ecuación: $\theta = \frac{c\,x\,\omega^2 m\,r\,l}{G\,I_P}$, una sola masa m_2 situada a una distanoia l desde el origen, produciría un ángulo de torsión debido a su progia inercia:

$$\theta = \frac{c\,\omega^2 r}{G\,I_P}\,m_2 l^2$$

Por consiguiente, podemos sustituir la masa del eje distribuída sobre una longitud l_1 por una sola masa igual a un tercio de la masa del eje, situada a una distancia l desde el origen.

Longitud equivalente del eje para un diámetro reducido.—Cuando los ejes son de diámetros diferentes deberían ser reducidos al diámetro del eje más pequeño, y la longitud disminuída suficientemente para hacer el ángulo torsional, para un momento de torsión dado, el mismo para el diámetro actual reducido.

Pongamos:

l = longitud del eje;
l_1 = longitud reducida del eje;
d = diámetro del eje;
d_1 = diámetro del eje más pequeño.

Según la fórmula: $\theta = \frac{T\,l}{G\,I_P} = \frac{F\,r\,l}{G\,I_P}$, θ permanecerá constante, si:

$$\frac{l_1}{d^4} = \frac{l}{d^4} \quad \therefore \quad l_1 = l\left(\frac{d_1}{d^4}\right)^4$$

Masa del eje cigüeñal y masa del propulsor.—Las masas vibradoras son reducidas a dos masas equivalentes, una situada en el propulsor y la otra en la mitad del eje cigüeñal. Si estas dos masas vibran libremente deben tener el mismo período y el momento de una masa debe ser igual, pero contrario al momento de la otra.

Entre estas dos masas habrá un nodo donde el eje no tendrá vibración torsional. Este nodo estará situado en el centro de gravedad del sistema.

Sea:

M_1 = Masa en el propulsor;
M_2 = Masa considerada en la mitad del eje cigüeñal;
L_1 = Distancia de M_1 al nodo;
L_2 = Distancia de M_2 al nodo;
S_1 = Amplitud de la vibración de M_1;
S_2 = Amplitud de la vibración de M_2;

Moméntum de $M_1 = M_1S_1 = M_1C_1L_1$
Moméntum de $M_2 = M_2S_2 = M_2CL_2$

$$M_1CL_1 = M_2CL_2$$

$$\therefore \frac{M_1}{M^2} = \frac{L_2}{L_1}$$

o sea, que el nodo está situado en el centro de gravedad del sistema.

La masa en el propulsor estará compuesta de las masas del propulsor, del agua arrastrada por el propulsor y de la porción: $\frac{L_1}{L_1+L_2}$ de la masa de los ejes. La masa en el eje cigüeñal estará compuesta de las masas de las cigüeñas, de las piezas afectadas de un movimiento recíproco y de la porción $\frac{L_1}{L_1+L_2}$ de la masa de los ejes.

Grado de vibraciones.—De la fórmula $\theta = \frac{T\,1}{G\,I_P} = \frac{Fr\,1}{G\,I_P}$ tenemos $\theta = \frac{T\,1}{G\,I_P}$ y $\theta\,r = \frac{Tr\,1}{G\,I_P}$.

Si hacemos a $\theta\,r = 1''$ entonces $T = Kr$.

$$\frac{K\,r^2\,1}{G\,I_P} = 1$$

$$K = \frac{G\,I_P}{r^2\,1}$$

remplazando el valor de K en la fórmula:

$$t = 2\pi\sqrt{\frac{m}{K}} \text{ tenemos:}$$

$$t = 2\pi\sqrt{\frac{m\,r^2\,1}{G\,I_P}} = 2\pi r\sqrt{\frac{m\,1}{G\,I_P}}$$

El número de oscilaciones por minuto será:

$$n = \frac{60}{t} = \frac{30}{\pi r}\sqrt{\frac{G I_P}{m l}}$$

r = radio del círculo de la cigüeña en pies.
G = 12.000.000 para acero corriente.
I_P = momento de inercia polar (pulgadas cuadradas-pies cuadrados).
m = masa de las piezas vibradoras.
l = distancia en pies de la masa vibradora al nodo.

Como $M_1L_1 = M_2L_2$ podemos usar la masa del propulsor y su distancia al nodo o la masa en el eje cigüeñal y su distancia correspondiente. Se llama n el número crítico de revoluciones y no debería ser igual al número normal de revoluciones por minuto de la máquina o a ningún múltiplo de las revoluciones por minuto.

Descansos principales.—El diámetro del eje cigüeñal en los descansos principales es dado por la fórmula:

$$D = 1.72\sqrt[3]{\frac{T_1}{f}} \text{ (para ejes sólidos).}$$

La longitud de cualquier descanso debe ser adecuado, de modo que la presión no exceda a la dada en la tabla N.° 6. Las cargas a que están sometidos los descansos principales aumentan a medida que nos dirigimos hacia el propulsor y difieren en carácter. En algunos casos la presión está bien distribuída sobre la circunferencia del descanso y en otros casos tiende a actuar sobre una pequeña porción solamente. Como lo importante es que el descanso sea suficientemente grande para que se mantenga frío, se ve que puede emplearse una presión unitaria mayor, cuando la carga es bien distribuída y no concentrada sobre una parte solamente.

Cargas sobre los descansos principales.—La carga media que actúa sobre los descansos puede ser determinada por la fórmula siguiente:

$$L = \frac{21.000}{P.S.}(H.P_T + a\, H.P_C).$$

P.S. = velocidad del pistón en pies por minuto.
$H.P_T$ = potencia en caballos indicados, desarrollada a proa del cilindro cuyos descansos se están tratando.
$H.P_C$ = potencia en caballos indicados, desarrollados en el cilindro sobre los descansos.
a = un factor, cuyos valores pueden ser tomados de las curvas dadas en la figura 27.

El factor *a* permite tomar en cuenta las dos componentes de la carga que actúa sobre el descanso, una debida a la potencia que se está desarrollando en el cilindro sobre el descanso y la otra debida a la fuerza centrífuga de las partes rotativas.

Si tuviéramos que considerar solamente a la primera componente, a sería constante para las máquinas de cualquier tamaño, pero como la fuerza centrífuga de las partes rotativas aumentan en mayor grado que la potencia de la máquina, el factor a aumentará con el tamaño de la máquina.

Fuerza centrífuga de la cigüeña.—La fuerza centrífuga ejercida por las partes rotativas de una cigüeña será dada aproximadamente por la siguiente fórmula:

$$F = C\,(I.H.P.)\,n^2 S$$

I.H.P. = I.H.P. totales de la máquina.

n = revoluciones por segundo.

S = carrera en pies.

C = 0.5 para ejes sólidos forjados.

= 0.83 para ejes construídos de varias piezas (built up) de máquinas de triple expansión.

= 1.1 para ejes construídos de varias piezas (built up) de máquinas de cuádruple expansión.

Descansos combinados.—Algunas veces se combinan en uno solo los dos descansos situados entre dos cilindros adyacentes. En este caso la carga en el descanso común será una cierta fracción de la suma de las cargas que actuarían sobre los descansos separados. En la tabla siguiente se da la fracción de la carga total:

TABLA 9

Descansos entre	Tipo de máquina	Angulos entre las cigüeñas	Factor
1.° y el 2.° cilindro	Triple	120°	0.60
	Cuádruple	180°	0.45
	Triple	240°	0.85
2.° y el 3.° cilindro	Cuádruple	90°	0.47
	Triple	120°	0.625
	Cuádruple	240°	0.90
3.° y 4.° cilindro	Cuádruple	180°	0.875

Cuando las cigüeñas hacen un ángulo de 180° y tienen un descanso común entre ellas, las cargas del vapor actúan es direcciones opuestas y se equilibran si los dos cilindros desarrollan una potencia igual. Por otra parte, las cargas debidas a las fuerzas giratorias transmitidas por medio de los alfileres, de la cigüeña se suman, porque el descanso común sirve como el descanso de popa de un cilindro y el descanso de proa del otro. Como las cigüeñas forman un ángulo de 180°, las dos fuerzas, que en los descansos de una sola cigüeña son opuestos, en este caso se suman.

La longitud de los descansos principales pueden ser determinada por la carga, por pulgada cuadrada que cada descanso pueda soportar, cargas que se dan en la tabla N.° 6.

Carga sobre el alfiler de la cigüeña.—La carga que actúa sobre los alfileres de las cigüeñas será más o menos de la misma clase que aquéllas que actúan sobre los descansos del primer cilindro. La magnitud de la carga media será dada por la fórmula siguiente:

$$L_1 = \frac{21.000}{P.S.} 1.6 \times I.H.P.$$

P.S. = velocidad del pistón en pies por minuto.
I.H.P. = potencia en caballos indicados, desarrollada en el cilindro sobre el alfiler de la cigüeña.

La presión permitida, por pulgada cuadrada sobre los alfileres de las cigüeñas, puede ser de 200 a 250 libras para las máquinas mercantes, y de 300 a 350 libras para las máquinas de las naves de guerra.

Pernos de los descansos principales.—Las tapas de los descansos están sujetas por dos pernos cuyo tamaño debería ser determinado por la carga máxima que la tapa tiene que soportar. Se emplearon las cargas medias para obtener los tamaños de los descansos principales, pero debe usarse la carga máxima para determinar el espesor de la tapa de los descansos o el tamaño de los pernos. Puede encontrarse la carga máxima que actúa sobre cualquier descanso, multiplicando por los siguientes factores la carga media obtenida por la fórmula:

$$L = \frac{21.000}{P.S.} (I.H.P_T + a H.P._C).$$

	Triple	Cuádruple
1.° cilindro, descanso de proa, factor	2	2
» » » » popa, »	2	2
2.° cilindro, descanso de proa, »	1,75	1,75
» » » » popa, »	1,75	1,75
3.° cilindro, descanso de proa »	1,6	1,75
» » » » popa, »	1,4	1,75
4.° cilindro, descanso de proa, »	....	1,67
» » » » popa, »	....	1,4

Es más conveniente emplear un solo tamaño de pernos para todos los descansos.

Cuando hay entre dos cigüeñas un descanso común, la tapa es a menudo tan ancha que es necesario emplear cuatro pernos para mantenerla firmemente en su lugar. La carga máxima que puede soportar cualquier par de pernos será igual a dos veces la carga media, cuando se emplean dos pernos en el centro del descanso y 1.67 veces la carga media cuando se emplean cuatro pernos, un par en cada extremo del descanso.

La distancia entre los pernos debe ser de 1.5 a 1.75 diámetro del eje y en algunos tipos de descansos los pernos se colocan cerca del eje de modo que haha un espacio de $^3/_4''$ a $1''$.

Tapas de los descansos principales.—La tapa debe calcularse como una viga sometida a un momento de flexión igual a $\frac{W\,l}{6}$, donde W es la carga máxima que actúa sobre la tapa del descanso y l la distancia entre los pernos. El ancho de la tapa será 2 a 3 pulgadas menos que el largo del descanso o igual al ancho de la viga transversal que soporta al descanso. Al calcular el momento de inercia de la sección de la tapa, debería tomarse el ancho de la tapa menos el ancho del agujero. El agujero es más o menos de $2\frac{1}{2}''$ de ancho por $5''$ de largo. La carga sobre la tapa es intermitente y debería usarse un factor de seguridad de más o menos 10.

La altura de la tapa será:

$$H = \sqrt{\frac{W\,l}{f\,B}}$$

donde

w = carga máxima sobre la tapa;

l = distancia entre los centros de los pernos;

B = ancho neto de la tapa;

f = fatiga o tasa de trabajo, de modo que el factor de seguridad sea igual a 10.

Las tapas pueden hacerse de acero forjado o de acero fundido y en algunos casos de fierro fundido. Si se emplea acero forjado, el bronce superior se hace separado y la distancia del centro del eje a la parte superior del bronce será más o menos 0.67 veces el diámetro del eje. Cuando se emplea acero o fierro fundido el espesor de la tapa debe ser aumentada de $^3/_4''$ a $1''$ para el metal blanco.

Eje de empuje.—El eje de empuje y los bloques del descanso de empuje se calculan para soportar el «empuje indicado», es decir, el empuje axial que sería producido por el propulsor, si toda la potencia generada por la máquina en I. H. P. fuera utilizada, sin ninguna pérdida, al mover la nave hacia adelante.

$$P \times H = \frac{I.H.P.}{n} \times 33.000.$$

I. H. P. = potencia en caballos indicados de la máquina;

n = número de revoluciones por minuto.

H = paso del propulsor en pies.

P = empuje indicado en libras.

Esto es, que el trabajo hecho durante una revolución de la máquina debe ser igual al trabajo debido al empuje durante una revolución del propulsor, actuando al través de una distancia igual al paso de la hélice. De la ecuación anterior tenemos:

$$P = \frac{I.H.P. \times 33.000}{n\,H}$$

Por ejemplo, si la eficiencia de la hélice es más o menos de 65 % y la eficiencia mecánica de la máquina alrededor de 85 %, el «empuje efectivo» será:

$$0.85 \times 0.65 \times P = 0.55\ P$$

Sin embargo, como se ha establecido anteriormente, las dimensiones del eje de empuje y del descanso se calculan tomando en cuenta el empuje P. indicado

Es conveniente hacer el diámetro d igual al del eje cigüeñal.

Diámetros D de los anillos: 1.6 a 1.9 d.

Ancho de los anillos: b=0.13 a 0.16 d para máquinas de construcción ligera o para el caso de ejes resistentes:

b=0.15 a 0.2 d para máquinas de construcción pesada o para máquinas pequeñas.

El espacio Z entre los anillos =2 a 2.5 b.

El espacio entre los anillos si los de la tapa son huecos:

$$Z = 2.5 \text{ a } 3\ b.$$

Espesor del «liner» de metal blanco, $W = \frac{b}{6} + 0.08''$

El número de anillos debe ser tal que la presión del «empuje indicado» sobre el área efectiva sea como sigue:

p= 40 a 55 libras por pulgada cuadrada para vapores de carga.
p= 55 a 80 » » » » » » de pasajeros.
p= 70 a 85 » » » » » acorazados.
p=100 a 130 » » » » » cruceros.

Los machones se hacen iguales al del eje cigüeñal y se emplea el mismo material para ambos ejes.

(*Continuará*)