

Cálculo de una máquina de triple expansión de 3333 IHP.

(Continuación)

CÁLCULO DE LOS CILINDROS Y PISTONES

Continuaremos los cálculos de la máquina cuyos diámetros y cortes de vapor han sido ya determinados.

De las hipótesis y cálculos efectuados hasta la fecha, hemos encontrado lo siguiente:

I. H. P = 3333; Velocidad del pistón, $P_s = 750'$ por minuto; Presión de la caldera = 200 lbs. efectivas.

Los diámetros de los cilindros y la carrera son:

$$\frac{29 \frac{7}{8}'' - 44 \frac{5}{8}'' - 66 \frac{7}{8}''}{48''}$$

Se han tomado para los cilindros los siguientes cortes de vapor:

alta presión = 0.70; media presión = 0.70; baja presión = 0.70

ESPESORES DE LOS CILINDROS Y CAMISAS

Para el cilindro de alta presión, $t = \frac{(200 + 25) 29.87}{6000} + \frac{40}{129.87} = 1.43'' = 1.1/2''$

Para el cilindro de media presión, $t = \frac{(100 + 25) 44.63}{6000} + \frac{40}{144.63} = 1.07'' = 1.1/16''$

Para el cilindro de baja presión, $t = \frac{(75 + 25) 66.88}{6000} + \frac{40}{166.88} = 1.35'' = 1.3/8''$

Haremos el espesor de todos los cilindros y camisas = 1.1/2".

Emplearemos tapas y fondos de los cilindros de doble pared.

El espesor del fondo del cilindro = $0.9 \times 1.5 = 1.35'' = 1.3/8''$.

Distancia entre las paredes dobles de las tapas y fondos de los cilindros:
 = $5 \times 1.5 = 7.5' = 7.1/2''$

Espesor de los flanches o bridas de las tapas y cilindros: = $1.3 \times 1.5'' = 1.95 = 2''$

Ancho de las bridas de los cilindros y tapas = $3 \times 1.5'' = 4.5'' = 4.1/2''$

Espesor del metal en los pies del cilindro = $1.5'' = 1.1/2''$

Espesor de las bridas en los pies del cilindro = $1.5 \times 1.5'' = 2.25'' = 2.1/4''$

Diámetro de los pernos en los pies del cilindro = $1.4 \times 1.5 = 2.10'' = 2.1/8''$

Espesor de la tapa del cilindro = $0.85 \times 1.5 = 1.27'' = 1.1/4''$.

Espacios máximos de los refuerzos de los fondos y tapas de los cilindros:

Para el cilindro de alta presión = $\frac{1.5 \times 100}{\sqrt{200}} = 10.61'' = 10.5/8''$

Para el cilindro de media presión = $\frac{1.5 \times 100}{\sqrt{100}} = 15''$

Para el cilindro de baja presión = $\frac{1.5 \times 100}{\sqrt{75}} = 17.35'' = 17.3/8''$

Espesor del metal en todas las camisas de las válvulas = 1.1/2"

Espesor del metal en las lumbreras y pasajes de vapor = $0.85 \times 1.5 = 1.27 = 1.1/4''$

Ancho del espacio de la chaqueta = 3/4 a 1'', tomaremos 3/4''.

ESPACIOS MUERTOS DE LOS PISTONES

	Cilindro de Alta	Cilindro de Media	Cilindro de Baja
Extremo superior del cilindro	3/8	3/8	9/16
Extremo inferior del cilindro.....	1/2	1/2	11/16

Pistones. Por tratarse de una máquina que va a trabajar con menos de 100 revoluciones por minuto, emplearemos pistones de fierro fundido que requieren cilindros de construcción más sencilla.

Los pistones tendrán la forma de la Fig. 7.

Tomaremos el diámetro de la barra del pistón = 6.3/4'', valor que, más adelante, indicaremos, como se determina.

$$\text{Altura del pistón} = 1.5 \times 6.75 = 10.125 = 10.1/8''$$

Espesor de la cara del pistón del ci-

$$\text{lindro de baja} \dots \dots \dots = 0.0025 \times 66.88 \sqrt{34} + 0.33 = 1.3/8''$$

Espesor de la cara del pistón del ci-

$$\text{lindro de media} \dots \dots \dots = 0.0025 \times 44.63 \sqrt{50} + 0.33 = 1.1/8''$$

Espesor de la cara del pistón del ci-

$$\text{lindro de alta} \dots \dots \dots = 0.0025 \times 29.88 \sqrt{100} + 0.33 = 1.08 = 1.1/6''$$

$$\text{Espesor cerca de la llanta del cilindro} \quad a = 0.9 \times 1.385 = 1.245 = 1.1/4''$$

$$\text{Espesor de los refuerzos,} \quad b = 0.9 \times 1.385 = 1.245 = 1.1/4''$$

$$\text{Espesor del núcleo alrededor de la barra,} \quad c = 1.75 \times 1.385 = 2.42 = 2.1/2''$$

$$\text{Espesor del disco, sujetador de anillos,} \quad e = 1.2 \times 1.385 = 1.66 = 1.3/4''$$

$$\text{Espesor del anillo de empaquetadura,} \quad f = 1.75 \times 1.385 = 1.038 = 1.1/16''$$

$$\text{Ancho del anillo de empaquetadura,} \quad g = 3 \times 1.385 = 4.16 = 4.1/8''$$

$$\text{Diámetro de los pernos de disco sujetador de anillo} = \frac{1.385}{2} + 0.25 = 0.94 = 1''$$

$$\text{Paso de los pernos del disco sujetador de anillo} = 0.94 \times 10 = 9.41'' = 10''$$

El diámetro del cuerpo de los diferentes pistones será como sigue:

$$\text{Para el pistón del cilindro de alta,} \quad d = 29.7/8 - 1/32 = 29.27/32''$$

$$\text{Para el pistón del cilindro de media,} \quad d = 44.5/8 - 1/32 = 44.19/32''$$

$$\text{Para el pistón del cilindro de baja,} \quad d = 66.7/8 - 1/32 = 66.27/32''$$

Los detalles del pistón se muestran en la fig. 7.

PRISIONEROS DE LAS TAPAS DE LOS CILINDROS

Por conveniencia y sencillez, es costumbre calcular los prisioneros de la tapa del cilindro de alta presión y emplear el mismo tamaño para las tapas de los otros cilindros, aumentando el espacio a medida que la presión decrece.

Como en el presente caso se van a emplear camisas para los cilindros, tenemos que el diámetro C de la caja del cilindro será:

$$\text{Para el cilindro de alta,} \quad C = 29.875 + 2 \times 1.5 + 2 \times 0.75 = 34.375''$$

$$\text{Para el cilindro de media,} \quad C = 44.625 + 2 \times 1.5 + 2 \times 0.75 = 49.125''$$

$$\text{Para el cilindro de baja,} \quad C = 66.875 + 2 \times 1.5 + 2 \times 0.75 = 71.375''$$

$$\text{Carga sobre la tapa del cilindro de alta:} = \frac{3.1416 \times (34.375)^2 \times 200}{4} = 185.200 \text{ lbs.}$$

Probemos prisioneros de 1.5/8'' de diámetro de acero de una resistencia de ruptura de 70,000 lbs.

De la tabla N.º 2, tenemos que un prisionero de 1.5/8 de diámetro puede sopor-

tar una carga de trabajo de 6,450 lbs. siendo la resistencia de ruptura de 60,000 lbs. pero siendo ésta de 70,000 lbs., la carga de trabajo será de 7.525 lbs.

$$\text{Número de prisioneros} = \frac{185.200}{7.525} = 24.77 = 25 \text{ (aproximadamente)}$$

El círculo de paso de los prisioneros tendrá un diámetro:

$$F = 34.375 + 3 \times 1.625 = 39.25''$$

La circunferencia del círculo de paso = $39.25 \times \pi = 123.3''$

El paso de los prisioneros = $\frac{123.3''}{25} = 4.91''$; $\frac{4.91}{1.625} = 3.02 = 3$ diámetros, valor que está comprendido entre 2.75 d y 3.25 d.

PRISIONEROS DE LAS TAPAS DE LOS CILINDROS

CILINDROS	DIÁMETROS	Diámetro de los prisioneros	Círculo de paso de los prisioneros	Número de los prisioneros	Espacio de los prisioneros, Diámetros
Alta presión	29.7/8''	1.625''	39.25''	25	3.04
Media presión	44.5/8''	1.625''	54.00''	26	4.04
Baja presión	66.7/8''	1.625''	76.25''	29	5.08

RESISTENCIA DE MATERIALES (1)

Habiendo determinado los diámetros de los cilindros y los cortes de vapor, estamos en situación de aproximar las cargas que van a actuar sobre las diferentes partes y de proporcionarlas de modo que sean suficientemente resistentes para soportar estas cargas. Hay un gran número de fórmulas para este objeto, pero algunas de ellas son de tal naturaleza que no pueden adaptarse fácilmente, en todas las circunstancias. La mayor parte de ellas están basadas sobre la hipótesis de que se va a usar acero de cierta resistencia de ruptura y, que por consiguiente, la carga de trabajo admisible es una cantidad fija. Sin embargo, como la resistencia de ruptura del acero empleado en las máquinas marinas varía de 60,000 a 100,000 lbs. por pulgada cuadrada, es mucho mejor basar los cálculos sobre el factor de seguridad permitido, y es ese el principio que se seguirá en este sistema de diseño.

(1) Las fórmulas e informaciones necesarias para efectuar los cálculos se han tomado en diversas fuentes autorizadas especialmente de la obra «The Marine Engine Designe and Auxiliares» del Profesor E. M. BraGG de la U. de Michigán.—E. U. N. A.

El factor de seguridad que es permitido emplear en el diseño de una parte dada depende de la clase de carga que va a soportar, de la forma de construcción de la parte misma y de las condiciones bajo las cuales va a efectuar su trabajo. Hay tres clases de carga: constantes, intermitentes y alternativas. La carga constante es la que es aplicada en un apreciable lapso de tiempo, causando tensión o compresión en una cantidad constante. La carga intermitente es una que es aplicada más o menos repentinamente y produce tensión y compresión en cantidades variables. Esta carga puede variar de un valor máximo a un valor que puede ser cero o casi cero. Cuanto menores la variación, más se aproxima a una carga constante. La carga alternativa es de tal carácter que hace que la fuerza cambie alternativamente de tensión a compresión.

Por experimentación se ha encontrado que una pieza de metal cuya sección tiene el área suficiente para soportar cierta carga constante por un tiempo indefinido, fallará después de cierto tiempo si la carga es intermitente, variando de un valor máximo a un valor mínimo y fallará más rápidamente aun si la carga es alternativa. La destrucción relativa de las tres clases de carga está más o menos en la relación de 1, 2 y 3. Una pieza de metal que tiene bastante área puede soportar cierta carga constante indefinidamente, pero esta carga debe ser reducida a la mitad si es intermitente y a $\frac{1}{3}$ si es alternativa.

Factores de seguridad. — Generalmente los factores de seguridad están basados en la resistencia de ruptura del material. Si se empleara la resistencia a la ruptura como carga de trabajo, la pieza soportaría solamente una sola aplicación de la carga. Si la carga se aplica continuamente, la carga de trabajo no debe exceder el límite de elasticidad, el límite de la fuerza a la cual el material puede ser sometido permaneciendo la deformación proporcional a la fuerza.

El límite de elasticidad varía para diferentes clases de acero pero para el acero usado en las máquinas marinas es más o menos el 62% de la resistencia de ruptura. Esto requiere el empleo de un factor mínimo de carga de trabajo de 1.6 para cargas constantes, 3.2 para cargas intermitentes y de 4.8 para cargas alternativas. Es casi imposible calcular exactamente la carga a que una pieza va a ser sometida y no se puede tener seguridad que el límite de elasticidad sea siempre 0.62 de la resistencia de ruptura; por estas razones es usual en la práctica terrestre aplicar otro factor 2. Esto dará 3.2, 6.4 y 9.6 como factores de seguridad para las tres clases de cargas.

Es costumbre, en la práctica naval, emplear factores 2.5 veces más grandes porque las piezas están expuestas a soportar cargas más inciertas, debido al balance y cabeceo de las naves y también porque un accidente en alta mar es más peligroso que uno en tierra. De modo que los factores para las máquinas de la marina mercante son aumentados a 4, 8 y 12 para cargas constantes, intermitentes y alternativas, respectivamente.

Los factores para las máquinas de la marina de guerra no necesitan ser tan grandes como los de las máquinas de la marina mercante porque estas últimas trabajan todo el tiempo casi a su máxima capacidad mientras que las naves de guerra navegan ordinariamente con una velocidad que demanda de 10 a 15%, de la potencia máxima de las máquinas. En este último caso las piezas de las máquinas pueden ser diseñadas con factores más pequeños, más o menos 6 para las cargas intermitentes y 9 para las alternativas. Los factores pueden ser muy grandes a velocidades económicas y en nin-

gún caso serán tan pequeños que comprometan mucho la vida de la máquina durante el corto tiempo que estas trabajen a toda fuerza. Sin embargo, no se hace uso de esta ventaja en todas las clases de máquinas de la marina de guerra y es así como algunas máquinas de los buques de guerra más grande se diseñan con factores tan grandes como los empleados en las máquinas de la marina mercante.

En el diseño de ciertas piezas tales como las barras de los pistones, de las bielas y de las excéntricas, se deben permitir concesiones por las fuerzas producidas por un montaje defectuoso. En los diferentes alfileres y descansos pueden producirse cargas excéntricas debido a la destrucción del alineamiento y es costumbre aumentar un 50% el factor de carga de tales piezas, en previsión de que se produzcan tales condiciones.

Prácticamente ninguna pieza de una máquina marina está expuesta a soportar cargas constantes y por lo tanto, nunca debería usarse el factor 4. Lo que más se aproxima a una carga constante es la condición de carga que existe en las cañerías receptoras colocadas entre los cilindros y en la línea de ejes de máquinas balanceadas. En estas piezas, la carga es intermitente variando de un máximo a algo más de la mitad del máximo y puede usarse un factor pequeño igual a 6. Debe tenerse presente que el factor de seguridad 8 para las cargas intermitentes y 12 para las alternativas son empleados con el objeto de dar a las piezas una larga vida y que cargas ocasionales de tal magnitud que reduzcan el factor a 3 pueden ser soportadas por las diferentes piezas sin que el material se deteriore.

Piezas roscadas.—Debido a la forma de construcción de ciertas piezas deberán éstas ser diseñadas empleando factores más grandes que los mencionados anteriormente. Los pernos y prisioneros están sometidos a cargas intermitentes, pero a consecuencia del hilo el área en la raíz de estos tiene menor resistencia que la que tendría la misma área de una barra perfectamente lisa. Sin embargo, en los pernos pequeños se produce una considerable fuerza inicial, debido a la torsión a que están sometidos cuando se ajustan las tuercas. Estas dos condiciones hacen necesario aumentar el factor a 10 para todos los pernos de más de 3" de diámetro inclusive, y en los pernos pequeños el factor debería aumentar a medida que el diámetro disminuye, siendo igual a 16 para pernos de 1" de diámetro. En la tabla 2 se dan las cargas de trabajo de pernos de diversos tamaños cuando el acero tiene una resistencia de ruptura de 60,000 libras por pulgada cuadrada.

TABLA 2

CARGA DE TRABAJO DE LOS PERNOS

Diámetro	Area en la raíz *	N.º de hilos	Carga de trabajo		Diámetro	Area en la raíz *	N.º de hilos	Carga de trabajo	
			Mercante	De guerra				Mercante	De guerra
3/4	0.302	10	990	1,650	3	5.63	4	33,800	56,300
7/8	0.419	9	1,410	2,350	3.1/4	6.73	4	40,400	67,300
1.—	0.55	8	2,060	3,150	3.1/2	7.9	4	47,400	79,000
1.1/8	0.694	7	2,670	4,050	3.3/4	9.21	4	55,200	92,100
1.1/4	0.891	7	3,520	5,400	4	10.6	4	63,500	106,000
1.3/8	1.057	6	4,250	6,500	4.1/4	12.1	4	72,500	121,000
1.1/2	1,294	6	5,360	8,300	4.1/2	13.68	4	82,100	136,800
1.5/8	1,515	5.1/2	6,450	10,000	4.3/4	15.36	4	92,100	153,600
1.3/4	1,746	5	7,625	11,800	5	17.2	4	103,500	172,000
1.7/8	2,051	5	9,170	14,400	5.1/2	21.05	4	126,400	210,500
2.—	2,302	4.1/2	10,650	16,800	6	25.3	4	152,000	253,000
2.1/4	3,023	4.1/2	14,800	23,500	6.1/2	30	4	180,000	300,000
2.1/2	3,719	4	19,400	31,200	7	35	4	210,000	350,000
2.3/4	4,622	4	25,700	42,000	4

* Area en pulgadas cuadradas.

CILINDROS Y TAPAS

Cilindros fundidos.—Generalmente se funden en una sola pieza la caja del cilindro, el fondo y la caja de válvulas. Algunas veces la caja de válvulas forma una fundición separada que va apornada al cilindro y en casos excepcionales de máquinas de torpederos, el fondo es apornado, pero esta clase de construcción es muy poco común. La fundición de los cilindros es bastante complicada y por esta razón se debe emplear un hierro fundido blando que corra fácilmente y que haga una buena fundición. Un hierro fundido blando no forma una buena superficie de contacto con los anillos del pistón, y por esta razón se hacen a menudo las camisas de hierro de grano duro. Si los cilindros van a tener chaquetas de vapor es necesario emplear camisas, pero por las razones dadas más arriba también se emplean éstas aunque no se usen las chaquetas de vapor. Aunque el espacio entre la camisa y la caja del cilindro no sea empleado como chaqueta de vapor, está generalmente conectado a la línea principal de vapor y se emplea para calentar la máquina cuando ésta ha permanecido fuera de servicio por algún tiempo.

Dimensiones de las partes.— El espesor de la camisa y de la caja del cilindro se calcula por medio de la fórmula siguiente:

$$t = \frac{(P+25) D}{6000} + \frac{40}{100+D}$$

t=espesor de la camisa;
 P=presión máxima en el cilindro;
 D=diámetro del cilindro en pulgadas.

Los valores de P se toman como sigue:

Para el cilindro de alta de máquinas triples y cuádruples,	P= presión efectiva de la caldera.
Para el cilindro de media de máquinas triples,	P=0.5 presión efectiva de la caldera.
Para el cilindro de baja de máquinas triples,	P=0.375 id. id.
Para el 1er. cilindro de media de máquinas cuádruples,	P=0.60 id. id.
Para el 2.º cilindro de media de máquinas cuádruples,	P=0.40 id. id.
Para el cilindro de baja de máquinas cuádruples	P=0.25 id. id.

Es costumbre hacer las camisas de todos los cilindros del mismo espesor y como generalmente el de la camisa del cilindro de alta resulta mayor, es necesario solamente calcular el espesor de esa camisa y hacer las otras del mismo espesor. En la tabla siguiente se dan los espesores de las camisas según el tamaño del cilindro de alta presión.

TABLA 3

Diámetro	Presión de la caldera			Diámetro	Presión de la caldera		
	175	190	210		175	190	210
16".....	7/8	15/16	1	30	1.5/16	1.3/8	1.1/2
17".....	15/16	15/16	1	32	1.3/4	1.7/16	1.9/16
18".....	15/16	1	1.1/16	34	1.7/16	1.1/2	1.5/8
19".....	1	1	1.1/16	36	1.1/2	1.5/8	1.3/4
20".....	1	1.1/16	1.1/8	38	1.9/16	1.11/16	1.13/16
21".....	1.1/16	1.1/8	1.3/16	40	1.5/8	1.3/4	1.7/8
22".....	1.1/16	1.1/8	1.3/16	42	1.11/16	1.13/16	1.15/16
23".....	1.1/8	1.3/16	1.1/4	44	1.3/4	1.7/8	2
24".....	1.1/8	1.3/16	1.1/4	46	1.13/16	1.15/16	2.1/16
25".....	1.3/16	1.1/4	1.5/16	48	1.7/8	2	2.1/8
26".....	1.3/16	1.1/4	1.5/16	50	1.15/16	2.1/16	2.1/4
28".....	1.1/4	1.5/16	1.3/8	52	2	2.1/8	2.5/16

Cuando el cilindro lleva camisa, la caja del cilindro es 1/8 más delgada que la camisa porque ésta debe tener un espesor mayor que permita retornarla. Cuando no se usa camisa es más seguro hacer la caja del cilindro 1/8 más gruesa que los espesores de las camisas, dados en la tabla porque es muy difícil reemplazar una caja de cilindro rota mientras que la camisa puede ser renovada fácilmente.

Los espesores de las diferentes paredes pueden tomarse como sigue:

Espesor de la camisa	= t (véase la tabla arriba)
Espesor de la caja del cilindro	= t - 1/8" (con camisa) = t + 1/8" (sin camisa)
Espesor del fondo del cilindro	= t (fondo sencillo) = 0.9 t (fondo doble)
Espesor de la tapa del cilindro	= t (tapa sencilla) = 0.85 t (tapa doble)
Espesor del metal de los pasajes de vapor	= 0.85 t.
Espesor de las camisas de las válvulas	= t.
Espesor del metal de los pies del cilindro	= t.
Espesor de las bridas de los pies del cilindro	= 1.5 t. a 1.75 t.
Espesor de las bridas de las tapas del cilindro	= 1.3 t a 1.4 t.
Espesor de los refuerzos de fondos y tapas sencillas	= t - 1/16"
Altura de los refuerzos en tapas o fondos sencillos	= 5 t (a lo menos)
Distancia entre las paredes dobles de tapas o fondos	= 5 t (a lo menos)
Ancho de la juntura de la tapa del cilindro	= 2.75 t a 3.25 t.
Diámetro de los pernos de los pies del cilindro	= 1.4 t a 1.6 t.
Ancho del espacio de la chaqueta	= 3/4 a 1"
Espacio entre los refuerzos de las tapas y fondos	$\frac{100 t}{\sqrt{P}}$

Espacios muertos.—La forma del fondo del cilindro y el lado inferior de la tapa deben tener la forma del pistón. La longitud del cilindro debe ser tal, de modo que la longitud lineal de los espacios muertos sean más o menos los siguientes:

TABLA 4

Diámetro del cilindro de baja presión	Espacio muerto superior	Espacio muerto inferior
Inferior a 40"	3/8"	1/2"
Inferior a 60"	1/2"	5/8"
Inferior a 80"	5/8"	3/4"
Arriba de 100"	3/4"	7/8"

Prisioneros de las tapas de los cilindros.—Las dos condiciones que determinan el tamaño y número de los prisioneros son las siguientes: deben tener la resistencia suficiente para soportar la carga que actúa sobre la tapa y deben estar colocados lo suficientemente cerca para que la juntura sea impermeable al vapor. Es práctica corriente hacer los prisioneros de todas las tapas del mismo tamaño que se determina según la carga en el cilindro de alta presión. Se puede aumentar el espacio de los prisioneros de las tapas de los otros cilindros porque la presión del vapor es menor. Se determina la carga máxima que actúa sobre la tapa del cilindro de alta, multiplicando la presión de la caldera por el área máxima de la tapa que está expuesta a la presión del vapor. El diámetro de la parte superior del cilindro puede variar de $Hd + 1/4''$ a

$Hd+1/2''$ según el tamaño del cilindro. Empleando el valor mayor la carga sobre la tapa será:

$$\frac{\pi}{4} (Hd+1/2'')^2 \times \text{presión efectiva de la caldera.}$$

El prisionero más pequeño usado en las tapas de los cilindros es de 1'' de diámetro y para cualquier cilindro dado, el diámetro del prisionero es, generalmente, un poco mayor que el espesor de la camisa. Se escoge arbitrariamente el diámetro d , y en la tabla 2 se encuentra la carga de trabajo para el tamaño considerado. La carga total que actúa sobre la tapa del cilindro dividida por la carga de trabajos de un prisionero da el número de éstos. La circunferencia del paso de los prisioneros caerá en la mitad de la junta y si ésta tiene un ancho de $3d$, el círculo del paso tendrá un diámetro:

$$F = Hd + 1/2'' + 3d$$

Hd = diámetro del cilindro de alta

El paso de los prisioneros será $\frac{\pi F}{n}$

El peso de los prisioneros en el cilindro de alta debería ser de 2.75 d a 3.25 d . Si ellos están más juntos que 2.75 d , es muy difícil colocar una llave y si el espacio excede a 3.25 d se pueden producir filtraciones en la junta. Si con el valor tomado de d , el espacio es demasiado pequeño, debe aumentarse el valor de d y si el espacio resulta demasiado grande, el valor de d debe ser disminuído. En las tapas de los cilindros de media presión y de baja presión se usa el mismo tamaño de prisioneros, tomando un espacio de 4 d a 4.5 d para las primeras y de 5 d a 5.5 d para las segundas. El diámetro exterior de la tapa del cilindro deberá ser:

$$G = Hd + 1/2'' + 6d,$$

si el ancho de la junta se toma igual a $3d$.

Los valores de F , Hd , G y de la carga máxima se refieren al caso de cilindros sin camisa.

Quando los cilindros van a llevar camisas el valor de

$$C = D + 2L + 2J, \text{ donde:}$$

D = diámetro del cilindro;

L = espesor de la camisa;

J = ancho del espacio de la chaqueta, generalmente de $3/4$ a $1''$.

La carga sobre la tapa será igual al área del círculo de diámetro C multiplicada por la presión efectiva de la caldera (véase fig. 12):

$$\text{Carga sobre la tapa,} = \frac{\pi C^2}{4} \times \text{presión efectiva de la caldera.}$$

Si el ancho de la junta de la tapa es igual a 3 d, el diámetro del círculo de paso de los prisioneros será igual a $F=C+3d$. Conociendo la carga total que van a soportar los prisioneros, se debe seleccionar un prisionero de diámetro aproximadamente igual al espesor de la caja de los cilindros. La tabla dada indica las cargas que los prisioneros pueden soportar, de modo que puede encontrarse el número necesario.

$$\frac{F \pi}{\text{Número de prisioneros}} = \text{distancia de los prisioneros.}$$

PISTONES

Tipos de Pistones.—Existen en uso dos tipos de pistones, el cónico, de acero fundido, véase Fig. 6 y el hueco, en forma de caja, de fierro fundido, véase Fig. 7. El pistón de acero fundido es más liviano y más rígido que el de fierro fundido y se emplea cuando la máquina trabaja con un alto número de revoluciones por minuto, caso en que es necesario economizar peso. El pistón de fierro fundido es de construcción más sencilla, pero no puede ser usado cuando la máquina trabaja con mucho más de 100 revoluciones por minuto.

Pistones de fierro fundido. Las dimensiones de sus diferentes partes pueden encontrarse según las proporciones siguientes:

Espesor del pistón en el centro = 1.5 d.

Espesor de la llanta del pistón = 1.2 d

Espesor de la cara del pistón = 1"

Espesor del núcleo alrededor de la barra del pistón = 0.5 d

d = diámetro de la barra del pistón.

Paso de los prisioneros = 6 diámetros para el cilindro de alta

= 7 diámetros para el cilindro media

= 8 diámetros para el cilindro baja

Espesor de los refuerzos del pistón = 7/8"

También pueden usarse las siguientes proporciones:

Altura del pistón en el centro = 1.5 d a 1.6 d; d = diámetro de la barra del pistón.

Espesor de la cara $t = 0.0025 D \sqrt{P} + 0.33$ ", donde D = diámetro del pistón; P = 0.5 la presión efectiva de la caldera para el cilindro de alta; 0.25 la presión efectiva de la caldera para el cilindro de media; y 0.17 la presión efectiva para el cilindro de baja.

Espesor cerca de la llanta, $a = 0.9 t$.

Espesor de los refuerzos, $b = 0.9 t$.

Espesor del núcleo alrededor de la barra $c = 1.75 t$.

Espesor de la brida del disco sujetador de anillo, $e = 1.2 t$.

Espesor del anillo empaquetadura, $f = 0.75 t$

Ancho del anillo empaquetadura, $g = 3 t$.

Diámetro de los prisioneros del disco sujetador de anillo $\frac{t}{2} + 0.25''$

Paso de los prisioneros del disco sujetador de anillos = 10 diámetros.

Pistones de acero fundido.

Altura del núcleo en el centro = $K = d$ (máquinas de guerra)

Altura del núcleo en el centro = $K = 1/2 d$ a $1.4 d$ (máquinas mercantes)

Espesor del núcleo alrededor de la barra del pistón = $n = 0.4 d$.

Espesor del metal del pistón en el centro = $l = \frac{D}{200} \sqrt{P} + 0.5''$

Espesor del metal en la llanta = $m = 0.4 l$.

d = diámetro de la barra del pistón.

D = diámetro del cilindro.

Los valores de P pueden ser los siguientes:

TABLA 5

Máquinas de triple expansión	De cuádruple expansión
Cilindro de alta, $P = 0.5$ presión efectiva de la caldera . . .	$P = 0.45$ presión efectiva de la caldera
1.er cilindro de media, $P = 0.25$ presión efectiva de la caldera	$P = 0.20$ presión efectiva de la caldera
2.º cilindro de media	$P = 0.175$ presión efectiva de la caldera
Cilindro de baja, $P = 0.20$ presión efectiva de la caldera . .	$P = 0.10$ presión efectiva de la caldera

Generalmente se hace la altura total de los pistones de acero fundido igual para todos los cilindros, siendo usualmente los detalles del núcleo y de la llanta para los mismos para todos. Los pistones tienen distinta inclinación en todos los cilindros, siendo la inclinación del lado inferior del cilindro de baja, no menor de 1 en 6 cuando las máquinas trabajan con 175 lbs. de presión y no menor de 1 en 3 si la presión del vapor es de 300 libras. por pulgada cuadrada.

Anillos de los pistones.—Los anillos de los pistones se hacen de fundición sólida de fierro fundido y de un diámetro mayor que el del cilindro en que se van a colocar.

En las figuras 8 y 9 se dan algunos detalles de las llantas de los pistones y en las tablas que se acompañan se dan las proporciones adecuadas para ciertos tamaños de cilindros de baja presión.

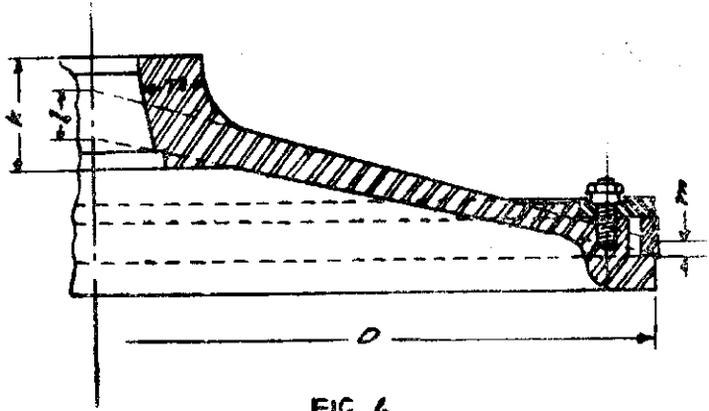


FIG. 6

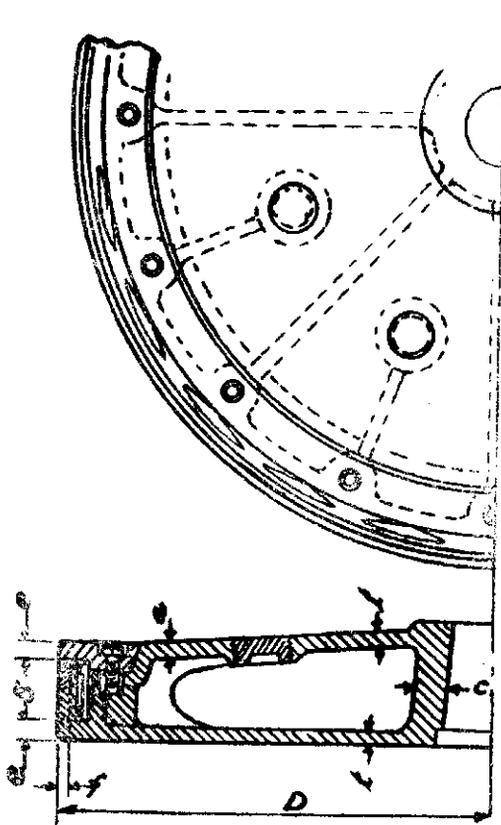
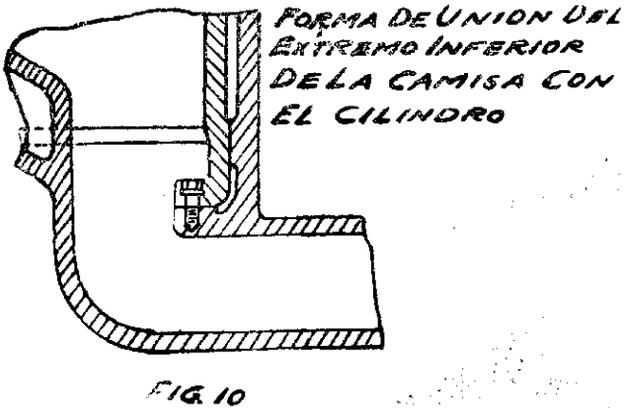
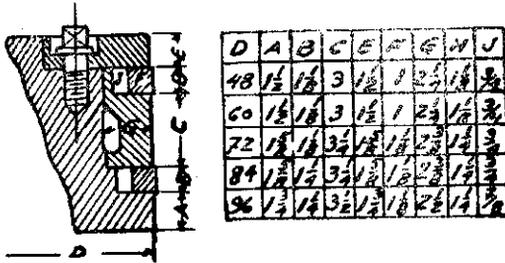
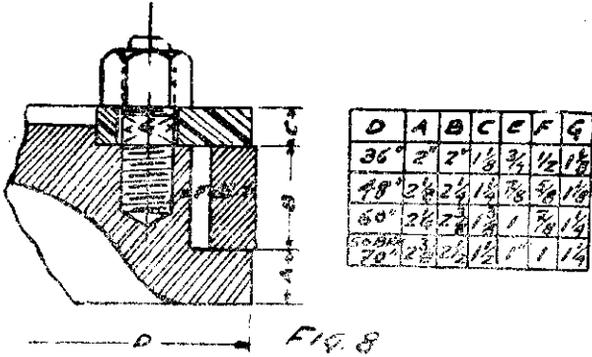
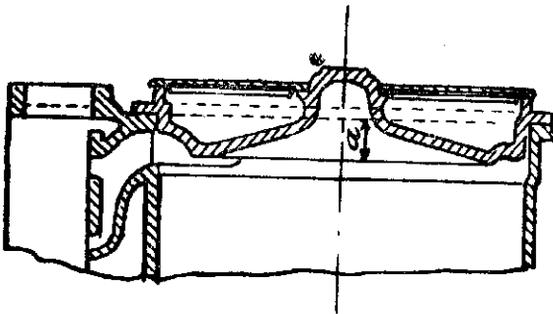
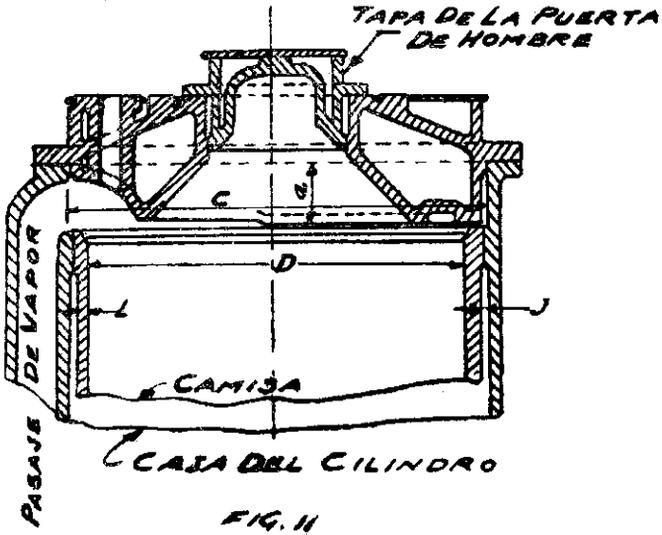
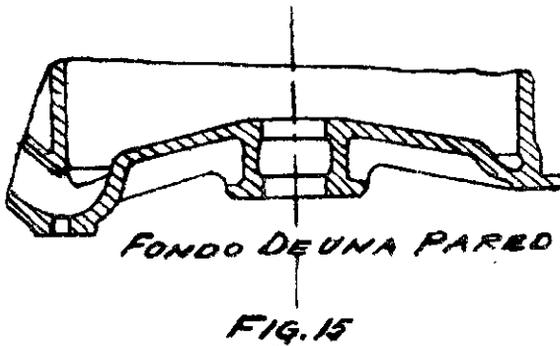
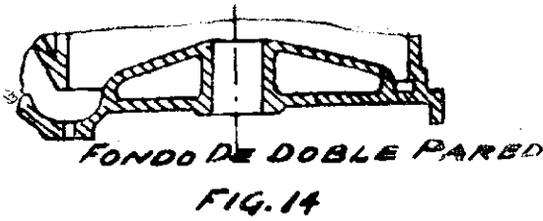
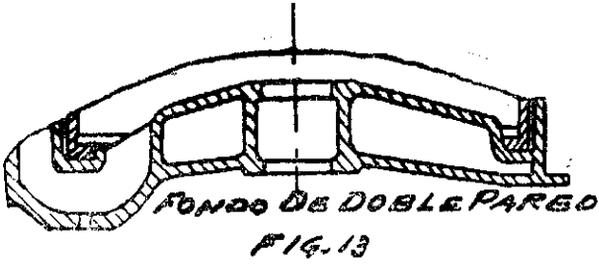


FIG. 7







(Continuará).