Ingeniería Naval

REVISTA TECNICA

ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE INGENIEROS NAVALES

FUNDADOR: **AUREO FERNANDEZ AVILA**, INGENIERO NAVAL

DIRECTOR: CARLOS GODINO GIL, INGENIERO NAVAL

AÑO IX — MADRID, OCTUBRE DE 1941 — NÚM. 76

Sumario

Páginas

Equilibrado de motores de combustión de alta velocidad, por Juan Manuel Tamayo, Ingeniero Naval 292

La predicción de la velocidad y la potencia de los buques por los métodos que se emplean en Tanque de Experiencias de Wáshington (Estados Unidos), por el Ingeniero de la Armada Americana Capitán Harold E. Saunders. Traducido y comentado por Carlos Preysler Moreno, Ingeniero Naval 298

La electricidad aplicada a los buques, por Julio de la Cierva, Ingeniero Naval 308

INFORMACION PROFESIONAL

Defensa contra la corrosión de los metales 321

Materiales artificiales 321

INFORMACION GENERAL

Construcción de remolcadores 322

Reparación del petrolero "Telena" 322

Trabajos de los astilleros de Bilbao 323

Construcción de dos buques mixtos de carga y pasaje para la Compañía Transmediterránea 323

Construcción de buques costeros 323

Nuevas órdenes de ejecución de buques de guerra 323

Construcción naval en América 323

Marina del Vaticano 324

Nuevas e importantes construcciones para la C. A. M. P. S. A. 324

Empleo de gasógenos en embarcaciones de motor 324

Otro petrolero para la C. E. P. S. A. 324

Botadura del petrolero "José Calvo Sotelo" 324

Revista de Revistas 326

Redacción y Administración: Avenida de José Antonio, 31, piso A. núm. 16.—Apartado de Correos 457.—Teléfono 20581.

Suscripción: Un año para España y América, 40 pesetas. Demás países, 50 pesetas.

NOTAS.—No se devuelven los originales. Los autores son directamente responsables de sus trabajos. Se permite la reproducción de nuestros artículos indicando su procedencia.

Equilibrado de motores de combustión de alta velocidad

Por JUAN MANUEL TAMAYO, Ingeniero Naval.

El equilibrado de esta clase de motores se ha limitado en la Marina a los motores auxiliares o de embarcaciones menores, aplicándose con más profusión en automóviles y aviones. Pero, actualmente, las lanchas torpederas hacen necesario volver sobre el estudio de este recurso del proyectista para reducir o eliminar las vibraciones, principalmente debidas al movimiento alternativo de ciertos órganos del motor para los que el equilibrado es menos completo que para los de movimiento rotatorio; contándose, además, que el motor va montado en una estructura de suyo vibrátil y sensible cual la de las referidas lanchas rápidas. Sabido es que el equilibrado puede intentarse adoptando disposiciones durante la construcción, tales que las fuerzas desarrolladas al funcionar el motor se equilibren unas a otras; o introduciendo en el sistema unas masas que al moverse originen fuerzas que contrarresten las nacidas del motor propio; o, en fin, añadiendo masas giratorias, con las que sólo se obtiene un parcial equilibrado. El objetivo es, en resumen, conseguir que no existan fuerzas o pares resultantes que deben ser compensados, reduciendo también la magnitud de aquéllos, pues así se reducirán las vibraciones a que dan origen. Cuanto más ligeras sean las piezas en movimiento, menores serán las fuerzas de inercia desarrolladas y menores las vibraciones si hubiese algún órgano desequilibrado.

Aun a trueque de ser prolijos, recordaremos la génesis de las fuerzas y pares centrífugos desarrollados durante el funcionamiento del motor.

Si un cuerpo de masa M se mueve, y su c. de g. recorre una trayectoria cualquiera, se encontrará sometido a una fuerza centrífuga $F = Mw^2r$, fórmula en la que r es el radio de curvatura instantáneo de aquella trayectoria y w la velocidad angular (se supone de un radian por segundo, o sea la unidad).

Partiendo de este caso general, si imaginamos cualquier número de partículas de masas $m_1, m_2, m_3 \ldots$ girando alrededor de un centro común a los radios $r_1, r_2, r_3 \ldots$ y cada una moviéndose con una velocidad angular w como sujetas a un mismo disco rotatorio, el eje de rotación de este disco estará sometido a tracciones de magnitud $m_1w^2r_1$, $m_2w^2r_2$, $m_3w^2r_3 \ldots$ en las direcciones respectivas de los radios $r_1, r_2, r_3 \ldots$. La tracción resultante sobre el eje estará representada por la resultante de las tracciones componentes, esto es, por el vector suma de $w^2\ (m_1r_1+m_2r_2+m_3r_3+\ldots)$.

Esta resultante obtenida del diagrama de fuerzas, representará, pues, la única fuerza centrífuga equivalente a las fuerzas componentes, y el equilibrado se conseguirá con otra fuerza igual y contraria.

De igual modo si tenemos un eje de longitud a y a sus extremos fijamos en sentidos opuestos dos brazos de igual longitud r, con dos masas M iguales en sus extremos, la fuerza centrífuga en cada brazo, al girar el eje, será $M.w^2.r$, y este eje estará sometido a un par de momento $M.w^2.r.a$ tendiendo a girar alrededor de un eje perpendicular a la dirección de rotación.

Consideremos ahora el caso general de un motor con diversas masas giratorias en planos no co-planales o sea distintos, y vamos a hallar las magnitudes de dos masas, que equilibren aquéllas, situadas en dos planos transversales.

Método gráfico.—Supongamos que OZ (figura 1) es el eje de cigüeñales, y A, B, los planos transversales donde van a actuar las dos masas incógnitas. Conocemos la masa m, el radio r, la dirección angular de cada una de las masas giratorias dadas y también las distancias x a que están situadas, de modo que pueda definirse la posición de cualquiera de ellas por $m_x r_a$.

Cada una de las fuerzas centrífugas desarrolladas en el sistema y de valor mr (velocidad angular unidad), puede reemplazarse por una fuerza mr en el plano A y un par centrífugo de momento mrx perpendicular a la dirección de la fuerza en el plano A. La dirección del eje de este par está indicada en la figura con trazos adicionales. Todas las fuerzas centrífugas pueden igualmente ser sustituídas por otras equivalentes en el plano A y por pares.

Determinemos primero la resultante de todos los pares referidos al plano A. Para ello, tracemos el polígono de pares, cuyos lados, llevados en el orden debido, son proporcionales a las magnitudes de dichos pares y en la misma dirección que los ejes de éstos. El lado que cierra el polígono da la magnitud MRX y la dirección a_B del par resultante.

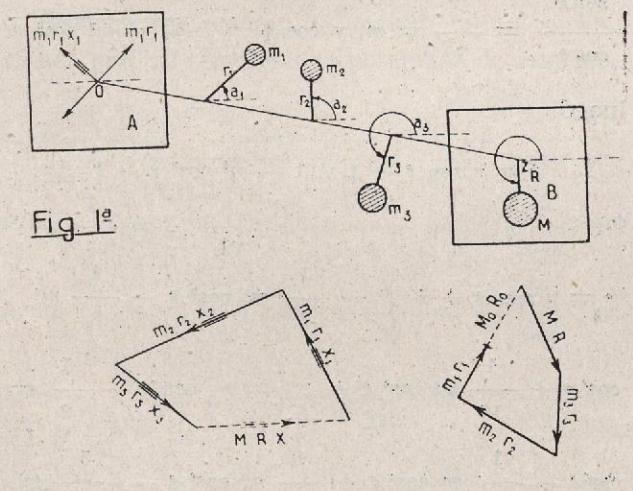


Fig. 1ª

Como X es un dato, conoceremos MR, pudiendo elegirse a conveniencia M o R con tal que el producto sea constante, y también conoceremos la dirección angular del peso o masa M de equilibrio $a_B + 180°$. Con esto tenemos la posición de esta última y su valor en el plano B.

La resultante de todas las fuerzas centrífugas (incluída MR), referida al plano A, se obtiene de un modo análogo con el polígono de fuerzas y el lado que lo cierra da la magnitud $M_o R_o$ y la dirección a_A de la resultante en el plano A. Una fuerza $M_o R_o$ igual o contraria $(a_A + 180°)$, da la magnitud y dirección de la que equilibra, luego se conoce la posición del peso de equilibrio en el plano A.

Este método gráfico equivale a resolver las ecuaciones vectoriales,

$$(a) \quad m_1 r_1 x_{1\,(a_1+90)} + m_2 r_2 x_{2\,(a_2+90)} + \ldots + MRX_{(a_B+90)} = 0$$

$$(b) \quad m_1 r_{1a} + m_2 r_{2a} + \ldots + M_o R_{o a_A} + MR_{a_B} = 0$$

Método analítico.—Se refieren, como anteriormente, fuerzas y pares al plano A y se elijen dos ejes rectangulares OX, OY. Como el resultado de cualquier número de fuerzas en una dirección dada equivale al de la resultante en la misma dirección, estableceremos las relaciones siguientes:

$$MRX \operatorname{sen}(a_B + 90) = \Sigma\, m_1 r_1 x_1 \operatorname{sen}(a_1 + 90) + m_2 r_2 x_2 \operatorname{sen}(a_2 + 90) + \ldots$$

$$MRX \cos(a_B + 90) = \Sigma\, m_1 r_1 x_1 \cos(a_1 + 90) + m_2 r_2 x_2 \cos(a_2 + 90) + \ldots$$

de las que se deducen MR y a_B.

Para la resultante de las fuerzas en el plano A,

$$M_o R_o \operatorname{sen} a_A = MR \operatorname{sen} a_B + \Sigma\, m_1 r_1 \operatorname{sen} a_1 + m_2 r_2 \operatorname{sen} a_2 + \ldots$$

$$M_o R_o \cos a_A = MR \cos a_B + \Sigma\, m_1 r_1 \cos a_2 + m_2 r_2 \cos a_2 + \ldots$$

de las que obtendríamos $M_o R_o$ y a_A y con ellas una completa solución analítica.

Pasemos ahora a los órganos con movimiento rectilíneo alternativo, cual es el émbolo. Si se considera éste con una biela de longitud infinita, no ha lugar sino a una sola acción armónica, pues sólo se tienen en cuenta fuerzas y pares primarios, despreciando los efectos de la biela; pero al considerar la oblicuidad de ésta surgen las armónicas secundarias, y de órdenes superiores, porque las fuerzas de inercia de los extremos de la biela son desiguales.

Pero antes de entrar en el estudio de los mo-

vimientos de las piezas alternativas, objetaremos a ciertas opiniones según las que la variación de presión en el cilindro da lugar a reacciones que se transmiten al cárter, columnas y placas de asiento, o sea a los apoyos, ocasionando vibraciones. Si la presión total en el émbolo es P y las piezas con movimiento alternativo careciesen de masa, así que no se requiere fuerza alguna aceleratriz, la fuerza P a través de la biela transmite una fuerza de igual magnitud a los cojinetes que tiende a desplazarlos en la dirección del movimiento. La presión P dentro del cilindro, también da origen a un empuje en la cabeza de éste en dirección opuesta al movimiento del émbolo, y que se transmite a través de la masa del cilindro a sus apoyos, oponiéndose a la fuerza que por la biela actuaba sobre los cojinetes.

De aquí se deduce que la presión dentro del

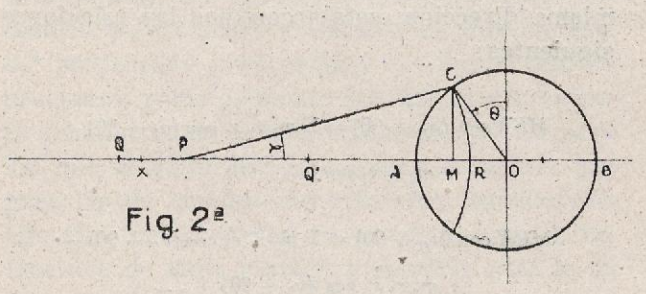


Fig. 2ª

cilindro no produce vibración alguna del motor sobre su base. Hay sólo una pequeña oscilación del motor y sus apoyos, por tanto, del eje de cigüeñales, debida a la variación del par motor, asunto éste de difícil solución, por lo que la uniformidad de este par es sumamente necesario, lo que evita sincronismos perjudiciales.

Pero como los órganos de que tratamos tienen masa y existen fuerzas que aceleran y retardan el movimiento, éstas son precisamente las presiones sobre el émbolo. En la primera mitad de su carrera, el émbolo se acelera y en la segunda se retarda; luego en el primer período, la presión sobre el pistón transmitida al cigüeñal, estará disminuída en una cantidad igual a la necesaria para acelerarlos, mientras que en el segundo tiempo estará aumentada por la cedida para su retardo. Sin embargo, como el empuje en la cabeza del cilindro será siempre debido a la presión dentro de él sólo durante la primera mitad de la carrera, habrá una fuerza de desequilibrio, tendiendo a desplazar el motor hacia afuera del cigüeñal, y en la segunda mitad acercándolo, con el resultado de la vibración del motor en sus apoyos al unísono con el movimiento del émbolo, pero en opuesta dirección.

Volvamos al caso de las piezas de movimiento alternativo y supongamos un motor de un solo cilindro en el que buscaremos soluciones analíticas y gráficas, que serán luego aplicadas a diferentes tipos de motores.

Sea OC (fig. 2) el brazo del cigüeñal de longitud r, la biela PC de longitud l y QQ los puntos muertos de la carrera del émbolo. La relación $\frac{r}{l} = m$, y x el camino recorrido por el émbolo en cualquier instante.

Ahora bien:

$$x = PQ = OM + MQ - OP = r \operatorname{sen} \theta + l \cos \varphi - l \text{ (*)}$$

pero

$$\frac{\operatorname{sen} \varphi}{\cos \theta} = \frac{r}{l} = m, \text{ y } \cos \varphi = \sqrt{1 - m^2 \cos^2 \theta}$$

luego

$$x = r \operatorname{sen} \theta + l \sqrt{1 - m^2 \cos^2 \theta} - l$$

o

$$x = r \operatorname{sen} \theta + l \left\{ -\frac{1}{2} m^2 \cos^2 \theta - \frac{1}{8} m^4 \cos^4 \theta + \frac{1}{16} m^6 \cos^6 \theta + \ldots \right\} = r \left\{ \operatorname{sen} \theta - \frac{1}{2} m \cos^2 \theta - \frac{1}{8} m^3 \cos^4 \theta + \frac{1}{16} m^5 \cos^6 \theta - \frac{5}{128} m^7 \cos^8 \theta + \ldots \right\}$$

Por otra parte sabemos que

$$2^{n-1} \cos^n \theta = \cos n \theta + \cos (n-2) \theta + \frac{n(n-1)}{1.2} \cos (n-4) \theta + \ldots$$

(*) Esta fórmula solamente es rigurosa para cuatro posiciones medias de la biela, una en cada cuadrante. En ellas se verifica, teniendo en cuenta la figura 2

$$x = OM + MQ - OP = OM + MP + x - PR - OR = r \operatorname{sen} \theta + 1 \cos \varphi - l \text{ siempre que } OR = AR = x$$

la particularidad de estos casos no disminuye la eficacia de las fórmulas que a continuación se detallan.

y dando en esta expresión general valores a n,

$$\cos^2\theta = \frac{1}{2}(\cos 2\theta + 1)$$

$$\cos^4\theta = \frac{1}{8}(\cos 4\theta + 4\cos 2\theta + 3)$$

$$\cos^6\theta = \frac{1}{32}(\cos 6\theta + 6\cos 4\theta + 15\cos 2\theta + 10)$$

... ...

De aquí que los desplazamientos del émbolo puedan expresarse por series de Fourier, sustituyendo en la ecuación del movimiento los términos con potencias de cosenos por los de cosenos de ángulos múltiples.

El sistema más conveniente es plantear la ecuación así:

$$x = r\left\{\operatorname{sen}\theta - (k_0 + k_2\cos 2\theta + k_4\cos 4\theta + k_6\cos 6\theta + \ldots)\right\}$$

y entonces los valores de las constantes se obtienen por los términos de potencias de cosenos,

$$k_0 = \frac{1}{4}m + \frac{3}{64}m^3 + \frac{5}{256}m^5 + \frac{175}{(121)^2}m^7$$

$$k_2 = \frac{1}{4}m + \frac{1}{16}m^3 + \frac{15}{512}m^5 + \frac{35}{2048}m^7$$

$$k_4 = \frac{1}{64}m^3 + \frac{3}{256}m^5 + \frac{35}{642}m^7$$

$$k_6 = \frac{1}{512}m^5 + \frac{25}{2048}m^7$$

$$k_8 = \frac{5}{1282}m^7$$

$k_{10} =$ ... ...

La tabla siguiente da una idea de los valores de estas constantes, para ciertos casos que ocurran en la práctica.

TABLA DE CONSTANTES DE FOURIER

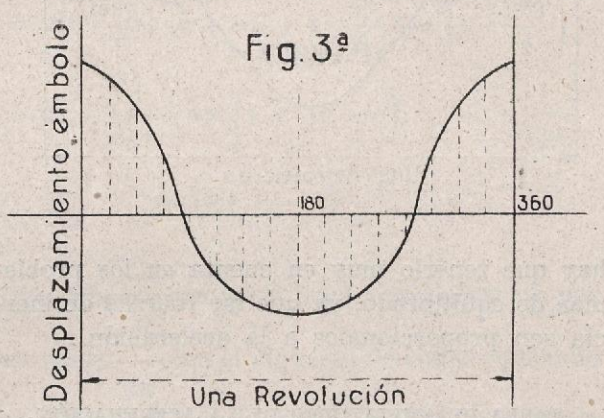
Cigüeñal / Biela $= m$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4\frac{1}{2}}$	$\frac{1}{5}$
k_0	0,0632	0,0561	0,0504
k_2	0,0635	0,0563	0,0505
k_4	0,000261	0,000177	0,000140
k_6	0,00000205	0,00000112	0,0000065
k_8	0,00000000	—	—

Como se ve, el análisis de los desplazamientos del émbolo da resultados bastante seguros si se toman sólo cinco términos, pues las armónicas de orden superior desaparecen después del cuarto término.

Luego podemos expresar x como

$$x = r\left\{k_0 + \operatorname{sen}\theta + k_2\operatorname{sen}\left(2\theta - \frac{\pi}{2}\right) + k_4\operatorname{sen}\left(4\theta - \frac{\pi}{2}\right) + \ldots\right\}$$

en la que sólo se manifiestan las armónicas pares, y ello es debido a que los desplazamientos del émbolo son los mismos para posiciones simétricas del cigüeñal (fig. 3). En donde aparecen las armónicas impares es en los motores



de tipo *desaxé*, porque a posiciones simétricas del cigüeñal no corresponden los mismos desplazamientos del émbolo.

De la anterior expresión se deduce que estos desplazamientos son debidos a las componentes sobre la línea del movimiento de

a) Un desplazamiento constante rk_0.
b) Un cigüeñal ficticio de radio r, girando a la velocidad del real.
c) Un cigüeñal ficticio de radio rk_2 a velocidad doble y retardo de fase en 90°.
d) Un cigüeñal ficticio de radio rk_4 a velocidad cuádruple y retardo de fase en 90°.

El desplazamien total x puede obtenerse mediante una serie de curvas sinusoidales de amplitud y período diferentes (fig. 4).

La aceleración del émbolo nos la dará la diferencial segunda de x con respecto al tiempo.

$$\frac{d^2x}{dt^2} = w^2r \left\{ \text{sen}\,(\theta + \pi) + 4\,k_2\,\text{sen}\left(2\,\theta + \frac{\pi}{2}\right) + 16\,k_4\,\text{sen}\left(4\,\theta + \frac{2}{\pi}\right) + 36\,k_6\,\text{sen}\left(6\,\theta + \frac{2}{\pi}\right) \ldots \right\}$$

Las armónicas adquieren más importancia, como indican los coeficientes 4, 16, 36... y esto

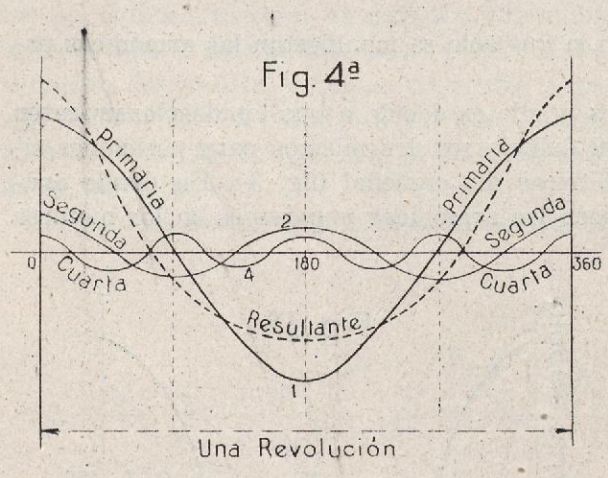


Fig. 4ª

hay que tenerlo muy en cuenta en los problemas de equilibrado, ya que las fuerzas de inercia son proporcionales a la aceleración.

TABLA DE AMPLITUDES DE LA ACELERACIÓN

$\frac{\text{Biela}}{\text{Cigüeñal}} = \frac{1}{m}$	4	4½	5
4 k_2.....	0,234	0,225	0,202
16 k_4.....	0,0041	0,0028	0,0021
36 k_6.....	0,000074	0,000040	0,000023

Los resultados de la anterior investigación pueden aplicarse para obtener los efectos de la aceleración del émbolo cuando se tiene en cuenta la oblicuidad de la biela.

La aceleración parece obedecer al desplazamiento de

a) Un cigüeñal ficticio de radio w^2r a la velocidad del real y fuera de fase en π.

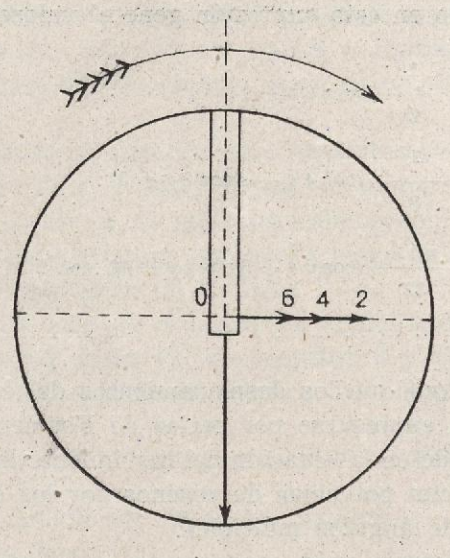


Fig. 5ª

b) Un cigüeñal ficticio de radio 4 w^2rk_2 a velocidad doble y fuera de fase en $\frac{\pi}{2}$.

c) Un cigüeñal ficticio de radio $16w^2rk_4$ a velocidad cuádruple y fuera de fase en $\frac{\pi}{2}$.

d) Un cigüeñal ficticio de radio 36 w^2rk_6 a velocidad séxtuple y fuera de fase en $\frac{\pi}{2}$.

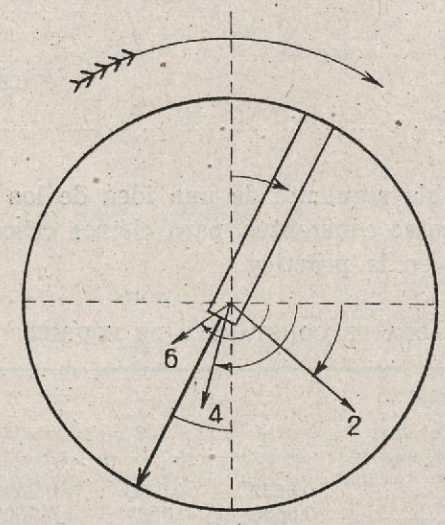


Fig. 6ª

Esto puede representarse gráficamente por un vector 01 (fig. 5) proporcional en magnitud a w^2r y 180° en avance del cigüeñal real y vectores 02, 04, 06, etc., proporcionales a 4 w^2rk_2, 16 w^2rk_4, 36 w^2rk_6... respectivamente y girando a velocidades dos, cuatro, seis, etc. veces la del real.

Para cualquier posición θ del cigüeñal, los vectores primero, segundo, etc., formarán ángulos respectivos, θ, 2 θ, 4 θ... (fig. 6), y la aceleración resultante puede hallarse gráficamente por el desplazamiento ON (fig. 7) debido a los distintos desplazamientos, o sea, sumando algebraicamente las respectivas ordenadas o proyecciones sobre la línea base.

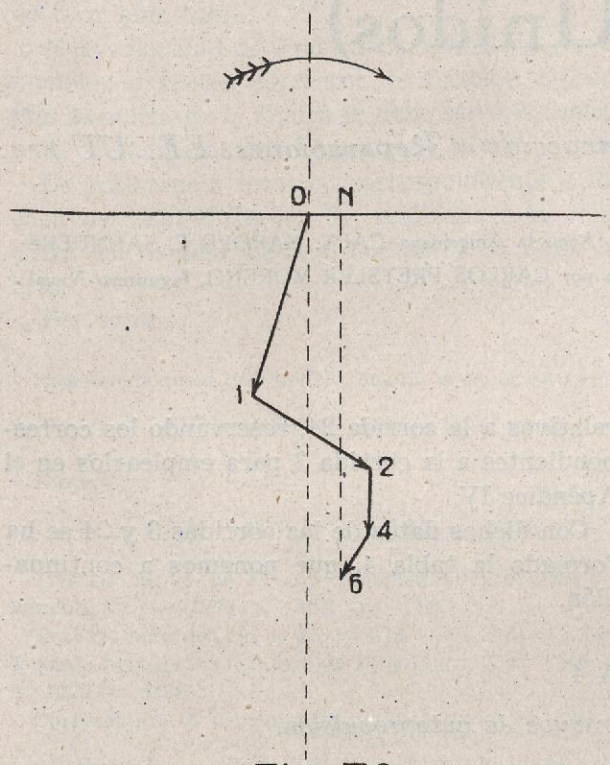


Fig. 7ª

Aplicaciones.—La aceleración en el caso de un motor monocilíndrico es

$$F = Mw^2r \left\{ \text{sen}\,(\theta + \pi) + 4\,k_2\,\text{sen}\left(2\theta + \frac{\pi}{2}\right) + \right.$$

$$\left. + 16\,k_4\,\text{sen}\left(4\,\theta + \frac{\pi}{2}\right) + 36\,k_6\,\text{sen}\left(6\,\theta + \frac{\pi}{2} + \ldots\right) \right\}$$

en la que M es la masa de las piezas con movimiento alternativo.

Si la relación $\dfrac{\text{biela}}{\text{cigüeñal}}$ es n, tendremos por sustitución,

$$k_2 = \frac{1}{4\,n}, \quad k_4 = \frac{1}{64\,n^3}, \quad k_6 = \frac{1}{512\,n^5} \ldots$$

y

$$F = Mw^2r \left\{ \text{sen}\,(\theta + \pi) + 4 \cdot \frac{1}{4n}\,\text{sen}\left(2\,\theta\,\frac{\pi}{2}\right) + \right.$$

$$+ 16 \cdot \frac{1}{64n^3}\,\text{sen}\left(4\,\theta + \frac{\pi}{2}\right) + 36 \cdot \frac{1}{512n^5}$$

$$\left. \text{sen}\left(6\,\theta + \frac{\pi}{2}\right) + \ldots \right\}$$

La primera armónica puede representarse por una masa $\dfrac{M}{4n}$ en el cigüeñal de radio r girando con velocidad $2w$ para una fuerza aceleratriz $\dfrac{M}{4n}\,(2w)^2r = \dfrac{Mw^2r}{n}$. Para la segunda armónica tenemos una masa $\dfrac{M}{64n^3}$ etc., y así las demás.

(*Continuará.*)

La predicción de la velocidad y la potencia de los buques por los métodos que se emplean en Tanque de Experiencias de Wáshington (Estados Unidos)[1]

(Boletín número 7 del Centro de Construcción y Reparaciones, EE. UU.)

Por el Ingeniero de la Armada Americana CAPT. HAROLD E. SAUNDERS
Traducido y comentado por CARLOS PREYSLER MORENO, Ingeniero Naval

De los datos contenidos en la tabla 3, relativa al modelo número 3.127, que aparece más atrás, y que se refieren a los ensayos de autopropulsión con dicho modelo, se han seleccionado los correspondientes a las corridas 3 y 24; y de ellos, en este ejemplo, sólo utilizaremos los relativos a la corrida 24, reservando los correspondientes a la corrida 3 para emplearlos en el Apéndice IV.

Con dichos datos de las corridas 3 y 24 se ha formado la tabla 4, que ponemos a continuación.

TABLA 4

Datos observados y netos de ensayos de autopropulsión.

1	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
		EMPUJE			TRABAJO				REVOLUCIONES		D_f		
Número de la corrida	Velocidad del modelo en nudos V	Con los propulsores	Con los núcleos de los propulsores solamente	Neto T	Con los propulsores	Con los núcleos de los propulsores solamente $\frac{W_o}{n'}$	Con los núcleos de los propulsores solamente	Neto W	Lecturas n'	Medias	Colocado en el platillo del dinamómetro	Leído en el papel del tambor del dinamómetro	D_{fo}
3	1,742	E_r − 0,05 B_r + 1,05	− 1,14	2,14	E_r − 678 B_r − 829	E_r − 6,39 B_r − 7,38	E_r − 814 B_r − 968	E_r 136 B_r 139 275	E_r 127,5 B_r 131,1	129,3	0,60	+ 0,07	0,67
24	5,06	E_r 12,5 B_r 13,2	− 1,96	27,66	E_r + 878 B_r + 707	E_r − 6,177 B_r − 7,257	E_r − 868 B_r − 1015	E_r 1746 B_r 1722 3468	E_r 140,7 B_r 139,8	140,3	4,40	+ 0,64	5,04

(1) (Véanse nuestros números 71, 72, 73, 74 y 75.

Los valores del empuje con los núcleos de los propulsores solamente (columna 5 de la tabla 4) y los valores del trabajo con los núcleos de los propulsores solamente $\frac{Wo}{n'}$ (columna 8 de la tabla 4) se han tomado de las curvas de la figura 10. Los valores del trabajo con los núcleos de los propulsores solamente (columna 9 de la tabla 4) se han obtenido multiplicando los valores de la columna 8 por los de la columna 11 de la misma tabla.

A la velocidad de 5,06 nudos, realizada por el modelo, el factor corrector de fricción D_f, según la curva de la figura 9, debe ser 4,93 libras para la temperatura del agua de 57° F.

La resistencia total r_t, correspondiente a los ensayos 3.127-2 (figura 3), realizada a la velocidad del modelo, de 5,06 nudos, es de 28,40 libras.

Por tanto:

Resistencia ideal del modelo, según la ecuación [21]:

$$r_i = r_t - D_f = 28{,}40 - 4{,}93 = 23{,}47 \text{ libras.}$$

Empuje:

$$T = (12{,}5 + 13{,}2) - (-1{,}96) = 27{,}66.$$

Trabajo del eje de Er con el núcleo del propulsor solamente $= (-6{,}177) \times 140{,}7 = -868$.

Trabajo neto del eje de $Er = 878 - (-867) = 1.746$.

Trabajo neto de los dos ejes de Er y $Br = W = 1746 + 1722 = 3468$.

Corrección δD_f del empuje, según la ecuación [15a]:

$$\delta D_f = D_{f_0} - D_f = 5{,}04 - 4{,}93 = 0{,}11 \text{ libras.}$$

Empuje corregido T_c, según la ecuación [15]:

$$T_c = T + \delta D_f = 27{,}66 + 0{,}11 = 27{,}77 \text{ libras.}$$

Por los métodos que se describen en el Apéndice IV las correcciones δW y $\delta n'$, relativas a las lecturas de trabajo y de revoluciones, respectivamente, que corresponden a $\delta D_f = 0{,}11$ son las siguientes:

$$\delta W = +14 \quad ,, \quad \delta n' = +0{,}1.$$

En consecuencia:

Trabajo corregido W_c, según ecuación [16]:

$$W_c = W + \delta W = 3468 + 14 = 3482.$$

Revoluciones corregidas, según la ecuación [17]:

$$n'_c = n' + \delta n' = 140{,}3 + 0{,}1 = 140{,}4.$$

Con estos datos, relativos al modelo, pasamos a calcular las revoluciones, *RPM*, y los caballos, *SHP*, correspondientes del buque:

Velocidad del buque, según la ecuación [18]:

$$V = v \times \lambda^{0{,}5} = 5{,}06 \times 4{,}97 = 25{,}12 \text{ nudos.}$$

Revoluciones del buque, según la ecuación [19]:

$$N = \frac{n'_c \times V}{\lambda} = \frac{140{,}4 \times 25{,}12}{24{,}70} = 142{,}7 \ RPM.$$

SHP del buque, según la ecuación [20]:

$$SHP = 3.144 \times 10^{-5} \times W_c \times v \times \lambda^{3{,}5} =$$
$$= 3.144 \times 10^{-5} \times 3482 \times 5{,}06 \times 74900 = 41470.$$

Coeficiente de succión t, según la ecuación [22]:

$$t = 1 - \frac{r_i}{T_c} = 1 - \frac{23{,}47}{27{,}77} = 0{,}155.$$

En la forma que acabamos de ver se calculan los valores de N, *SHP* y t, para cada corrida del modelo, y con estos datos, como ordenadas, y los valores V correspondientes, como abcisas, se perfilan las curvas de la figura 8.

Según la curva de la figura 4, el valor de *EHP* para la velocidad de 25,12 nudos es de 27800. Por consiguiente, el coeficiente de propulsión valdrá:

$$\frac{EHP}{SHP} = \frac{27800}{41470} = 0{,}670.$$

Para determinar la fracción verdadera de resbalamiento s_t, y después el coeficiente de estela, se calculan los valores de C_t y C_q, correspondientes a la velocidad V del buque, por las fórmulas [23] y [24], como sigue:

$$C_t = \frac{1}{n_s} \times \frac{1{,}145 \times 10^6}{P^2 \times D^2} \times \frac{EHP}{V \cdot N^2 (1-t)} =$$
$$= \frac{1}{2} \times \frac{1{,}145 \times 10^6}{473{,}9 \times 324} \times$$
$$\times \frac{27800}{25{,}12 \times (142{,}7)^2 \times 0{,}845} = 0{,}240.$$

$$C_q = \frac{1}{n_s} \times \frac{18.464 \times 10^6}{P^3 \times D^2} \times \frac{SHP}{N^3} =$$
$$= \frac{1}{2} \times \frac{18.464 \times 10^6}{10318 \times 324} \times \frac{41470}{(142{,}7)^3} = 0{,}0395.$$

Llevando estos valores de C_t y C_q a las curvas características del propulsor en aguas libres, se encuentra como valores de la fracción veradera de resbalamiento los siguientes:

Para $C_t = 0{,}240$ ..... $s_t = 0{,}329$
Para $C_q = 0{,}0395$ ..... $s_t = 0{,}331$

El valor medio de estos dos valores de s_t es 0,330, y substituyéndolo en la fórmula [25a], se tiene:

$$Va = \frac{P \,.\, N\,(1 - s_t)}{101{,}33} =$$

$$= \frac{21\,.\,77 \times 142{,}7\,(1 - 0{,}330)}{101{,}33} = 20{,}52 \text{ nudos.}$$

Con este valor de Va el valor del coeficiente de estela valdrá:

$$\omega = \frac{V - Va}{V} = \frac{25{,}12 - 20{,}52}{25{,}12} = 0{,}183.$$

Con los valores de la fracción verdadera de resbalamiento y del coeficiente de estela obtenidos en esta forma se perfilan las curvas de la figura 8.

Se acostumbra, al llegar a esta altura de los cálculos, comprobar los valores del coeficiente propulsivo, que se han determinado mediante la relación $\frac{EHP}{SHP}$.

Estos coeficientes deberían ser iguales al producto del rendimiento del propulsor por el rendimiento del casco; y para comprobarlo, se busca el rendimiento del propulsor e_p en la curva de la figura 7, y se ve que para la fracción verdadera de resbalamiento $s_t = 0{,}330$ el valor de e_p es igual a 0,636. Llevando este valor a la fórmula [14], se tiene:

$$e = \frac{EHP}{SHP} = e_p \times \frac{1 - t}{1 - \omega} = 0{,}636 \times$$

$$\times \frac{1 - 0{,}155}{1 - 0{,}183} = 0{,}658.$$

Este rendimiento es parecido al de 0,670, determinado antes por la relación $\frac{EHP}{SHP}$ y el rendimiento rotativo relativo, que la falta de igualdad de estas cifras ocasiona, se determina por la fórmula [29], que puede escribirse como sigue:

$$e_{rr} = \frac{\frac{EHP}{SHP} \times (1 - \omega)}{e_p \times (1 - t)} =$$

$$= \frac{0{,}670 \times 0{,}817}{0{,}636 \times 0{,}845} = 1{,}02.$$

En las curvas de la figura 8 puede verse que no se acostumbra a trazar la que define los valores de e_{rr} en función de la velocidad.

SECCION V. — COMPARACION DE LOS DATOS TOMADOS EN LAS PRUEBAS DEL BUQUE CON LOS SUMINISTRADOS POR EL MODELO

A) Establecimiento de las condiciones patrón

En los ensayos de modelos se toman toda clase de precauciones para eliminar todas las variables inciertas o desconocidas, al objeto de que los resultados acusen con precisión la relación entre los factores primarios de velocidad y resistencia o la combinación de factores para la que se han hecho los ensayos. Las corrientes de agua se elminarán, la velocidad se mantiene constante, la resistencia del aire se hace despreciable y no se omite esfuerzo en la preparación y en la observación para que los datos obtenidos sean precisos. Las superficies de los modelos del buque y de los propulsores se hacen todo lo lisas que es posible, y con los procedimientos de ensayo de los modelos se logra suprimir factores desconocidos, como el efecto de fricción de los ejes y el de su inclinación.

Hay, por tanto, establecidas una serie de condiciones que podríamos llamar patrón, las cuales no sólo tienen un carácter básico, sino que también permiten la reproducción cuando se desea. El laborioso procedimiento que requiere

el establecer estas condiciones patrón, es necesario no sólo para alcanzar precisión, sino para conseguir uniformidad y confianza en los resultados. Sólo con este proceder se puede segregar el efecto de ciertas variables y hacer exactas comparaciones entre los resultados obtenidos con los distintos modelos.

Los fundamentos de este proceder, si se aplican a la determinación del comportamiento del buque, no son menos valiosos. Sin embargo, como las condiciones patrón que deben regir las pruebas del buque deben indagarse y no fabricarse a capricho, la investigación del comportamiento del buque en estas condiciones patrón ha quedado casi exclusivamente en manos de unos cuantos arquitectos navales y del personal del tanque de experiencias, que siempre han deseado comparar los datos precisos y de confianza con los resultados de sus cálculos o con los resultados de las pruebas de los modelos.

B) Pruebas patrón

El comportamiento de los buques se determina sometiéndolos a pruebas patrón sobre una milla medida, definida por unas enfilaciones en la costa próxima que son bien visibles desde el buque que recorre la milla, la cual está situada en paraje de bastante profundidad, protegido de marejadas y mares gruesas y donde las condiciones son favorables. Es evidente que si se han de comparar los resultados de las pruebas patrón de un buque con las predicciones del modelo en el tanque, las condiciones de dichas pruebas deben ser lo más idénticas posible a las que han prevalecido en los ensayos del modelo en el tanque.

En las pruebas patrón se anotan la velocidad del buque, las RPM de los propulsores y los SPH desarrollados por los ejes de los propulsores, en cada una de dos o tres corridas, hechas en sentidos alternados, a un número de RPM constante sobre la milla medida. Con los datos recogidos en cada uno de estos grupos de dos o tres corridas realizadas a un número constante de RPM, que es distinto en cada grupo, se trazan las curvas que respectivamente definen las RPM y los SPH en función de la velocidad del buque. El número de grupos de corridas es de cinco o más y la forma general y detallada en que deben realizarse estas pruebas patrón, se encontrará en el "Manual of Engineering Instructions", capítulo X, titulado "Trials and Material Inspections".

La media pesada (1 — 2 — 1) de las tres velocidades que en las tres sucesivas corridas de cada grupo realiza el buque, se acostumbra a tomar como velocidad media verdadera del grupo y se puede demostrar que en ciertas condiciones esta forma de proceder prácticamente elimina el efecto de las corrientes de marea. Ahora bien, nunca existe la seguridad de que dichas condiciones se realizan.

C) Efecto de la resistencia del aire

Se sabe que la resistencia del viento tiene un apreciable efecto sobre la velocidad y la potencia del buque, y que la resistencia suplementaria ocasionada por el viento puede variar mucho, aun entre dos corridas sucesivas en el mismo sentido, sobre la milla medida. La media pesada de la velocidad, hallada en la forma que antes se ha dicho no eliminará el efecto del viento. Si este efecto no se elimina, difícilmente puede esperarse que el buque realice las predicciones del modelo, ya que, como regla general, estas predicciones están basadas en la carencia de viento, ni que buques gemelos acusen comportamientos idénticos. Han existido casos en que al correr el buque la milla medida en contra del viento, su velocidad se ha reducido en más de un nudo por razón del viento solamente.

El personal del Tanque de Experiencias de Wáshington ha desarrollado y publicado (ver referencias 12 y 13) unos métodos que permiten determinar los aumentos de potencia y la reducción de velocidad que origina la resistencia del aire, así como calcular la velocidad que alcanzará el buque en cada corrida de las pruebas patrón. Estas publicaciones contienen ejemplos ilustrativos que facilitan la comprensión.

Estos métodos utilizan características determinadas en los ensayos en aguas libres de los modelos de propulsores, para investigar el comportamiento del buque. Aunque es enteramente lógico utilizar el propulsor del buque a modo de dinamómetro, alguien ha objetado que un verdadero análisis del comportamiento del bu-

que, no puede y no debe hacerse utilizando datos deducidos de los ensayos del modelo del propulsor. Sin embargo, los métodos tienen su utilidad y son considerablemente más valiosos que otros que hasta ahora se han propuesto con el mismo objeto. Estos métodos deben bastar hasta que se disponga de otros o de unos aparatos precisos y de confianza que permitan medir los valores simultáneos del par aplicado al propulsor y del empuje que éste ejerce sobre el buque, cuyos datos permitirían determinar la velocidad media de avance del agua sobre el disco del propulsor, y asimismo, con precisión, la velocidad del buque respecto al agua no perturbada por el propulsor.

En las pruebas de buques que se realizan cuidadosamente, se acostumbra ahora a registrar la velocidad y la dirección del viento aparente, y utilizar estos datos, suplementados algunas veces con los obtenidos en ensayos de modelos de las partes altas del buque, para el cálculo de la velocidad que se habría logrado, y de la potencia que se hubiese gastado, de haber prevalecido en las pruebas las condiciones patrón.

La predicción de la potencia de un buque por los datos recogidos en los ensayos de autopropulsión del modelo, se basa en lo que podemos llamar SHP netos; o sea en los caballos suministrados a los propulsores, puesto que las potencias en los ejes acusadas por el modelo ya sabemos que se corrigen con las que se precisan para hacer girar dichos ejes con los núcleos de los propulsores solamente. La potencia del buque, en cambio, hay que medirla con los aparatos de que se dispone, colocándolos en algún punto de los ejes situado en el interior del buque, y por tanto, comprende también la potencia perdida en las chumaceras de los ejes, en los prensa estopas de los tubos de salida de los ejes, en los luchaderos de estos tubos de salida y en las chumaceras de los arbotantes de los ejes. Siendo el tanto por ciento de potencia que se pierde en todos estos sitios pequeño, probablemente del orden de 0,5 ó 1 por 100, tiene este tanto por ciento la condición de ser bastante constante, y se puede por tanto tener en cuenta en las comparaciones de potencia precisas.

Los buques con máquinas alternativas sólo miden los caballos IHP, y en estos casos es, por tanto, necesario tener en cuenta el rendimiento mecánico total de las plantas propulsoras, desde los cilindros a los propulsores. Se ha intentado muchas veces, sin resultado definitivo, el medir este rendimiento, y la costumbre es suponer que su valor en máquinas de triple o cuádruple expansión en buenas condiciones, es de 0,90 próximamente.

E) Correlación de los ensayos de los modelos con las pruebas de los buques

El tanque de experiencias, desde los primeros días de su existencia, se ha ocupado activamente del comportamiento de los buque, y un número considerable de los instrumentos especiales que ahora se emplean en las pruebas patrón de los buques de guerra y mercantes, se han ideado por miembros de personal del Tanque. También toma una parte activa en la preparación de los programas de prueba de buques en los que hay que realizar ensayos especiales, suministra asimismo el personal necesario para hacer observaciones especiales, y, en fin, analiza los resultados de las pruebas por los métodos que antes se han mencionado.

APENDICE I

Definiciones y notaciones que frecuentemente se emplean en los trabajos del Tanque de Experiencias

Para que el lector pueda recordar el exacto significado de ciertas expresiones que se emplean con frecuencia en el texto, damos aquí una lista bastante completa de todos los términos técnicos, con sus notaciones, empleados en los trabajos del Tanque de Experiencias, así como las definiciones de cada uno de estos términos, con arreglo a la norma establecida en Wáshington.

Esta lista de términos tiene el mismo orden que el texto inglés.

Parte de este Apéndice se ha tomado del libro de Taylor que se cita en la Referencia 10, previo el oportuno consentimiento. Si algún lector pretende tener información más completa, la lectura de la Referencia III le será instructiva.

LISTA DE NOTACIONES

	MODELO	BUQUE
Area de la cuaderna maestra	a	A
Superficie desarrollada del propulsor	da	DA
Area de la cuaderna media	a	A
Superficie proyectada de palas del propulsor	pa	PA
Superficie mojada del casco	ws	WS
Manga	b	B
Fracción de espesor de las palas del propulsor	$b.\ t.\ f.$	$b.\ t.\ f.$
Coeficiente bloque	b	b
— cilíndrico	l	l
— longitudinal	l	l
— de la cuaderna maestra	m_x	m_x
— de la cuaderna media $\frac{A}{B.H}$	m	m
— prismático	l	l
— de propulsión	$\frac{ehp}{shp}$	$\frac{EHP}{SHP}$
— de empuje del propulsor	C_t	C_t
— de par aplicado	C_q	C_q
Densidad del agua	ρ	ρ
Desplazamiento	Δ	Δ
Relación desplazamiento-eslora	$\frac{\Delta}{\left(\frac{L}{100}\right)^3}$	$\frac{\Delta}{\left(\frac{L}{100}\right)^3}$
Calado	h	H
Caballos efectivos	ehp	EHP
Rendimiento del casco $\frac{l-t}{l-w}$	e_h	e_H
— del propulsor en aguas libres	e_p	e_P
— de propulsión	$\frac{ehp}{shp}$ o e	$\frac{EHP}{SHP}$ o e
Factor corrector de fricción	D_f	
Resistencia de fricción	r_f	R_f
Fracción del diámetro del núcleo del propulsor	$h.\ d.\ f.$	$h.\ d.\ f.$
Viscosidad cinemática $\frac{w}{\rho}$	ν	ν
Eslora en la flotación	l	L
Relación del ancho medio del propulsor	$m.\ w.\ r.$	$m.\ w.\ r.$
Empuje con el núcleo del propulsor solamente	T_o	
Trabajo con el núcleo del propulsor solamente	W_o	
Número de ejes propulsores	n_s	N_s
Paso del propulsor	p	P
Relación del paso del propulsor	$\frac{p}{d}$ o a	$\frac{P}{D}$ o a
Relación del área proyectada de palas del propulsor	$\frac{pa}{da}$	$\frac{PA}{DA}$
Fracción de resbalamiento aparente	s_a	s_a
Fracción verdadera de resbalamiento	s_t	s_t
Resistencia	r	R
— de fricción	r_f	R_f
— ideal del modelo	r_i	
— residuo	r_r	R_r
— específica	r	R
— total	$\frac{\rho}{2} \times ws \times v^2$	$\frac{\rho}{2}\ WS \times V^2$
	r_t	R_t

	MODELO	BUQUE
Rendimiento rotativo relativo	e_{rr}	e_{RR}
Revoluciones durante el recorrido de 101,33 pies por el modelo	n'	
— por minuto	r. p. m.	R. P. M. o N
— por segundo	n	
Número de Reynolds	$\frac{v.\ l.}{\nu}$	$\frac{V.\ L.}{\nu}$
Relación de semejanza del buque al modelo	λ	λ
Caballos en el eje	shp	SHP
Velocidad	v	V
Velocidad de avance	v_a	V_a
Relación velocidad-eslora	$\frac{v}{\sqrt{l}}$	$\frac{V}{\sqrt{L}}$
Empuje	T	T
Coeficiente de succión	t	t
Par aplicado al propulsor	Q	Q
Coeficiente de estela	w	w
Trabajo del dinamómetro	W	
Trabajo corregido del modelo	W_c	

DEFINICIONES

Apéndices — Son las excrecencias de todas clases que sobresalen de la superficie exterior lisa de la parte del buque bañada por el agua. Específica y colectivamente son las siguientes: los timones, los talones, las quillas de balance, las quillas de varada, las quillas salientes, las quillas de apoyo, los henchimientos de salida de los ejes, los arbotantes de los ejes, las guardas, los ejes y los núcleos de los propulsores.

Casco sin apéndices — Es la condición en que el modelo representa la forma de la superficie media del forro del buque, sin ningún apéndice.

Fracción de espesor de las palas del propulsor — $b.\ t.\ f.$ — Es la relación que existe entre la longitud interceptada sobre el eje matemático del propulsor por las líneas que limitan una sección longitudinal media de una de sus palas y el diámetro del propulsor.

Cavitación — Es la formación de vacíos o cavidades a lo largo o detrás de un cuerpo que se mueve en un flúido, cuando y donde, por razón de la forma del cuerpo, de su velocidad en el flúido y de la profundidad de inmersión o sea de la presión hidrostática, resulta que la presión absoluta del flúido sobre el cuerpo es igual a cero o igual a la presión del vapor de dicho flúido. En estas condiciones este flúido no podría bañar y lamer el contorno del cuerpo.

Cuando existe la cavitación en la cara de los propulsores, va acompañada de una ausencia de presión en dicha cara y una pérdida de empuje. Si la cavitación tiene lugar en el dorso del propulsor, su efecto es el mismo que el de un cambio en la forma efectiva y en la sección de las palas del propulsor que llene la cavidad, acompañada en general de una pérdida de rendimiento.

Coeficiente bloque — b — Es igual al volumen sumergido del buque dividido por el volumen de un paralepípedo rectángulo cuyas dimensiones son la eslora y la manga en la flotación y el calado del buque.

Coeficiente cilíndrico, longitudinal o prismático l	Es igual al volumen sumergido del buque dividido por el volumen de un cilindro cuya altura es igual a la eslora en la flotación y su sección recta igual a la parte sumergida de la cuaderna media del buque.
Coeficiente de fricción.....	Es la resistencia de fricción de una superficie igual a la unidad que se mueve en un líquido de densidad igual a la unidad con la unidad de velocidad.
Coeficiente de la cuaderna maestra..... m_x	Es igual al área de la parte sumergida de la cuaderna maestra del buque, dividida por el área de un rectángulo cuyas dimensiones son la manga en la flotación y el calado de dicha cuaderna maestra.
Coeficiente de la cuaderna media..... m	Es igual al área de la parte sumergida de la cuaderna media, dividida por el área de un rectángulo cuyas dimenciones son la manga en la flotación y el calado de dicha cuaderna media.
Coeficiente de propulsión..... $\frac{EHP}{SHP}$ o $c_p \times \frac{1-t}{1-w}$	Es la relación de los caballos efectivos a los caballos en el eje, o bien el producto del rendimiento del propulsor por el rendimiento del casco.
Coeficiente de empuje de un propulsor..... $C_t = \frac{T}{\rho \times N^2 \times P^2 \times D^2}$	Es la relación que existe entre el empuje del propulsor y el producto de la densidad del agua por el cuadrado del producto del número de revoluciones, por el paso y por el diámetro del propulsor.
Coeficiente de par aplicado de un propulsor $C_q = \frac{Q}{\rho \times N^2 \times P^3 \times D^2}$	Es la relación que existe entre el par aplicado al propulsor y el producto de la densidad del agua por el cuadrado del número de revoluciones, por el cubo del paso y por el cuadrado del diámetro del propulsor.
Coeficiente de la flotación.....	Es igual al área de la flotación del buque dividida por el área de un rectángulo cuyas dimensiones son la eslora y manga máxima de la flotación.
Nudo por hora.....	Equivale a 6.080 pies por hora, o bien 1.689 pies por segundo.
Densidad o peso específico del agua..... ρ	Es igual a la relación entre el peso de un pie cúbico del agua considerada y el peso de otro pie cúbico de agua dulce a la temperatura patrón. El peso de este último pie cúbico se considera de 62,425 libras a la temperatura patrón de 39° F. Según esta definición, la densidad y el peso específico son sinónimos. En los primeros tiempos del Tanque de Wáshington se consideraba que la llamada agua salada patrón tenía un peso específico de 1.0287, cuya cifra se deducía del supuesto de que 36 pies cúbicos de agua dulce y 35 pies cúbicos de agua salada pesaban cada uno 2.240 libras. Se vió más tarde que esta cifra era mayor que el valor medio del peso específico del agua salada, y actualmente la que se emplea es 1,024. En unidades absolutas, la densidad se define como masa, o sea por la relación $\frac{\text{Peso}}{g}$ y así resulta que la densidad del agua dulce, a la temperatura patrón de 39° F, es en unidades inglesas de $\frac{62,425}{32,17} = 1,94$, y la del agua salada patrón será de $1,94 \times 1.024 = 1,99$.
Relación desplazamiento eslora..... $\frac{\Delta}{\left(\frac{L}{100}\right)^3}$	Es una cifra que expresa la *gordura* de cualquier forma de buque. En términos físicos y en unidades inglesas, representa el desplazamiento en toneladas de 2.240 libras de un buque con las formas del considerado y cuya eslora fuese de 100 pies.

Desplazamiento del modelo.....
Δ

Es el peso del modelo en libras cuando está preparado para los ensayos en el tanque. Su valor se obtiene dividiendo el desplazamiento del buque por el cubo de la relación de semejanza del buque al modelo. λ^3 y por el peso específico medio del agua salada 1,024, y multiplicando el resultado por 2.240. Con un desplazamiento en libras igual a la cifra así obtenida, se sumergirá el modelo en el agua dulce del tanque hasta la misma línea de agua que el buque lo hará en el agua salada.

Caballos efectivos.....
EHP

Son los caballos necesarios para remolcar un buque sin sus propulsores a determinada velocidad.

Fracción del diámetro del núcleo del propulsor .....
h. d. f.

Es la relación entre el diámetro del núcleo del propulsor y el diámetro de este propulsor.

Rendimiento del casco.....

$$e_h = \frac{1-t}{1-w}$$

Es igual a la unidad menos el coeficiente de succión dividido por la unidad, menos el coeficiente de estela.

Viscosidad cinemática.....

$$\nu = \frac{w}{\rho}$$

Es igual a la viscosidad del líquido dividida por su peso específico. Tablas y curvas de viscosidad cinemática se tienen en las siguientes publicaciones:

1. Tablas Físicas Smithsonian.
2. Volumen 58 del año 1916, página 64, de las Transacciones del Instituto de Arquitectos Navales de Londres.
3. Volumen 69, del año 1927, lámina 16, de las Transacciones del Instituto de Arquitectos Navales de Londres.
4. Memorial Técnico número 308, del N. A. C. A.

Esloras del buque y del modelo.....
L y *l*

A menos que otra cosa no se exprese, la eslora del modelo o del buque debe entenderse que es entre perpendiculares, o sea la eslora de la flotación correspondiente al calado del proyecto.

La eslora de las buques mercantes es generalmente la medida entre la roda y el codaste o codaste del timón.

Relación del ancho medio del propulsor.....
m. w. r.

Es igual a la relación entre el ancho medio de la pala del propulsor, sin contar el núcleo y el diámetro de dicho propulsor.

Milla náutica.....

Para todos los trabajos del Tanque de Wáshington se considera que la milla náutica tiene una longitud de 6.080 pies, aunque la extensión de dicha milla adoptada por el Departamento de la Marina de los Estados Unidos sea de 6.080,27 pies.

Paso del propulsor o de su modelo.....
P o *p*

Es la distancia medida paralelamente al eje del propulsor que separa dos espiras sucesivas de la intersección de una cara de pala continua con una superficie cilíndrica cualquiera, cuyo eje sea el mismo que el del propulsor.

Relación del paso del propulsor.....

$$\frac{P}{D} \text{ o } \frac{p}{d} \text{ o } a$$

Es igual a la relación que existe entre paso y el diámetro del propulsor.

Resistencia .....
R o *r*

Es la fuerza necesaria para mover un cuerpo a determinada velocidad en el agua.

Resistencia ideal del modelo.....

$$r_i = r_t - D_l = r_r + r_{if}$$

Es igual a la resistencia total del modelo menos el factor corrector de fricción; o bien a la resistencia residuo del modelo más la resistencia ideal de fricción del modelo.

Resistencia ideal de fricción del modelo...
r_{if}

Es igual a la resistencia de fricción del buque reducida a la del modelo, mediante el divisor λ^3.

Resistencia residuo..... R_r o r_r

Es igual a la resistencia total menos la resistencia de fricción. A esta resistencia se la llama también resistencia dinámica o resistencia de inercia. Su valor incluye la resistencia de formación de olas y la de creación de remolinos, etc.

Rendimiento rotativo relativo.....

$$e_{rr} = \frac{\dfrac{EHP}{SHP}}{e_p \times \dfrac{1-t}{1-w}}$$

Es igual a la relación entre el coeficiente de propulsión calculado por la expresión $\dfrac{EHP}{SHP}$ y el valor del mismo coeficiente calculado por el producto de e_p por $\dfrac{1-t}{1-w}$.

Número de Reynolds.....

$$\frac{V.\ L}{\nu} \quad \text{o} \quad \frac{v.\ l}{\nu}$$

Es igual al producto de la velocidad por la eslora, dividido por la viscosidad cinemática del líquido en que se mueve el buque o modelo.

Efecto de escala.....

Se denomina de este modo la diferencia en el comportamiento del buque y de su modelo, por razón de la diferencia en tamaño absoluto, por la falta de semejanza en las corrientes de agua o por causas debidas a impropia aplicación de la teoría de la semejanza que regula la acción de los cuerpos geométricamente semejantes.

Relación de semejanza del buque al modelo. λ

Es la relación entre dimensiones homólogas de los dos cuerpos semejantes, buque y modelo.

Caballos en el eje..... SHP

Es la potencia en caballos que el eje transmite al propulsor.

Fracción verdadera de resbalamiento.....

$$s_t = 1 - \frac{V_a}{P.\ N.}$$

Es igual a la unidad menos la relación entre la velocidad de avance del propulsor dividida por el producto del paso por el número de revoluciones de dicho propulsor. Es evidente que la condición de número abstracto que debe tener s_t, requiere que el tiempo a que correspondan las revoluciones N sea el mismo que al que se refiera la velocidad V_a.

Fracción aparente de resbalamiento.....

$$s_a = 1 - \frac{V}{P.\ N.}$$

Es igual a la unidad menos la relación de la velocidad del buque respecto a las aguas no perturbadas por el propulsor, al producto del paso por el número de revoluciones del propulsor.

Resistencia específica.....

$$\frac{R}{\dfrac{\rho}{2} WS \times V^2}$$

Es igual a la resistencia del cuerpo dividida por el producto de la mitad del peso específico del líquido, por el área de la superficie o sección recta mojada del cuerpo y por el cuadrado de la velocidad de traslación del cuerpo. Esta definición es aplicable a varios tipos de resistencia en el aire y en otros medios, así como el agua.

Relación velocidad-eslora.....

$$\frac{V}{\sqrt{L}} \quad \text{o} \quad \frac{V}{\sqrt{l}}$$

Es el valor de la relación de la velocidad V en nudos, a la raíz cuadrada de la eslora en la flotación L en pies.

Velocidad del avance..... V_a o v_a

Es la velocidad de traslación del propulsor en dirección de su eje, respecto al agua en que funciona dicho propulsor. En los ensayos de propulsores en aguas libres, la velocidad de avance es la velocidad de traslación del carro de remolque del tanque.

Succión.....

Es la que ejerce el propulsor que hace avanzar el buque sobre su parte de popa. Representa por tanto esta succión la parte que se pierde del empuje que de otro modo ejercería el propulsor sobre el buque para hacerle avanzar.

Coeficiente de succión..... t

Es igual a la relación entre la succión y el empuje del propulsor. Por razón de brevedad algunas veces se llama succión simplemente al coeficiente t. La fracción del empuje del propulsor utilizada en la propulsión del buque está definida por la diferencia $1 - t$.

Estela ..... $V - V_a$

Está definida por la diferencia entre la velocidad del buque y la velocidad de avance del propulsor. Representa por tanto dicha estela la velocidad de la masa de agua en que funciona el propulsor respecto a las aguas tranquilas.

Coeficiente de estela.....

$$w = \frac{V - Va}{V}$$

Es igual a la relación que existe entre la estela y la velocidad del buque.

Superficie mojada..... WS o ws

Es la superficie de la parte de casco del buque mojada por el agua, incluyendo el área de las superficies externas de los apéndices que tengan longitud apreciable, tales como las quillas de balance, las quillas de varada, las quillas de apoyo y los timones.

La resistencia de los apéndices, que como los arbotantes de los ejes, las guardas y otros elementos parecidos, tienen poca longitud en el sentido de popa a proa, se considera incluída en la resistencia residuo del modelo, y por tanto, el área de la superficie mojada de estos apéndices no se incluye en los cálculos de la superficie mojada del modelo.

La superficie mojada que se emplea en la determinación de la resistencia y la potencia, se calcula sobre el modelo y de ella se pasa a la superficie mojada del buque mediante el factor λ^2.

(Continuará.)

La electricidad aplicada a los buques (1)

Por JULIO DE LA CIERVA, Ingeniero Naval

Arandelas de cuero y anillo de retención son usualmente montados en las partes interiores de los soportes de las chumaceras, para impedir que el aceite pase de la cámara de lubrificación y se corra a lo largo del eje pasando al motor. Arandelas similares, son montadas en las partes exteriores de los cojinetes para impedir la entrada del agua dentro del motor.

Grandes orificios de inspección, son colocados en los escudos cojinetes, para permitir un fácil acceso e inspección, del colector, escobillas, bobinas de campo y conexiones. Una empaquetadura de goma de primera calidad es montada a lo largo del contorno de estas aberturas, para conseguir un cierre estanco.

Estos motores son provistos con prensa-estopas, para la entrada de los cables, o con cajas terminales cuando la entrada de los mismos se hace por el interior de un tubo de acero. En todos los casos las entradas de los cables deben ser estancos.

Los cojinetes pueden ser, con lubrificación por anillo rozante, de bolas o rodillos. En el primer caso debe estar previsto el que el motor

(1) Véanse nuestros números 62, 67, 68, 72, 73 y 75.

pueda funcionar perfectamente, con inclinaciones de 15° en cualquier sentido; los topes han de ser previstos en el interior de la cámara de los cojinetes para impedir que los anillos se salgan de sus ranuras, las tapas de los cojinetes han de tener una empaquetadura de goma que asegure un cierre estanco.

En el caso de cojinetes con anillos rozantes, ha de ir provisto el motor de un nivel, que muestre la altura del aceite dentro de la cámara de aceite y, además, se prevé en el fondo de ésta un tapón roscado para el cambio del aceite.

Los ejes de los motores suelen tener ambos extremos dispuestos para el acoplamiento, pues en algún tipo de máquinas, por un extremo, se hace el acoplamiento al equipo mecánico, y, en el otro, se dispone el freno; no obstante, en muchos tipos de motores, solamente se prevé el eje en un extremo para acoplamiento. En el caso de que el motor venga previsto con dos extremos y uno solo se utilice, el otro debe taparse con una defensa protectora.

El bobinado, tanto del inducido como de los campos de excitación, son impregnados en esta clase de motores, con un barniz aislante especial para resistir la acción de la humedad y del aire del mar y, además, su aislamiento debe ser de tal naturaleza, que debe permitir que el motor pueda, en caso de accidente, estar temporalmente sumergido en el agua del mar, sin que su aislamiento sufra.

En el motor se debe procurar el evitar el empleo de materiales de fácil corrosión, bajo los efectos del aire salino.

Los cables y terminales que aseguran las conexiones en el interior del motor, han de ser ampliamente calculados y fijados a la carcasa del motor, para impedir movimientos de ellos y malos contactos debidos a las vibraciones.

Todo motor debe llevar una placa de características, en la cual se detalle, tanto su número de fabricación, tipo y demás datos necesarios, con el objeto de que el Armador pueda fácilmente pedir los recambios que necesite.

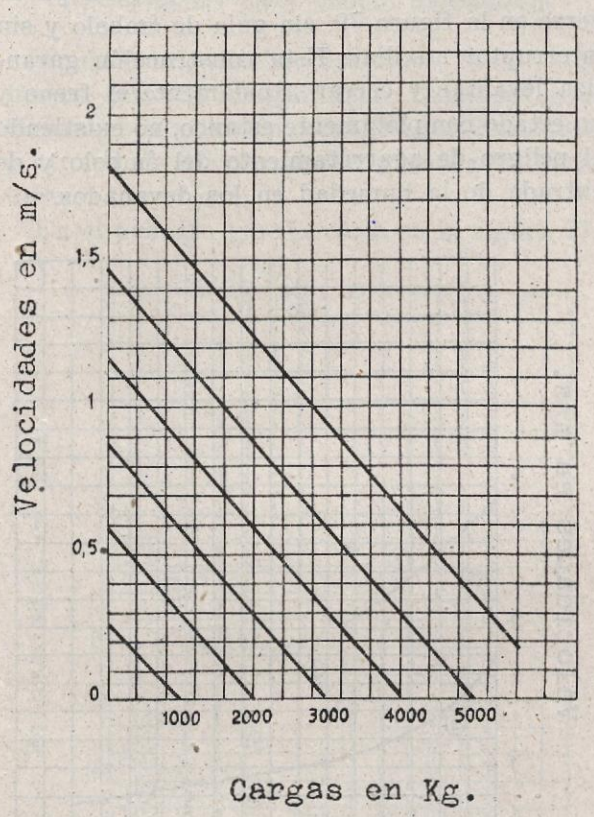


Fig. 65.—Características de un chigre de 3.000 kgs. accionado a intensidad constante.

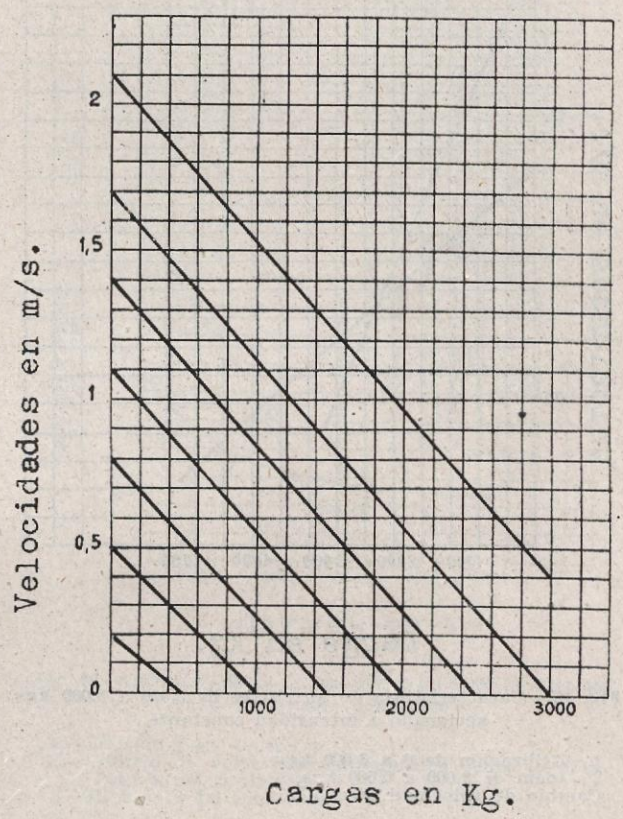


Fig. 66.—Características de un chigre de 5.000 kgs. accionado a intensidad constante.

b).—Frenos electro-magnéticos.

Como he anunciado más arriba, tanto los molinetes, los chigres, como los cabrestantes, tienen que ir provistos de un freno electro-magnético.

En la figura 91 se ve un freno electro-magnético, de construcción de la "General Electric Company"; en la figura 79 se ve otro, de construcción de la "A. E. G.".

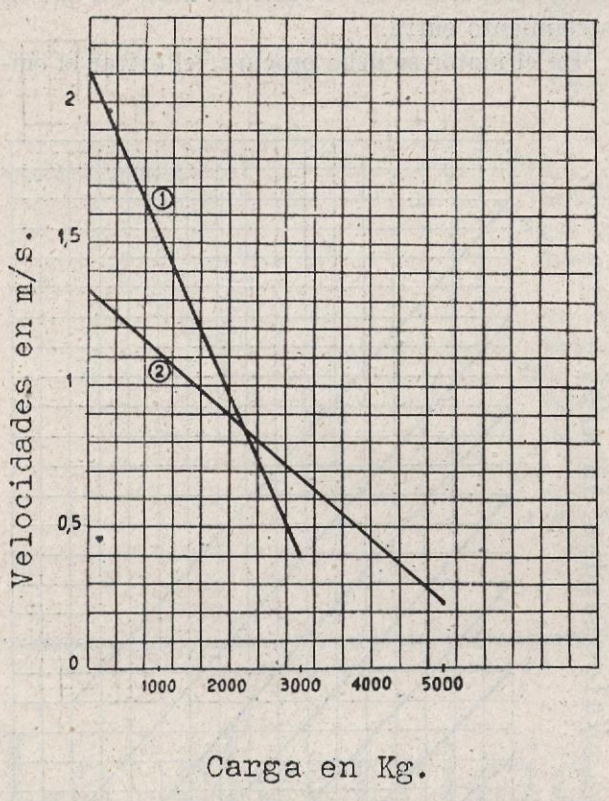


Fig. 67.—Características de un chigre de 3.000 a 5.000 kgs. accionado a intensidad constante.

1.—Utilización de 0 a 3.000 kgs.
2.—Idem de 3.000 a 5.000 kgs.
Cambio de velocidad mecánico.

Especial atención se ha de dedicar a la construcción de los frenos electro-magnéticos. Las bobinas del freno con émbolo no se prestan en su construcción normal, para el servicio de a bordo, puesto que el agua del mar puede pasar fácilmente a lo largo del émbolo, entrando en el devanado. Por consiguiente, se ha provisto frecuentemente este émbolo, con prensa-estopas; pero si éstos están ajustados con exceso de presión, imposibilitan la tracción exacta, y si están demasiado flojos, no presentan protección contra la entrada del agua del mar. Se calculan generalmente estas bobinas para el servicio intermitente; para chigres de tesados hay que tener en cuenta al calcularlos una mayor duración; frecuentemente, se debilita el campo de electroimán por un interruptor y una resistencia, montados en el aparato mismo y que entran en función al final de la carrera del émbolo. Estos interruptores son un inconveniente y frecuentemente causa de contratiempo.

Para evitar estas desventajas, se ha estudiado y construído un imán especial con pequeña carrera y con freno de tacos, según puede verse en la figura 79, sin guía de émbolo y sin interruptor auxiliar. Esta construcción garantiza levantar y cerrar rápidamente el freno y un estado completamente estanco, no existiendo el peligro de agarrotamiento del émbolo y de entrada de la humedad en los devanados.

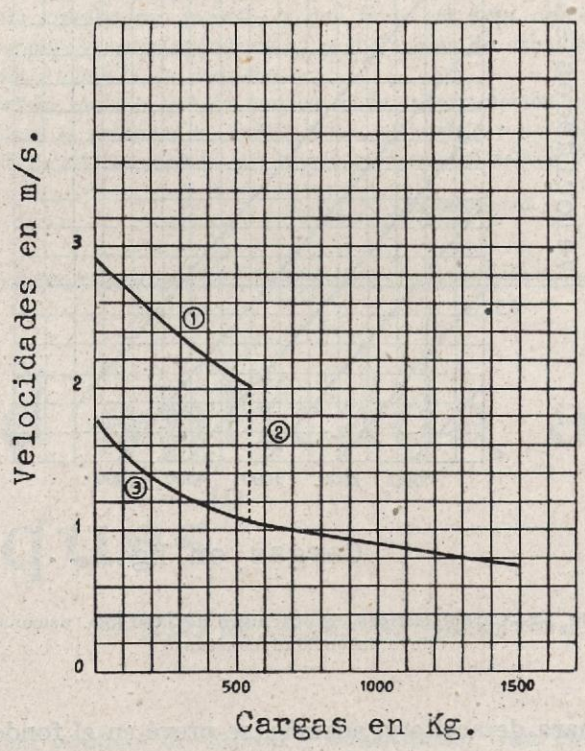


Fig 68.—Características de un chigre de 1.500 kgs. accionado a tensión constante.

1.—Escalón 4 del controler.
2.—Cambio de velocidades automático sobre el escalón 4 del controler.
3.—Escalón 3 del controler.

La bobina, la carcasa y las articulaciones que llevan los tacos de freno, están montados sobre una placa común, limitándose a un mínimo el número de palancas y articulaciones. Los tacos están forrados de un material de gran resistencia contra el desgaste.

El ajuste de los tacos, y una disminución simultánea del entre-hierro, entre el núcleo del electroimán y armadura, se obtiene por la maniobra de una sola tuerca de la barra de tracción superior entre los dos tacos del freno. En este tipo, los devanados son construídos para el servicio continuo, evitándose por lo tanto, el interruptor y la resistencia de limitación de campo.

c).—Paneles para mando automático.

Aquí distinguiremos dos tipos; uno, el que hemos descrito anteriormente, llamado de accionamiento a tensión constante por contactores y otro, el de accionamiento normal por contactores.

En el primero (puede verse en la figura 77),

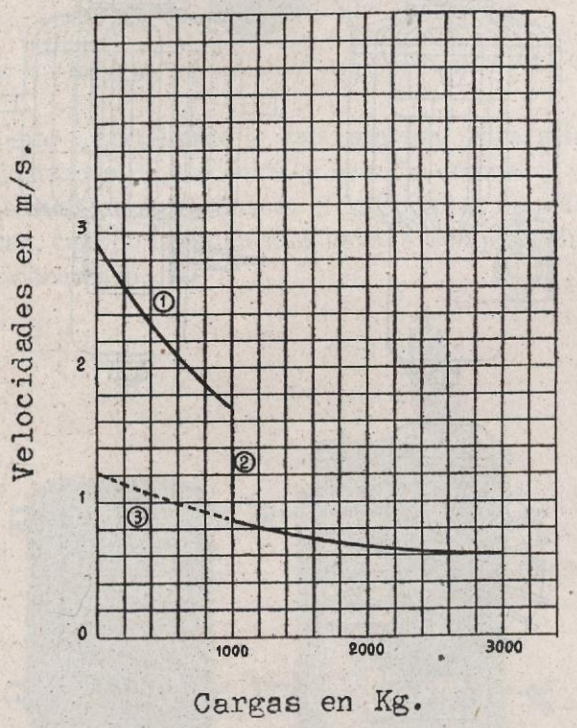


Fig. 69.—Características de un chigre de 3.000 kgs. accionado a tensión constante.

1.—Escalón 4 del controler.
2.—Cambio de velocidades automático sobre el escalón 4 del controler.
3.—Escalón 3 del controler.

una caja de hierro fundido, conteniendo en su interior los contactores y el regulador de trabajo; en ellas se ve perfectamente todas las conexiones y la disposición general del mecanismo; comoquiera que al tratar de este sistema, he descrito detalladamente su funcionamiento, creo que con la simple inspección de la figura, es suficiente.

En cuanto al segundo sistema, dos tipos principales pueden utilizarse, según que se trate de molinetes y cabrestantes o de chigres de carga.

Los paneles de control, los cuales son usados con el interruptor de mando que más adelante

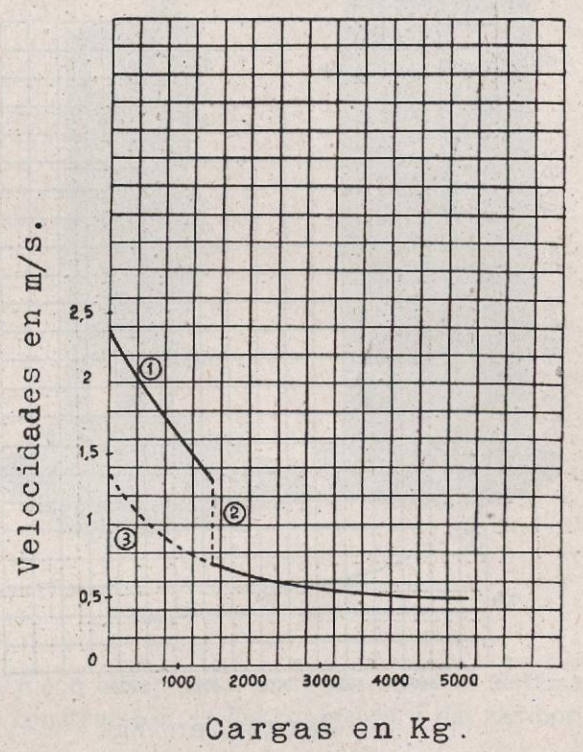


Fig. 70.—Características de un chigre de 5.000 kgs. accionado a tensión constante.

1.—Escalón 4 del controler.
2.—Cambio de velocidades automático sobre el escalón 4 del controler.
3.—Escalón 3 del controler.

describiremos, son del tipo abierto, para montaje debajo de cubierta, y este panel consiste esencialmente en relais, contactores de línea e inversión.

El panel prevé un control reostático para velocidades de elevación y descenso, por medio de la regulación del inducido y protección contra voltaje nulo.

Estos paneles son construídos de tipo Standard, con ángulos perfilados, y sobre el cual están montados los aparatos para asegurar los siguientes servicios:

1.° Control reostático de la velocidad de elevación, con aceleración automática entre ciertos puntos.

2.° Descenso con fuerza, con aceleración au-

tomática, entre ciertos límites. Usado para el descenso con gancho vacío.

3.° Frenado dinámico en el descenso, con retardación automática entre ciertos límites.

4.° Protección contra sobrecargas y voltaje nulo.

5.° Contactor para shuntar el inducido y

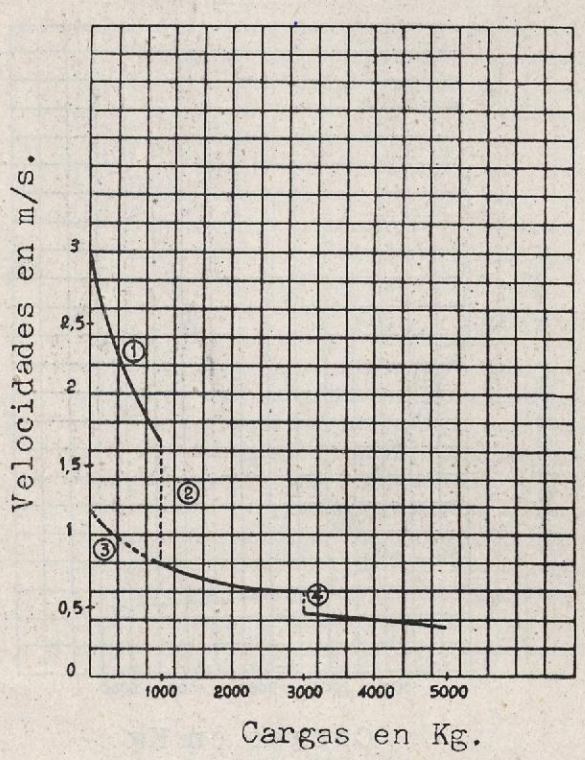


Fig. 71.—Características de un chigre de 3.000 a 5.000 kilogramos accionado a tensión constante.

1.—Escalón 4 del controler.
2.—Cambio de velocidades automático sobre el escalón 4 del controler.
3.—Escalón 3 del controler.
4.—Cambio de velocidades por engranajes.

para obtener velocidades en el primer punto de elevación.

En la figura 86 puede verse la construcción de un panel para chigre, construído por la "General Electric Company".

Los contactores son interruptores accionados por bobinas (electroimán) y, por lo tanto, su construcción consta esencialmente de dos partes: una el interruptor propiamente dicho y otra el electroimán. El interruptor, o sea el contactor, es de construcción parecida a la del contacto de un interruptor automático y normalmente va, como éste, encerrado dentro de una cámara protectora de amianto y de los polos de una bobina sopladora, que facilite una rápida ruptura del arco. En cuanto a la parte del electroimán, es sencillamente una bobina que atrae una armadura, que a su vez cierra o abre el interruptor.

En las figuras 89 y 90 puede verse la construcción de contactores fabricados por la "General Electric Company".

En la figura 85 se puede ver un conmutador de mando, para accionamiento por contactores, de construcción de la G. E. C°, y que sirve para actuar sobre los contactores del panel anteriormente descrito. Su construcción es completamente estanca y está prevista para poder re-

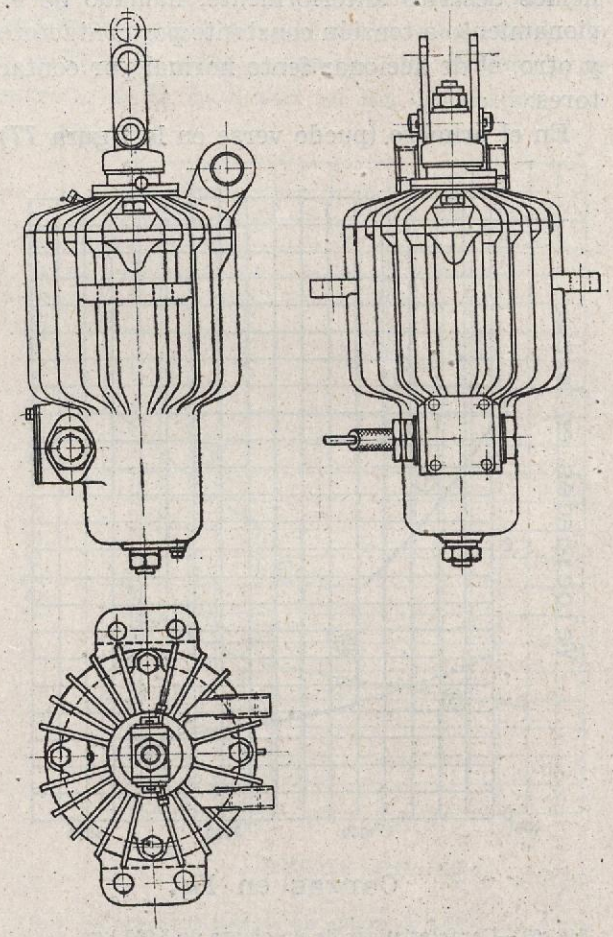


Fig. 72.—Detalle de una bobina de freno electromagnético.

sistir las inclemencias del tiempo, por rudas que éstas sean. Todas sus partes internas son fácilmente accesibles para inspección y ajuste. La G. E. C° fabrica dos tipos de conmutadores, según las necesidades del servicio, ya que sea para accionamiento de un molinete de ancla o para el mando del equipo de un chigre de carga.

El interruptor de mando para molinete de

ancla, de construcción de la G. E. C°, y cuyo dispositivo puede verse en la figura 85, tiene el mando por una palanca, y está especialmente construído para accionamientos con funcionamiento intermitente y está previsto para seis velocidades de elevación y seis de descenso, y automáticamente conecta el interruptor de máxima, cuando la palanca es llevada a la posición desconectada.

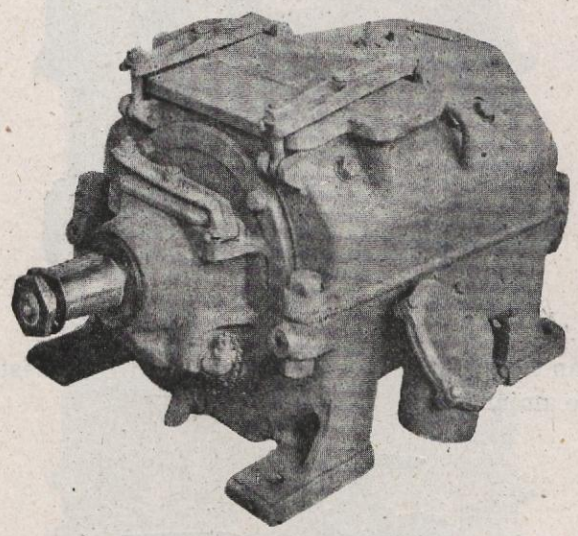


Fig. 73.—Motor de accionamiento, de construcción G. E. C°.

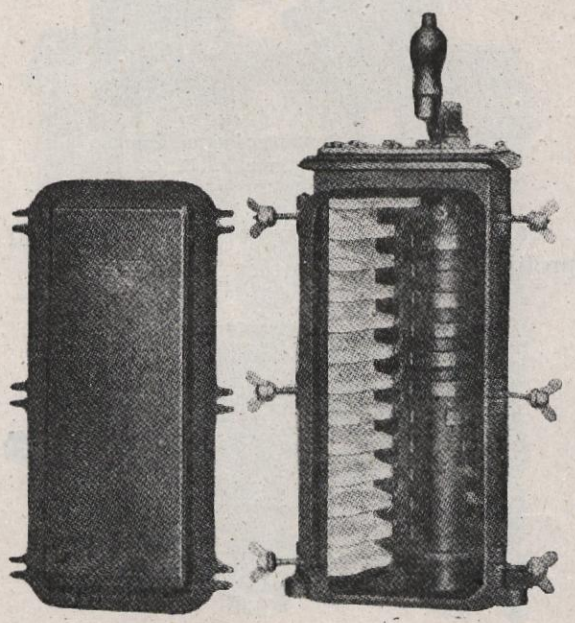


Fig. 74.—Controler abierto, de construcción G. E. C°.

El interruptor de mando para chigres de carga, lo construye la G. E. C° de dos tipos: con mando por palancas y del sistema de tambor con dedos de contacto; en la figura 75 puede verse un controler con la plancha de protección quitada y con ella puesta, y en ella se ve el sistema de construcción de los contactos y del tambor.

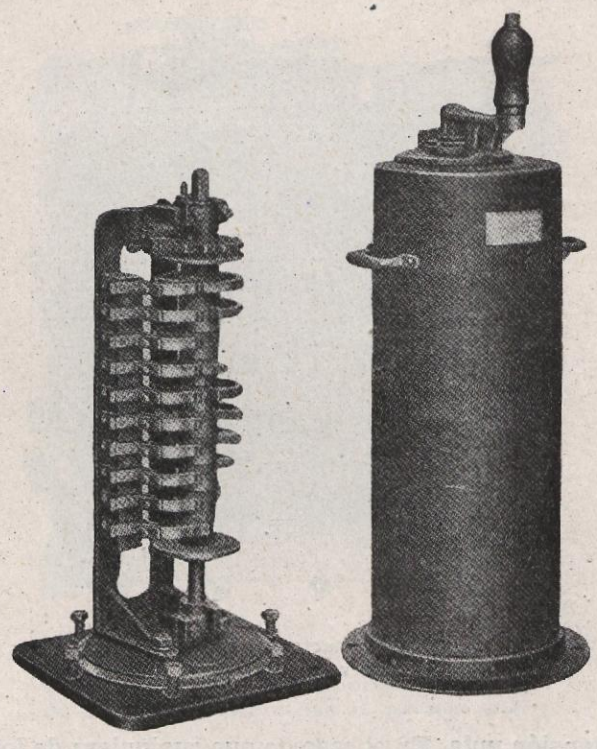


Fig. 75.—Controler con el rodillo de contactos separado para mostrar su construcción.

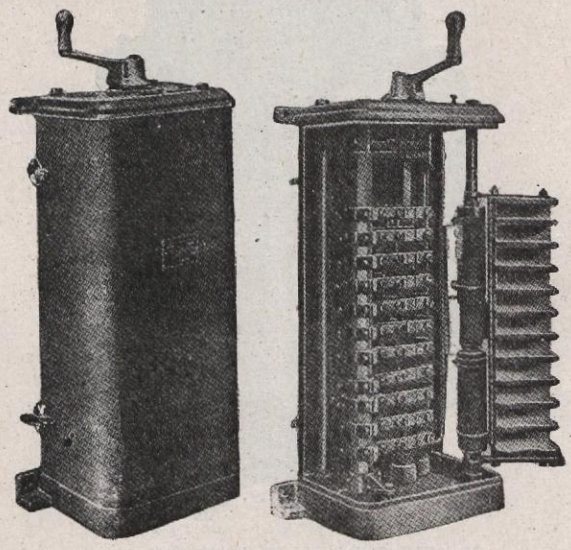


Fig. 76.—Controler abierto, en el que se ven las cámaras apagachispas y la bobina de soplado.

En la figura 92 puede verse un panel de protección, de construcción de la G. E. C°, para montaje debajo de cubierta y para accionamien-

to de un chigre de carga o para botes, el cual está provisto de relais de sobreintensidad y de

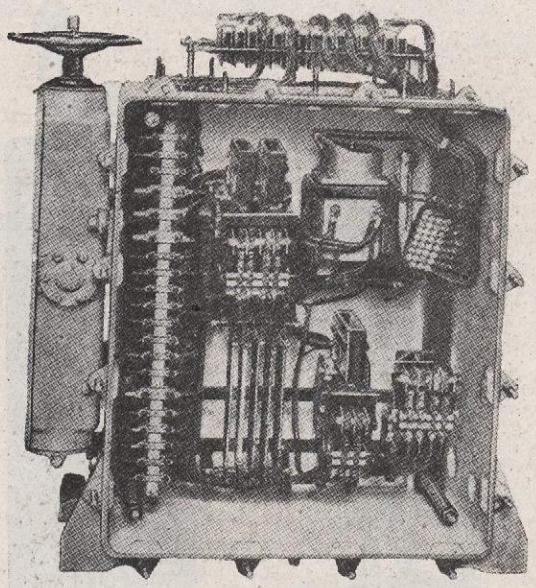


Fig. 77.—Caja con contactores reguladores de campo, construcción A. E. G.

tensión nula. En el caso de que cualquiera de los anteriores relais entre en función, éste actúa sobre el contactor principal, desconectando el aparato, el cual permanece en la posición de des-

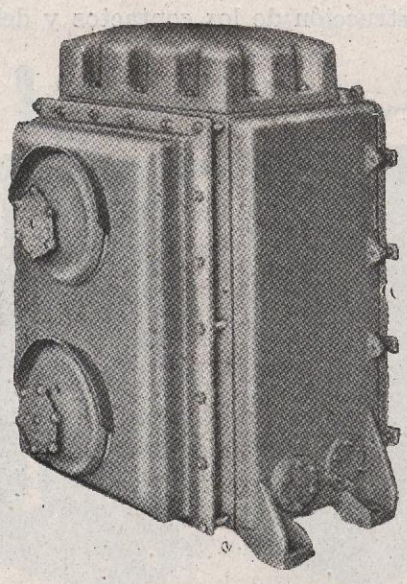


Fig. 78.—Caja con contactores y regulador con tapa puesta, construcción A. E. G.

conectado hasta que la palanca del interruptor de accionamiento es llevada a la posición cero. Los instrumentos, los cuales consisten en: un interruptor, un contactor de línea, un relais de sobreintensidad y un relais de tensión nula, es-

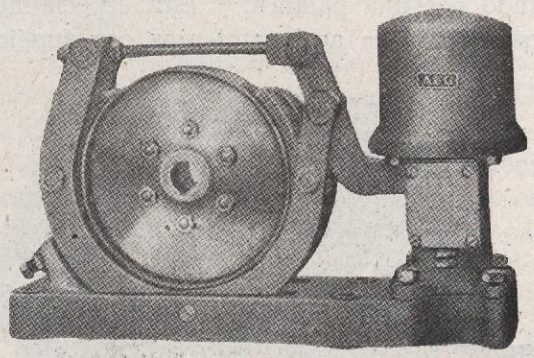


Fig. 79.—Freno electromagnético A. E. G.

tán montados sobre un panel de un compuesto de amianto.

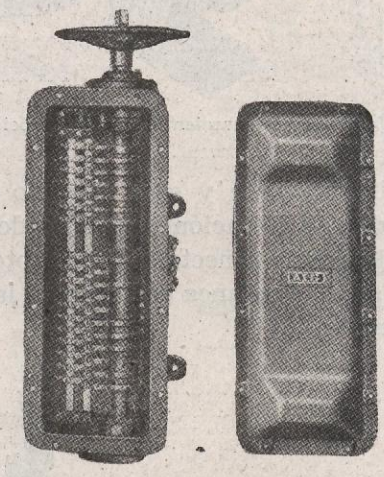


Fig. 80.—Controler para mando por contactores A. E. G.

La G. E. C° construye un panel especial de protección para molinetes y cabrestantes, los

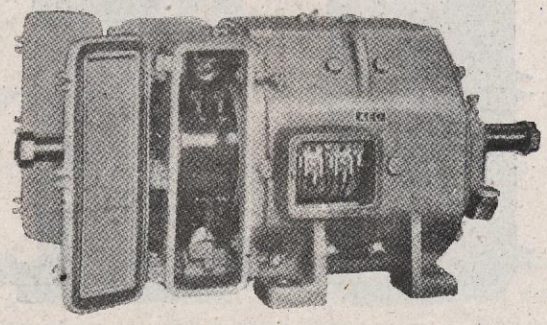


Fig. 81.—Motor de accionamiento, de construcción A. E. G.

cuales tienen un relais de sobreintensidad, otro de tensión nula y un dispositivo de limitación de la intensidad. En el caso de que una sobrecarga

ocurra, un relais especial abre un contactor, que inserta en el circuito una resistencia en serie con el motor, que limita la intensidad a 125 por 100 de su valor normal.

En la figura 77 puede verse un controler, de fabricación de la "A. E. G.", para accionamiento por contactores.

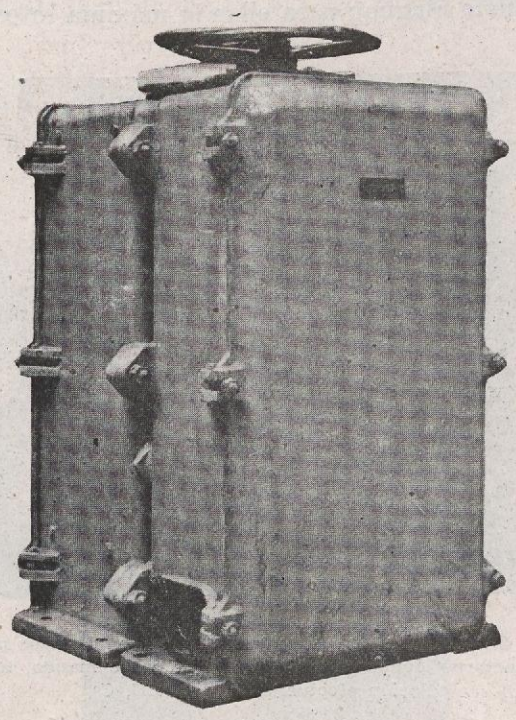


Fig. 82.—Fotografía de un controler y caja de resistencias en un solo bloque. Vista en posición cerrada.

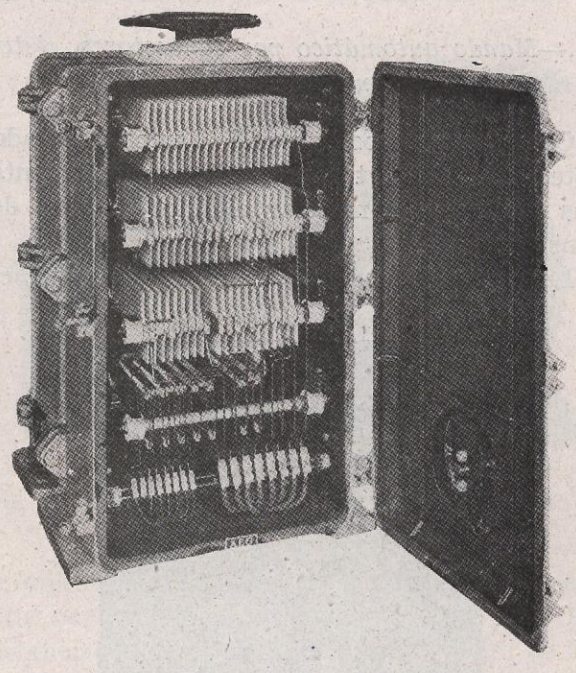


Fig. 83.—Caja de resistencias adosada al controler de chigre, vista por detrás en posición abierta.

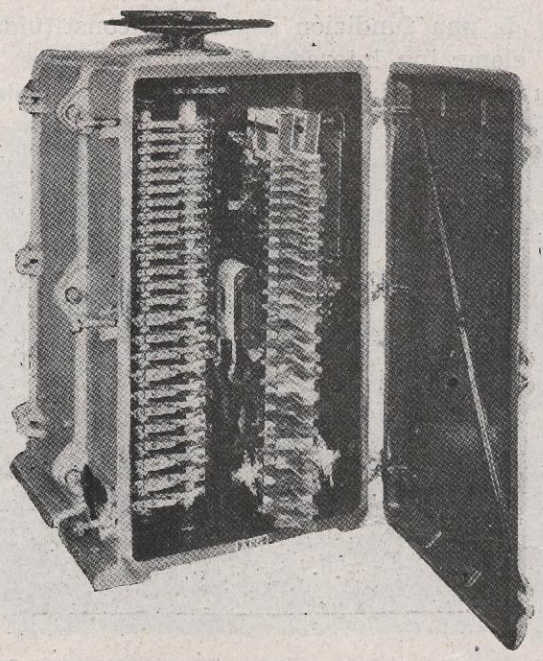


Fig. 84.—Caja de controler adosada a resistencias, vista en posición abierta.

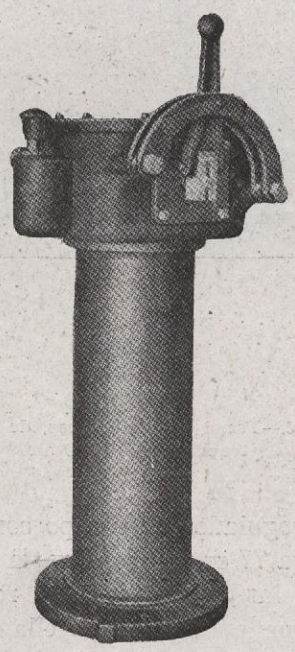


Fig. 85. — Conmutador de mando, para accionamiento por contactores, de construcción G. E. Cº.

En la figura 75 puede verse un controler, abierto, mostrando el tambor y la cámara apagachispas, así como la bobina de soplado. Este

controles es para accionamiento a intensidad total y es de construcción de la G. E. C°.

d).—Mando automático por contactores, sistema A. E. G.

Como este dispositivo ya lo hemos explicado detenidamente al tratar de él, aquí solamente nos limitamos a mostrar algunos detalles de construcción.

La figura 36 muestra el detalle de construc-

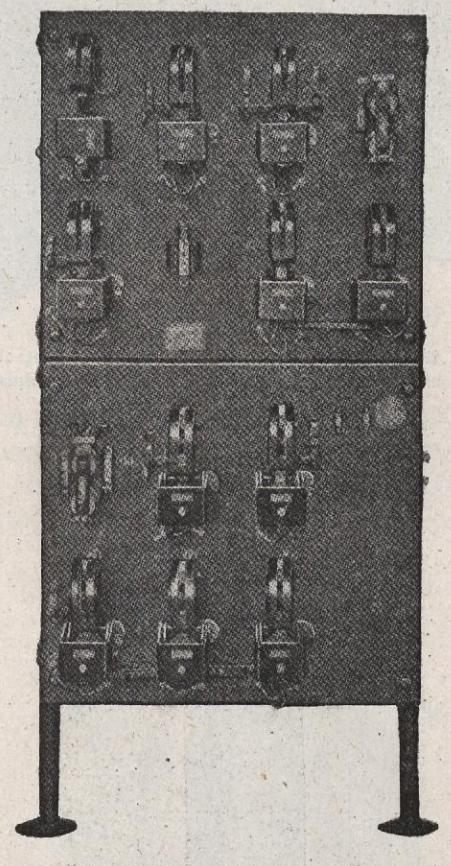


Fig. 86.—Panel de contactores, de construcción G. E. C°.

ción de un regulador de campo con 30 contactos. La figura 77 es una fotografía de una caja, conteniendo los contactores y regulador de campo y tiene anexionada a ella el controler para activar las bobinas de los contactores.

e).—Resistencia.

Al hablar de los diversos sistemas de accionamiento, hemos visto que en la mayoría de ellos es necesario intercalar unas resistencias en serie o paralelo con los motores, según los diversos casos. Ahora bien, estas resistencias han de estar construídas para que resistan sin perjuicio ninguno para ellas la máxima intensi-

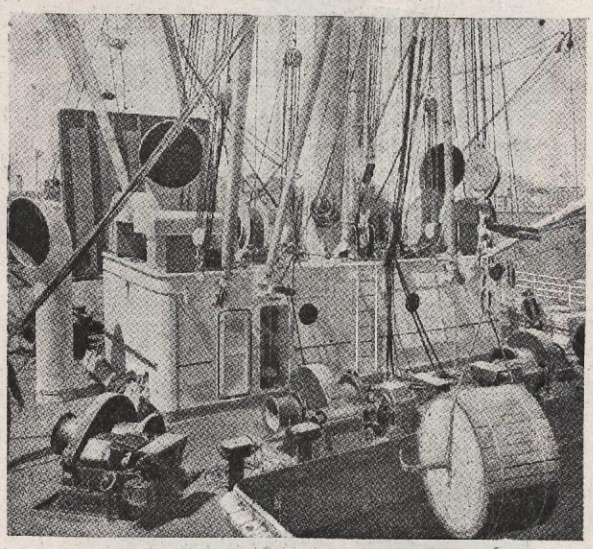


Fig. 87.—Chigres del "President Hoover", accionados por contactores, donde se ve el conmutador de mando, instalación efectuada por la G. E. C°.

dad que circule por el circuito y, además, no han de tomar un calentamiento perjudicial.

Normalmente se construyen estas resistencias de una fundición especial y constituídas por elementos intercambiables, los cuales se montan sobre barras soportes, que se aislan

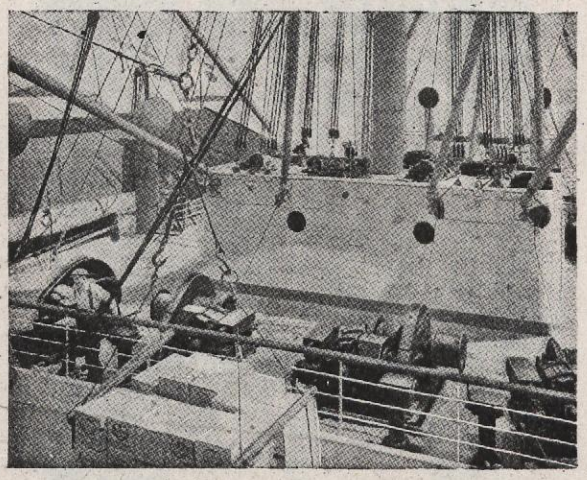


Fig. 88.—Otra vista de chigres con accionamiento por contactores, de construcción G. E. C°.

de ellas por intermedio de arandelas de mica.

Cuando las resistencias han de ser montadas debajo de cubierta, éstas se disponen de la for-

ma que indica la figura 93, que muestra una caja de plancha de acero conteniendo resistencias, de la G. E. C°. En el caso de que éstas ha-

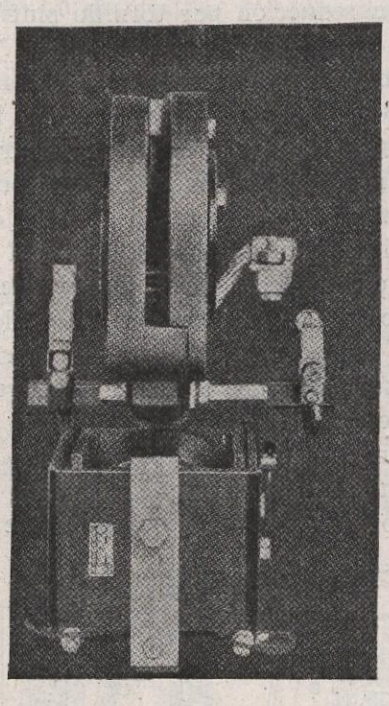


Fig. 89.—Contactor.

yan de ser montadas sobre cubierta, pueden ser instaladas en cajas especiales de hierro fundido

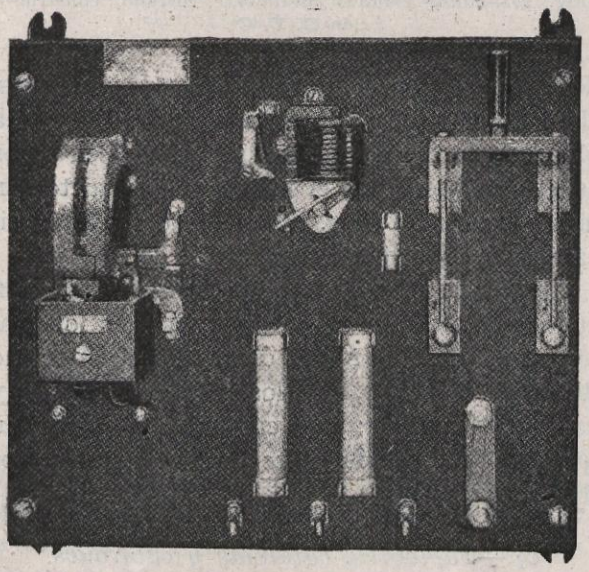


Fig. 90.—Contactor.

o en la misma bancada del chigre. En la figura 82 se ve una caja de hierro fundido conteniendo resistencias, y en la figura 84 se ve un chigre que contiene en su base un juego de resistencias. Tanto en un caso como en otro, estas cajas han de ser completamente estancas

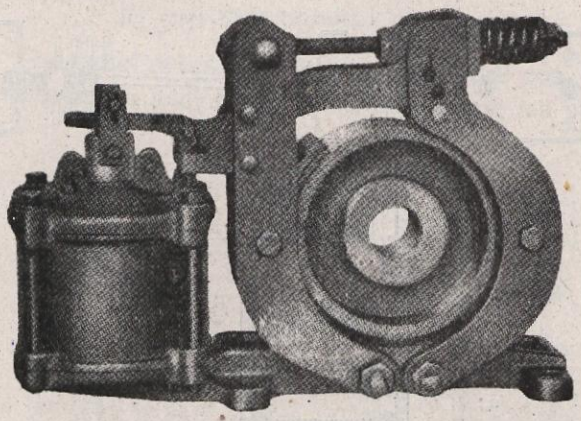


Fig. 91.—Freno electromagnético, de construcción G. E. C°.

e impedir durante la navegación que pueda sufrir por las inclemencias del tiempo y en las estancias en puerto durante la maniobra de los chigres, tener dispositivos que le permitan una amplia ventilación de los elementos y que, por lo tanto, sirva de refrigeración de ellos.

Normalmente esta ventilación se hace disponiendo en la parte superior e inferior de la caja unas aberturas tapadas con tapas roscadas, provistas de arandelas de goma, que las hacen

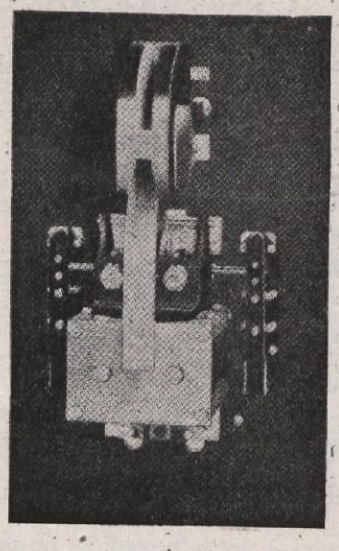


Fig. 92.—Panel de construcción G. E. C°.

estancas, y las cuales pueden abrirse más o menos, asegurando de esta manera una amplia ventilación.

DETALLES CONSTRUCTIVOS DEL EQUIPO MECÁNICO.

Los equipos mecánicos de esta clase de máquinas han de ser construídos con elementos de

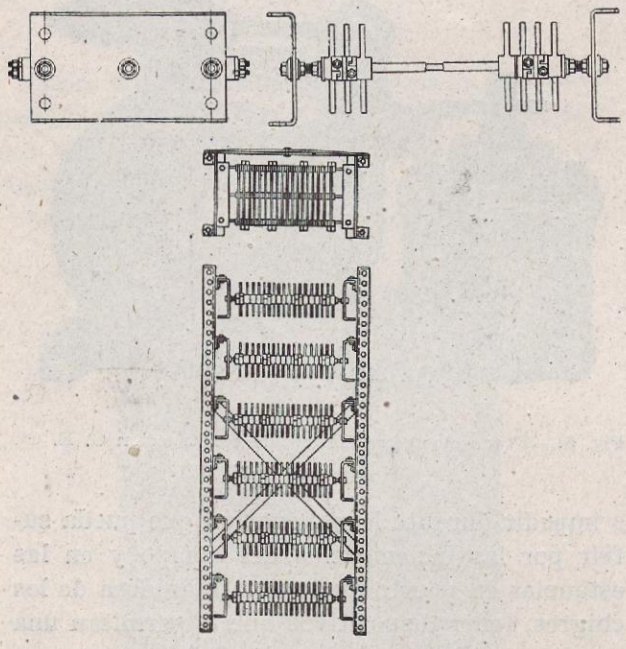


Fig. 93.—Detalle de construcción de las resistencias de regulación, de construcción G. E. C°.

la mayor robustez posible. Normalmente se construyen con fundición de hierro, acero, y elementos soldados eléctricamente.

a).—Acoplamiento de seguridad.

Todo molinete debe ir equipado de un acoplamiento deslizable, que impida que el motor pue-

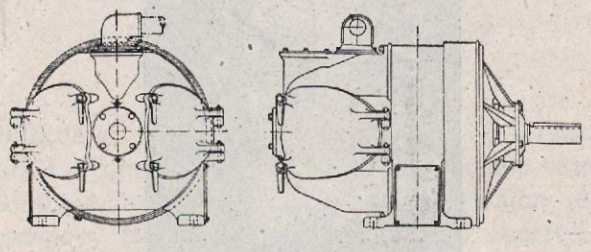


Fig. 94.—Motor cerrado estanco y ventilación forzada, construcción G. E. C°.

da llegar a ejercer un par perjudicial sobre el equipo mecánico. En la figura 98 puede verse el detalle de construcción de un acoplamiento deslizable de seguridad, patente "Atlas-Werke".

b).—Reductor.

Los reductores de velocidad de estas máquinas, son construídos de dos tipos distintos, a saber: con reducción por tornillo sinfín o por reducción de engranajes.

En ambos casos el reductor es encerrado en una caja de hierro fundido, estanca, llena de aceite. Cuando se trata de un reductor de tornillo sinfín, la rueda suele ser construída de hierro fundido, con corona de bronce especial, la cual tiene fresados los dientes. El tornillo sinfín es construído de acero duro, especial, con el tornillo tallado. Si el tornillo está colocado en la parte inferior de la rueda, la lubrificación está conseguida, pues éste está siempre bañado por el aceite. En el caso de que ataque a la rueda por su parte superior, el engrase se consigue disponiendo una bomba que, tomando el aceite del fondo del cárter, lo descarga sobre el torni-

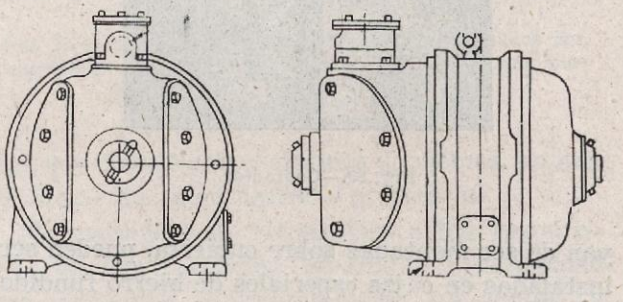


Fig. 95.—Motor estanco totalmente cerrado, construcción G. E. C°.

llo. Normalmente, cuando se trata de molinetes, el reductor y el motor es montado en la misma placa de fundación del molinete, pero en casos especiales se monta el motor y el reductor en una cubierta inferior, disponiendo el eje verticalmente, provisto de engranajes cónicos.

Los reductores de engranajes se construyen cuando se trata de buques de carga, en los cuales no importa el ruido, de ruedas de hierro o de acero fundidos, con los dientes fundidos y solamente limpios; pero cuando se trata de buques de pasaje, éstos se construyen con los dientes fresados.

c).—Tambores, catalinas y cabirones.

Los tambores se construyen de hierro fundido. Las catalinas se construyen de fundición especial extradura o de acero fundido. Estas tienen fundidos los huecos y dientes, sobre los cuales se ha de apoyar la cadena de contrete.

Los cabirones son construídos de hierro fundido.

Las catalinas están siempre construídas provistas de un dispositivo de embrague y de un freno de cinta, con objeto de permitir el accionamiento independiente de una de otra, o el funcionamiento loco de ellas. Este embrague se puede hacer de diversos sistemas y cada casa constructora suele tener un dispositivo patentado.

d).—Freno.

El disco del freno es fundido, de una pieza, con la catalina o el tambor. Estos suelen ser constituídos por una cinta de acero provista de zapatas de madera que frotan sobre los discos del freno. Su accionamiento se hace por un tornillo de doble sentido, montado sobre una fuerte columna de hierro fundido o de acero perfilado,

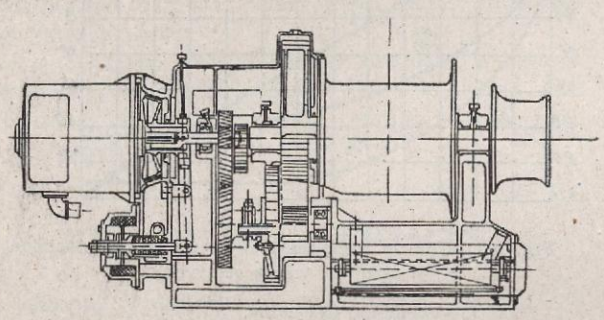


Fig. 96.—Detalle del freno electro-magnético, construcción "Atlas-Werke-A. E. G."

el cual, al dar vueltas a una manivela, se atornilla en las tuercas montadas sobre los extremos de la cinta, ejerciendo un fuerte esfuerzo de tracción, y obligando a apretarse los tacos de madera contra la superficie del disco.

e).—Eje principal, armaduras y placa de fundación.

El eje principal descansa sobre caballete o armaduras muy robustas de hierro fundido.

La placa de fundación suele ser construída de hierro fundido, o en los casos que se desea disminuir el peso, de plancha de acero y perfiles soldados eléctricamente. En los casos en que se trata de máquinas de gran potencia, se suelen construir de acero fundido.

f).—Chumaceras.

Los cojinetes suelen ser construídos de bronce especial, montados en cajas de lubrificación cerradas y estancas. Estos cojinetes son provistos de anillos rozantes de lubrificación.

g).—Accionamiento a mano.

Los molinetes son todos equipados con un sistema de accionamiento a mano, que les per-

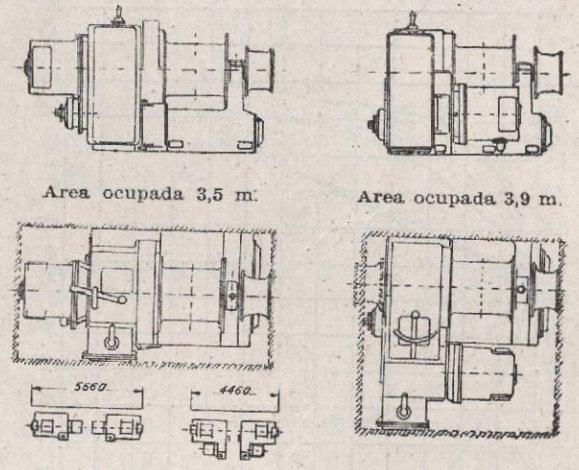


Fig. 97.—Comparación del espacio ocupado por un chigre en construcción alargada y otro cuadrada.

mita levar las anclas en el caso de que falte la corriente eléctrica. En el apéndice pueden verse las figuras de los molinetes, las cuales muestran el accionamiento a mano y su disposición.

h).—Estopores.

Las cadenas de las anclas, como ya hemos dicho anteriormente, tienen que ser fijadas fuer-

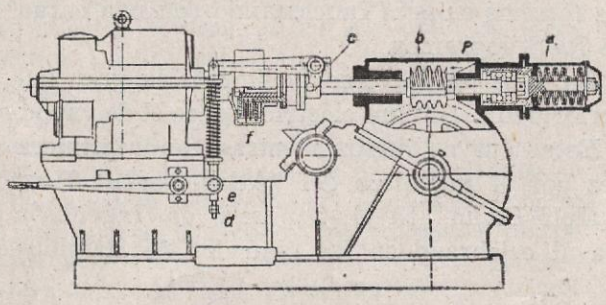


Fig. 98.—Detalle del embrague en un molinete, patente Atlas Werke.

temente cuando el barco está navegando. Los estopores son construídos de hierro fundido o de acero fundido, y como puede verse en el apéndice, pueden ser accionados por tornillo de doble sentido, que actúa sobre una mordaza que aprisiona la cadena, o por una guillotina accionada por palanca.

COMPARACIÓN DE UN CHIGRE ELÉCTRICO CON UNO DE VAPOR.

En la figura 100 he trazado las curvas características de un chigre con accionamiento eléctrico y otro con accionamiento de vapor, ambos funcionando en vacío, y en la figura 99, los mismos chigres funcionando con una carga de 700 kilogramos.

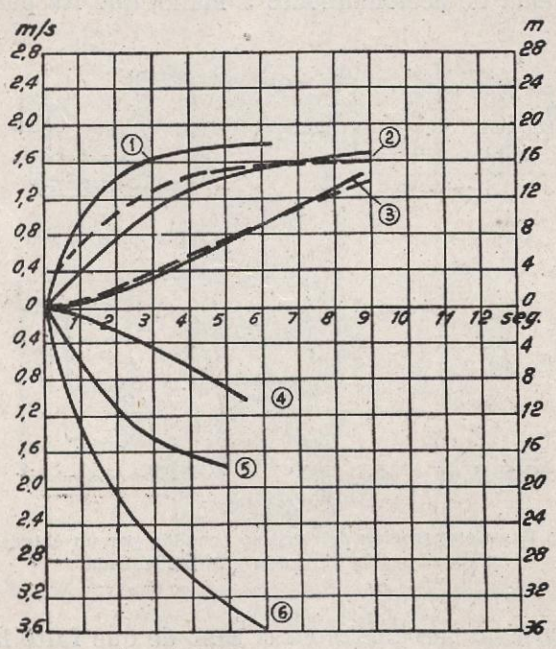


Fig. 99.—Con carga de 700 kgs.

1.—Velocidad del cable.
2.—Velocidad media de elevación.
3.—Altura de elevación.
4.—Altura de descenso.
5.—Velocidad media de descenso.
6.—Velocidad del cable con 800 kgs. de carga.

En ellas puede verse fácilmente la gran superioridad del chigre eléctrico sobre el de vapor.

Estas curvas fueron mostradas por primera vez por el Ingeniero del "Atlas-Werke" Herr Rudolf Blaun, en el Congreso de Ingeniería Naval celebrado en las ciudades de Hamburgo y Bremen, del 23 al 26 de mayo de 1934.

Cada tipo de accionamiento tiene su campo de aplicación perfectamente definido y es superior a los otros, cuando su elección se ha sabido hacer. Por lo tanto, antes de decidirse por un sistema determinado, conviene estudiar detenidamente y a fondo el servicio a efectuar, la energía disponible y todas las causas que puedan influir en el buen funcionamiento y economía del servicio.

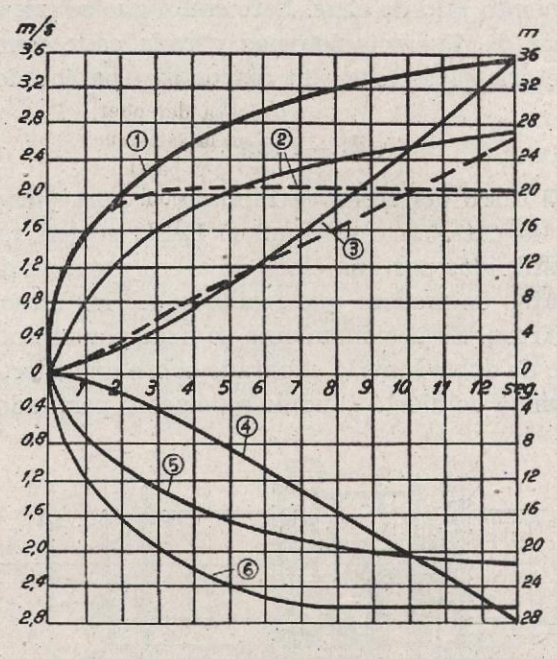


Fig. 100.—Curvas comparativas de un chigre eléctrico y otro de vapor, en vacío.

1.—Velocidad del cable.
2.—Velocidad media de elevación.
3.—Altura de elevación.
4.—Altura de descenso.
5.—Velocidad media de descenso.
6.—Velocidad de cable gancho vacía.

Por lo tanto, recomendamos que antes de decidirse por un tipo determinado, se consulte a un especialista en la materia, con lo cual se conseguirá un buen servicio y una gran economía de explotación.

(Concluirá.)

Información Profesional

DEFENSA CONTRA LA CORROSION DE LOS METALES

Desde hace aproximadamente unos dos años, crece el número de estudios encaminados a defender las superficies de los metales usados en la construcción en general y en la construcción naval en particular, contra los efectos destructivos de la corrosión. Leemos en el "Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure" del 14 de junio de 1941, un artículo interesante que trata de la corrosión electrolítica en metales ligeros y pesados, dando algunas normas para la protección contra la corrosión. En algunos periódicos técnicos, se ha llegado hasta a crear secciones especiales en las que solamente se trata de la protección de las superficies de los metales. Tal cosa ocurre, por ejemplo, en la Revista "Maschinenbau".

La defensa con pintura de las superficies metálicas parece insuficiente, habida cuenta del duro trabajo que en construcción naval tienen que resistir algunas partes del buque.

MATERIALES ARTIFICIALES

Leemos en el "Maschinenbau" de mayo 1941 un artículo interesante de O. Dammer, que trata del trabajo de maquinado y manipulación en el material artificial no endurecible.

En Alemania se está desarrollando, desde hace tiempo, el empleo sistemático, en maquinaria sobre todo, de material artificial, obtenido por procedimientos mecánicos o químicos y partiendo de primeras materias, de las cuales verdaderamente no parece se pueda obtener un material apto para maquinaria.

De todos son conocidos los primeros materiales artificiales que se empezaron a construir en Alemania hace algunos años, y que fueron copiados en otros países. La "widia" fué el primero y más conocido de estos materiales que se empleó como mejora y sustitutivo del acero rápido para puntas de herramientas de corte, en trabajos extremadamente duros. Siguieron después las plaquitas de "Titanic" y otros productos de construcción aún más conocida, alemanes y extranjeros, tales como la baquelita .

Casi todos estos productos son mezclas fuertemente comprimidas, hasta obtener una consistencia deseada. La widia es carbono silicio y carburo de tunsteno fortísimamente comprimidos.

Estos materiales se llaman endurecibles; pero hace poco se han empezado a desarrollar otros materiales llamados no endurecibles, obtenidos por polimeración de productos carbonosos y cálcicos, que tienen propiedades más o menos plásticas y que presentan una fragilidad pequeñísima, dejándose trabajar con facilidad. A uno de éstos se le llama *vinidur*, el cual se suministra en forma de tubos, chapas y perfiles. Este material admite también la soldadura y se deja trabajar con mucha facilidad, tanto en las recanteadoras como en las cortadoras y en las taladradoras.

Su pequeño peso específico (1,38) y su resistencia y dureza superficial, le hacen apto para material de juntas, para paletas de ventiladores y piezas de trabajo similar.

* * *

La Asociación Mutualista de la Ingeniería Civil nos envía la siguiente nota, que con gusto insertamos a continuación:

"Sección Seguros.

Concertado con el Banco Vitalicio de España un contrato de reaseguro que nos permite la contratación de capitales sin límite, es notable la marcha progresiva de esta Sección, hasta el punto de que, recientemente, ha llegado a la formalización de varios seguros de pesetas 50.000,00 de capital suscrito y alguno de pesetas 100.000, operaciones que ponen de relieve la confianza que a los compañeros, Ingenieros de todas las especialidades, inspira nuestra A. M. I. C.

En la reunión celebrada por la Junta de Gobierno de la Institución el día 5 de septiembre último, se llegó al acuerdo de verificar un tercer pago de 5.000 pesetas a las pólizas siniestradas durante el período de la guerra—1 de julio de 1936 a 1 de julio de 1939—, con lo cual, y dado el desembolso que supone esta nueva entrega, de 77.325,43 pesetas, solamente quedará, para un cuarto pago, un importe de 83.645,89 pesetas, que, una vez efectuado, dejará canceladas de forma definitiva, las obligaciones de la Asociación como consecuencia de la extramortalidad que tuvo su origen en la pasada guerra.

Ante perspectiva tan halagüeña para su futuro desarrollo, la Asociación Mutualista de la Ingeniería Civil testimonia su agradecimiento a aquellas entidades que, con su generoso concurso, hicieron posible este resultado y se complace en incluir entre las empresas que con su aportación facilitaron su labor, a los nuevos donantes:

	Pesetas
Altos Hornos de Vizcaya	25.000
Babcok - Wilcox	2.000
Papelera Española	7.000
Basconia, Cía. Anma	2.500
Cementos Portland	3.000
Fundiciones Vera	1.000
Compañía Euskalduna	2.500
Hidroeléctrica Ibérica	3.000

Con estos donativos la cifra de lo recibido hasta la fecha se eleva a 169.050 pesetas.

Sección Solidaridad.

Como complemento al "Concurso de Becas" que anualmente organiza esta Sección, a fin de facilitar los estudios a los huérfanos de compañeros, varias Academias que se dedican a la preparación de alumnos para las distintas especialidades de la Ingeniería, así como otras cuya actividad está encaminada a distintas preparaciones, se han brindado a conceder bonificaciones desde un 10 por 100 sobre los honorarios que deben percibir, a los hermanos e hijos de ingenieros fallecidos.

Nota de la Junta de Gobierno.

Siendo una de las aspiraciones de la Junta de Solidaridad de la A. M. I. C. atender, en la medida de lo posible, a aquellos compañeros que por su avanzada edad, enfermedad o accidente, se encuentren incapacitados para el trabajo, ruega a todos los Ingenieros nos comuniquen cuantos casos lleguen a su conocimiento de colegas en estas circunstancias."

Información general

NOTICIAS

Construcción de remolcadores.

Los servicios de remolque en puerto y alta mar, que tan poco atendidos han estado años atrás en nuestro país, han recibido especial atención por parte de nuestras Autoridades y Entidades oficiales en estos últimos meses.

Según anunciamos a nuestros lectores, en la actualidad se procede a la construcción de cinco grandes remolcadores de 800 I. H. P., para el servicio de la Marina, en las Factorías del Consejo Ordenador de las Construcciones Navales Militares, de El Ferrol del Caudillo y La Carraca.

Existe, además, crédito concedido y se acometerá seguidamente la construcción de otros ocho remolcadores de 300 I. H. P., para los servicios de la misma Marina Militar. Se acaba de dar la orden de ejecución de cuatro de estos remolcadores a los talleres del Astillero, Santander, y la de los cuatro restantes a la Unión Naval de Levante, S. A.

Por su parte, esta última entidad, en sus Astilleros de Valencia, está construyendo dos remolcadores de 300 I. H. P. para la Junta de Obras del Puerto de Sevilla.

En los Astilleros Luzuriaga, se encuentra muy adelantada la construcción de un remolcador para la Junta de Obras del Puerto de Pasajes, que es el primer buque de esta clase, con propulsión Diesel eléctrica, que se construye en España. La maquinaria ha sido construída por la Sociedad Española de Construcción Naval, en sus factorías de Bilbao, en combinación con la Constructora Nacional de Maquinaria Eléctrica, encargada equélla de los motores Diesel y el montaje de los grupos, y la segunda de la parte eléctrica. La potencia total es de 600 B. H. P. en los motores Diesel.

Por último, según nuestras noticias, probablemente se dará la orden de ejecución de dos grandes remolcadores de 1.200 B. H. P., con propulsión por motores Diesel directamente acoplados.

Todos estos remolcadores, servirán además como buques contra incendios, disponiendo de sendos monitores y potentes bombas. Además estarán dotados de instalaciones que les permitan actuar como buques bases de salvamento. Teniendo casi todos ellos bombas especiales de gran capacidad, para este objeto.

La construcción de todos estos buques importará bastantes decenas de millones de pesetas, contribuyendo así al desarrollo de nuestra industria naval y además proporcionando en su explotación grandes beneficios, por ser perentoria la necesidad que el país tiene de buques de esta clase.

Reparación del petrolero "Telena".

La Sociedad Española de Construcción Naval, en sus Astilleros de Bilbao, ha comenzado la reparación del petrolero "Telena", que fué salvado y conducido al puerto de Vigo por unos pescadores españoles. Este petrolero fué adquirido por la Compañía Española de Petróleos, S. A., quien ha ordenado las importantes obras de reparación, necesarias, a la citada entidad. Según tenemos entendido, la reparación es de gran importancia, ya que, como consecuencia del fuego a bordo, ha quedado casi completamente destrozada la cubierta principal y los alojamientos del puente. Por esta causa habrá de ser reconstruída dicha cubierta, principales superestructuras y casi toda la tubería de carga. La instalación eléctrica deberá ser rehecha casi por completo. También será necesario rehacer algunas tracas de los costados.

La maquinaria principal y auxiliar deberá ser objeto

de un minucioso recorrido. El motor principal es de la marca Werskpoor, construído en Holanda; inicialmente era del tipo cuatro tiempos, doble efecto, pero posteriormente, y al ser abandonado este tipo por casi todas las firmas constructoras de motores, la máquina fué reacondicionada para trabajar según el ciclo cuatro tiempos sobrealimentado con la conocida patente de la citada marca, empleando la región baja de cada cilindro para sobrealimentar la superior.

Las obras tardarán en realizarse de seis a ocho meses, si no se presentan entorpecimientos, y a su terminación quedará el buque en perfecto estado, para muchos años.

Fué construído en el año 1927 por la New Waterway S. B. C.°, de Schiedan, y tiene las siguientes dimensiones:

Eslora, 134,2 m.; manga, 18,15 m.; puntal, 9,95 m.; calado al disco, 7,90 m.; arqueo, 7.406 toneladas de registro bruto.

El motor principal tiene seis cilindros de 816 m/m de diámetro, y 1.500 mm. de carrera. Además, el buque posee una instalación de dos calderas, que trabajan a 12,75 kilogramos por centímetro cuadrado, y que suministran vapor para las principales auxiliares y las bombas de carga.

Trabajos de los astilleros de Bilbao.

Según manifestaciones hechas, durante la Feria de Muestras de Bilbao, por las Autoridades competentes de la Dirección General de Comunicaciones Marítimas, se construían en los Astilleros de la Compañía Euskalduna: un buque petrolero con destino a la Compañía Arrendataria del Monopolio de Petróleos, S. A., de 8.350 toneladas de arqueo y doce buques pesqueros de 1.300 toneladas de arqueo cada uno de ellos, con un total de 15.600 toneladas; siendo el total de los trece buques de 23.950 toneladas de arqueo.

En la Sociedad Española de Construcción Naval se construían seis buques pesqueros para la P. Y. S. B. E., de 1.350 toneladas cada uno, y dos fruteros para la Compañía Marítima Frutera, de 2.500 toneladas de arqueo unitario; en total, los ocho buques, 12.800 toneladas de arqueo.

Construcción de dos buques mixtos de carga y pasaje para la Compañía Transmediterránea.

Conforme hemos informado a nuestros lectores, las conversaciones habidas entre la Gerencia de la Compañía Transmediterránea y la de la Unión Naval de Levante, han cristalizado en la orden de ejecución de dos buques de motor para el transporte de pasaje y carga, principalmente fruta, que aquella Compañía de navegación destinará seguramente a la línea de Canarias.

Se trata de dos buques de 4.500 toneladas de peso muerto y unas 8.500 toneladas de desplazamiento, que con una potencia de máquinas total de 7.200 B. H. P., obtendrán una velocidad, en servicio, de 17 nudos. Serán, pues, unos de los buques más rápidos de nuestra Marina Mercante, que estarán equipados con la comodidad para el pasaje que es proverbial en la Compañía Transmediterránea.

Como maquinaria propulsora tendrá cada una de estas unidades, dos motores de dos tiempos, simple efecto, Naval-Burmeister Wain, con barrido uniflujo por medio de válvula en culata. Estos motores serán construídos en Bilbao por la Sociedad Española de Construcción Naval, para lo cual la citada entidad ha obtenido la extensión del contrato de licencia que tenía establecido con la Casa Burmeister Wain, de Copenhague, para los motores de dos tiempos.

Construcción de buques costeros.

En la actualidad se procede en los Astilleros de la Unión Naval de Levante, del Grao (Valencia), a la construcción de cuatro buques costeros de 500 toneladas de peso muerto cada uno.

Dos de estos buques se construyen por encargo de "Costeros de Levante, S. A.", y otros dos por orden de D. Vicente Enseñat.

Aplaudimos la decisión de estos armadores de construir buques del tamaño indicado para el servicio nacional de cabotaje, que tan necesarios son para la economía nacional.

Nuevas órdenes de ejecución de buques de guerra.

En el Consejo de Ministros celebrado el día 2 del pasado mes de septiembre, se ha autorizado la construcción de varias unidades auxiliares de guerra, totalmente proyectadas en España, que sentimos no poder detallar.

Construcción naval en América.

Según la Oficina Americana de Construcción Naval, en el mes de mayo pasado se encontraban pedidos, o en curso de ejecución, unos 800 buques mercantes, que representan un total de 5.055.400 toneladas de arqueo bruto, contra un total de 542 barcos y 3.029.325 toneladas que se encontraban en iguales circunstancias en el pasado mes de abril.

El incremento de trabajo durante el mes de abril está constituído por: 112 buques de carga de unas 6.800 toneladas cada uno, encargados por la Comisión Marítima; 24 buques de carga de 7.400 toneladas cada uno, 36 petroleros de 10.750 toneladas y 36 de 8.350 toneladas, igualmente pedidos por la Comisión; otros dos petroleros más de 9.800 toneladas, encargados por la "Soconyng Vacuum Company"; otro petrolero de 11.200 toneladas, para la "National Bulk Carriers", y 5 buques de carga general de 11.000 toneladas, para ser usados en el tráfico de los grandes lagos.

El ritmo en los lanzamientos y en las entregas se ha acelerado respecto al del pasado año. Hasta mayo de 1941 se han lanzado 27 barcos, con un total de 121.000

toneladas, en comparación con 16 barcos y 107.260 toneladas en los mismos meses de 1940. También hasta este último mes de mayo se han entregado completamente terminados 23 buques, con un total de 184.350 toneladas, en comparación de 15 buques y 115.308 toneladas que se entregaron en los mismos meses en el año de 1940.

De todo el trabajo que en la actualidad se tiene entre manos, pertenecen a pedidos de la Comisión Marítima, 582 barcos con un total de 4.519.168 toneladas, y los restantes 384, con un tonelaje total de 3.009.600 toneladas, están clasificados como construcciones de urgencia. La construcción regular consta de 30 buques mixtos de carga y pasaje con un total de 271.794 toneladas; 145 buques de carga con un total de 984.785 toneladas, y 23 petroleros con 252.989 toneladas. El programa de urgencia consiste en 312 buques de carga con máquinas alternativas y con un tonelaje total de 2.246.400 toneladas, y de 72 petroleros con un tonelaje de 763.200 toneladas.

Marina del Vaticano.

Según leemos en el "Shipbuilding" de 26 de junio de 1941, se propone una Marina Mercante para ser explotada por la Ciudad Vaticana, que naturalmente enarbolaría el pabellón papal.

Esta Marina estaría compuesta de unos cinco buques y tendría su puerto matriz en Civitavecchia. La revista inglesa publica esta noticia, resaltando que Italia desea que sus puertos sean utilizados por Marinas de otros países que no tienen costas, tal como Hungría y Suiza.

Nuevas e importantes construcciones para la C. A. M. P. S. A.

La Compañía Arrendataria del Monopolio de Petróleos, S. A., ha comunicado a la Sociedad Española de Construcción Naval, a la Unión Naval de Levante y a la Compañía Euskalduna, su decisión de ordenar en firme la construcción de un petrolero de 10.900 toneladas a cada una de las citadas entidades.

Estos tres petroleros serán gemelos de los que en la actualidad construyen los Astilleros más arriba indicados para la C. A. M. P. S. A. y sus quillas se irán poniendo a medida que se vayan efectuando los lanzamientos respectivos de los buques actualmente en construcción.

Empleo de gasógenos en embarcaciones de motor.

Leemos en la Revista "Le Yacht", de agosto de 1941, que desde septiembre de 1940, el Gobierno francés, impulsado por la falta de carburantes líquidos, ha dictado disposiciones para la montura de gasógenos, no sólo en los vehículos, sino también en las embarcaciones provistas de motores de explosión; y a este efecto, Mr. Vertex se propone en el citado periódico publicar una serie de artículos.

También nos enteramos en la Revista, de que el Gobierno francés ha mandado suspender la venta y construcción de todos los gasógenos dispuestos para quemar madera o carbón de madera, permitiendo únicamente la venta de los preparados para quemar carbón mineral, principalmente antracita.

Las crecientes y necesarias restricciones de la gasolina obligará a nuestra flota pesquera a restringir también su trabajo en la mar, y aun en algunos casos al amarre de embarcaciones. Llamamos desde aquí la atención de los elementos interesados sobre la posible adopción en gran escala de los gasógenos en las embarcaciones a motor y destinadas a la pesca de bajura. El funcionamiento del gasógeno en este caso, por lo que se refiere a seguridad, potencia y radio de acción, es más satisfactorio que en el caso de vehículos terrestres.

Otro petrolero para la C. E. P. S. A.

La Compañía Española de Petróleos, S. A., ha dado la orden de ejecución a la Sociedad Española de Construcción Naval de un petrolero de 10.900 toneladas de peso muerto, que será construído en los Astilleros que la citada Sociedad posee en Matagorda (Cádiz).

Las características generales de este nuevo petrolero serán similares a las de los buques que en la actualidad se están construyendo para la C. A. M. P. S. A. y para la misma C. E. P. S. A. por la Compañía Euskalduna y la Unión Naval de Levante.

Botadura del petrolero "José Calvo Sotelo".

El día 22 del pasado mes de septiembre, ha tenido lugar, con toda solemnidad, la operación de la botadura del petrolero "José Calvo Sotelo", que con destino a la flota de la Compañía Arrendataria del Monopolio de Petróleos, S. A., construye la Compañía Euskalduna, en sus Astilleros de Bilbao.

Fué amadrinado por la señorita María de la Concepción Calvo Sotelo, hija del inolvidable protomártir de nuestro Movimiento Nacional.

La ceremonia de la botadura fué realzada por la presencia, en representación del Gobierno, de los Ministros de Hacienda y Obras Públicas, así como de otras varias personalidades, entre las cuales se encontraba el Director General de Comunicaciones Marítimas Excmo. Señor Don Jesús Rotaeche. También se encontraba presente el Consejo de Administración de la C. A. M. P. S. A., casi en pleno, e infinidad de invitados, todos ellos personas de relevante posición en el mundo naval e industrial.

Este buque es el mayor de los construídos en la Compañía Euskalduna, por lo que, dadas sus grandes dimensiones, la operación de la botadura estaba erizada de dificultades, que han sido vencidas brillantemente por el personal de la citada entidad.

La botadura se efectuó, como decimos, sin el menor incidente, arrancando el buque dulcemente, sin necesidad de emplear los potentes gatos hidráulicos que estaban dispuestos para caso de urgencia. Como ya saben nuestros lectores, una de las principales dificultades que se han tenido que vencer para efectuar la botadura de este buque, ha sido la de suministro del sebo, materia, que gracias a las continuas gestiones de la Compañía Euskalduna y a la intervención de la C. A. M. P. S. A., ha sido posible adquirir.

La pendiente de la grada era de un 4,7 por 100, y el peso del buque al ser botado era alrededor de 4.400 toneladas.

Dada la angostura de la ría de Bilbao, para botaduras de buques de tal porte, hubieron de ser dispuestos rastras y rollos de cadenas, principalmente a la banda media de retenida, que se indican a continuación de los datos técnicos más importantes.

El buque de sufrió el menor choque contra la orilla opuesta de la ría, ni tuvo la más ligera alteración en su marcha.

Al caer el buque en el agua produjo una gran ola que inundó las márgenes de la ría.

El buque ha sido botado en un gran estado de adelanto, con el timón, bocinas, ejes de cola y hélice montados, no teniendo, por lo tanto, que entrar en dique más que para las carenas ordinarias.

Después de la feliz botadura, el buque ha sido amarrado a los muelles de armamento de la Compañía Euskalduna, para proseguir con toda intensidad la terminación de los detalles que quedan del casco y la montura de su maquinaria principal y auxiliar.

La Compañía Euskalduna obsequió a sus numerosos invitados con un expléndido almuerzo.

Felicitamos efusivamente a todo el personal de la Compañía Eskalduna por el éxito obtenido en esta difícil operación.

CARACTERISTICAS TECNICAS DEL BUQUE

Eslora entre perpendiculares	140,20 metros.
Manga de la cuaderna maestra	18,90 —
Puntal de la cuaderna maestra	10,436 —
Calado (marca de verano)	8,28 —
Peso muerto total	16.235 toneladas.
Desplazamiento a este calado	10.925 —
Velocidad en estas condiciones	12,75 nudos.

DATOS TECNICOS DE LA BOTADURA

Fecha	22-9-41.
Eslora total	148,527 metros.
Altura y hora de la pleamar: 14 pies 7" y 17 horas 5 m., hora oficial.	
Inclinación de la quilla	4,75 %
Idem íd. de la imada	4,70 %
Número de correderas	2.
Longitud de la imada	180,00 metros.
Idem de la anguila	124,00 —
Anchura de ambas	0,915 —
Superficie de frotamiento	226,92 m.²
Distancia entre ejes de imadas	5,80 metros.
Peso del buque en el momento del lanzamiento	4.320 toneladas.
Peso de la cuna, comprendidas la anguila, llantas, cuñas, tacos, etcétera, etc.	62 —
Presión sobre las imadas	1,93 kgs/cm.²
Peso total sobre el sebo	4.382 toneladas.
Presión sobre el extremo de proa de la anguila en el momento de giro del buque	1.000 —
Componente del peso paralelo a la imada P sen α	204 —
Componente normal P cos α	4.378 —
Coeficiente de fricción estática	0,040 —
Reacción longitudinal de la imada en el arranque	= P sen α — Pf cos α 29 ton.
Duración total del lanzamiento desde el momento de quedar libres las llaves de retención	= 55 ½ segundos.
Velocidad máxima en el momento de tener en el agua 72 metros de eslora	= 4,95 m. por seg.
Calado medio previsto con 4.320 toneladas	= 2,80 metros.
Calado medio medido a flote	= 2,81 —

Las retenidas estaban constituídas por dos trenes progresivos de anclas (uno para babor y otro para estribor), semienterradas con cadena entrelazada sobre las mismas y senos de seis y ocho metros entre anclas, con un peso de 51 toneladas cada tren. Estos trenes de anclas iban engrilletados a fuertes cables de acero arraigados en las amuras de babor y estribor. La longitud de estos cables debía permitir al buque navegar libremente 6,50 metros desde el momento de quedar a flote; al entrar en acción detuvieron al buque en 20 metros de su carrera, quedando desde el codaste al muelle de la orilla opuesta una distancia de 23 metros en dirección del eje del buque y 10 metros en dirección perpendicular al muelle.

Además, había un dispositivo para revirar el buque, dejándole en dirección de la ría en el momento en que alcanzaban su máxima tensión los cables de las retenidas. Tal dispositivo constaba de una codera firme por un extremo a la popa del buque, y cuyo extremo a tierra llevaba un guardacabo que, a medida que avanzaba el barco, se deslizaba por un cable guía a lo largo del muelle de la margen izquierda. Este deslizamiento exigía que al llegar el buque a la posición citada, el guardacabo estuviera en el final de su recorrido, y de ello se encargó una maquinilla instalada en este punto y que tirando del guardacabo mantenía constantemente la codera en posición adecuada. Esta codera se componía de una estacha de abacá de 102 mm. de diámetro y un cable de acero de 65 mm., y su longitud de 68 metros fué la precisa para actuar en el momento

señalado antes, y que coresponde a un recorrido del buque de seis metros a partir de la entrada en acción del tren de retenida.

El sebo empleado consistió en una capa de siete milímetros de espesor en toda la imada y otra de dos milímetros en la anguila, de sebo duro con gran proporción de estearina, que se aplicó en caliente con brochas y en varias pasadas, y una capa de sebo blando igual en anguila e imada, que hacía de lubricante o jaboncillo y que estaba aglutinado con diversos aceites minerales. Se efectuaron con estos sebos varias experiencias antes de la botadura, para observar su comportamiento y medir la resistencia a compresión del primero y el coeficiente de fricción del segundo, con resultados plenamente satisfactorios. No hubo necesidad de poner en función los gatos hidráulicos.

Revista de Revistas

LIBROS RECIBIDOS

Instalaciones de maquinaria de buques de gran potencia, por Sir Stephen J. Pigott D. Sc. Comunicación presentada a la Asociación de Constructores de cascos y máquinas del litoral Nordeste de Inglaterra.

Comienza esta interesante comunicación recordando las principales instalaciones de maquinaria en grandes buques a base de máquinas alternativas de vapor, dando las características principales de máquinas y calderas de los buques "Campania", "Ducania", "Kaiser Guillermo El Grande", "Deutschland" y "Kaiser Guillermo II".

Trata después del advenimiento de la turbina de vapor, haciendo mención al primer buque equipado con este aparato, que fué "El Turbinia". Describe a continuación las deliberaciones del Comité nombrado por la Cunard White Star Limited, a fin de decidirse por la adopción de turbinas de vapor, en lugar de máquinas alternativas en los casos del "Lusitania" y "Mauretania", exponiendo las conclusiones en forma de ventajas y desventajas, que en aquel entonces se apreciaban en la turbina de vapor para potencias de 70.000 H. P., como la de los barcos antes dichos. Las ventajas que se apreciaron fueron:

1.ª Ahorro de peso.

2.ª Ausencia práctica de vibraciones.

3.ª Reducción del personal en máquinas.

4.ª Reducción de los espacios dedicados a la maquinaria.

5.ª Toda la maquinaria, excepto las tuberías a los condensadores, se encontraban bajo el agua, lo que hacía al buque más apto para los deseos del Almirantazgo como crucero auxiliar.

6.ª Reducción en el coste de fabricación.

7.ª Reducción en los diámetros de los ejes propulsores.

Si se hubieran instalado máquinas alternativas, los diámetros de los ejes hubieran sido hasta entonces los más grandes forjados en el mundo.

Por contra, las desventajas que se apreciaron, fueron las siguientes:

1.ª La poca experiencia que entonces se tenía con turbinas.

2.ª El gran peso de las partes forjadas, para lo cual había entonces pocos elementos. Las piezas más pesadas tenían unas 100 toneladas.

3.ª La necesidad de prever medios especiales para levantar las turbinas y de quitar las cubiertas para la reparación de las mismas.

4.ª Necesidad de usar cuatro ejes con cuatro hélices, disposición de la que entonces no se tenía apenas experiencia, y de la que solamente se podía juzgar por los ensayos del tanque.

Pero, a pesar de todo, el Comité preconizó el uso de turbinas.

Trata luego de la combinación de máquinas alternativas con turbinas de vapor y describe las instalaciones del "Olimpic" y "Titanic".

Trata después del desarrollo de la turbina en los buques de guerra y hace mención al "Dreadnought" y de algunos otros barcos ingleses aún en servicio, con turbinas directamente acopladas. Explica a continuación el advenimiento de la turbina engranada y la adopción de este sistema en los grandes buques acorazados como el "Hood".

Trata también del desarrollo de las calderas de vapor, hasta llegar a las modernas calderas de 400 libras de presión y 725° F., de recalentamiento.

Hecho el resumen histórico que antecede empieza el amplio comentario sobre las instalaciones en el "Queen Mary" y "Queen Elisabeth", comenzando por enumerar las soluciones que fueron consideradas por la Comisión encargada de su estudio, y que fueron las siguientes:

1.ª Turbinas engranadas con reducción sencilla y calderas cilíndricas.

2.ª Turbinas engranadas con reducción sencilla y calderas de tubos de agua de alta presión.

3.ª Propulsión turbo-eléctrica con calderas cilíndricas.

4.ª Propulsión turbo-eléctrica con calderas de tubos de agua.

5.ª Propulsión Diesel-eléctrica.

La solución adoptada fué la segunda.

La adopción de calderas de tubo de agua lleva consigo el problema del aprovisionamiento de agua de alimentación, para lo cual hubo que disponer un sistema evaporador-destilador con una capacidad de 300 toneladas cada veinticuatro horas.

Otro problema de capital importancia que hubo que resolver en estos barcos al adoptar las turbinas engranadas, fué el que presentaban las posibles vibraciones de torsión del sistema propulsor, dada la longitud de los ejes y la periodicidad del par resistente, al pasar cada una de las cuatro palas de las hélices junto al casco. Se llevaron a cabo laboriosos cálculos de velocidades críticas y se adoptó por fin el sistema de piñones armados en vez del de piñón enterizo que generalmente se usa en esta clase de engranajes.

Las velocidades así calculadas resultaron bastante alejadas de la de régimen de las turbinas. Estas velocidades críticas se comprobaron después en la práctica por medio de torsiógrafos Geiger, confirmándose todos los resultados obtenidos por el cálculo.

Otro problema que hubo que resolver, fué el de las paletas de acción de las turbinas (según nuestras noticias a la vuelta del viaje de pruebas, hubo de ser renovada más de una corona) y también la de las paredes de las toberas. En estas últimas se sustituyó el tipo de pared de acero Staybrite fundido en la pieza, por el sistema armado con soporte forjado, de acero verdaderamente inoxidable, maquinado, partiendo del solido y asegurado a los soportes por medio de soldadura. Los grupos de toberas se colocaron de tal modo, que existiera entre la última de un grupo y la primera de su adyacente, una distancia igual a paso y medio de las toberas, a fin de que si en la corona de paletas próxima a la tobera, vibraban aquéllas con un período propio de vibración, en fase con el tiempo necesario para pasar de una tobera a otra, produciendo la vibración crítica, al encontrarse con el grupo adyacente, se produjera la resonancia, pero en sentido amortiguador, disminuyendo así la amplitud y por lo tanto la fatiga debida a la vibración. Esta disposición ha sido llamada "anti-fase".

Se aumentó considerablemente la sección de las paletas de la primera corona, haciendo a éstas de forma cónica, desde el calzo hasta la banda superior; igualmente se ha reforzado la segunda corona de paletas.

Las paletas del distribuidor se han colocado también en forma anti-fase, por las razones expuestas más arriba. Por último, se ha suprimido la lazada de alambre que se solía colocar en los extremos de las paletas en algunas construcciones.

En el "Queen Mary" se disponen 24 calderas "Yarrow" para propulsión y tres calderas cilíndricas para los servicios de Hotel, mientras que en el "Queen Elisabeth" se dispone de 12 calderas para todos los servicios.

Describe después el artículo, la disposición de maquinaria del "Bremen" y la del "Europa", y, por último, la del "Normandie", de propulsión turbo-eléctrica. Este sistema propulsivo no ha sido adoptado en Inglaterra por las razones que explica y que principalmente se reducen a la tradición, al menor coste y a los buenos resultados obtenidos con la propulsión de turbinas engranadas, sobre todo después de introducir en la máquina de cortar engranajes el mecanismo de alimentación especial llamado "CREEP". Afirma, por último, que no se han hecho instalaciones Diesel que puedan considerarse como de gran potencia.

■

El salvamento del "Vaucluse" y "Melpómene" en el puerto del Orient, por H. Dutilleur. (LE GÉNIE CIVIL, de 9 de agosto de 1941.)

El transporte "Vaucluse", de 1.600 toneladas, y la antigua fragata "Melpómene", de 2.000 toneladas, fueron hundidos en el puerto del Lorient. El "Vaucluse" tenía una eslora entre perpendiculares de 63,7 metros, una manga de 10,2 metros y un calado de 4,90 metros y estaba enteramente construído en madera, con excepción del armazón de la cubierta superior y de los refuerzos de las cuadernas, que son de acero.

El "Melpómene" tenía una eslora de 94,5 metros, una manga de 14 y un calado de 6 metros. Su construcción es la misma que la del anterior buque. Ambos estaban hundidos a una profundidad de 11 metros. Al principio se pensó en los métodos corrientes de soplado, pero hubo de desistirse de esta idea por la dificultad casi insuperable de hacer estanca la cubierta y se pensó en levantar ambos buques por medio de cadenas unidas a dos viejos buques convertidos en pontones, llamados "La Martinière" y "Psyche", que desplazan, respectivamente, 3.033 y 2.675 toneladas y tenían unos calados de 2,78 y 2,81 metros.

En bajamar fueron lanzadas las cadenas, y conforme iba subiendo la marea, se ejercía un esfuerzo de suspensión sobre el buque hundido, que lo elevaba en la pleamar a una altura sobre el fondo un poco inferior a la diferencia de alturas de la pleamar a la bajamar. Entonces el buque era corrido más cerca de la costa donde descansaba hasta la bajamar siguiente. Repitiendo esta operación varias veces, se llegó a obtener en ambos casos una altura del buque que permitía descubrir su cubierta y ser así achicado por medio de bombas.

En el artículo se insertan dibujos de la colocación de las cadenas, que fueron dispuestas de tal modo que en una misma sección de los flotadores y el buque siniestrado, existieran siempre dos cadenas, una por cada banda de ambos flotadores, a fin de que éstos no sufrieran una importante escora al ejercer su tracción.

Se describen a continuación los métodos de amarre de las cadenas sobre los pontones y los refuerzos necesarios en los mismos para aguantar la tracción de los chicotes, tanto en las bitas de amarre como sobre las mismas cubiertas resistentes.

Para pasar las cadenas, se practicaron, por debajo de la falsa quilla de cada uno de los barcos siniestrados, una serie de túneles transversales con ayuda de aire comprimido y por medio de los buzos. Por estos

túneles se pasaron sendas guías o pasaleses amarrados al chicote de la cadena correspondiente.

Durante el salvamento de los buques se produjeron bastantes roturas de cadenas; cinco en las operaciones del "Vaucluse" y cuatro en el del "Melpómene". Por esta razón a cada cadena acompañaba siempre su correspondiente pasales, para renovarla.

Las roturas parecieron debidas a esfuerzos locales anormales, sin que el total de la cadena pasase del límite elástico; la mayor parte de las fracturas ponían en evidencia un grano extremadamente grueso, característico de una ruptura por fragilidad. Debe señalarse que las cadenas utilizadas eran de eslabones ordinarios y que no hubo tiempo de recocerlas.

Se describe por último algunas dificultades encontradas por este procedimiento de salvamento, como son la tensión transversal de ambos pontones al ser cargados con los buques siniestrados, la escora inevitable que tenían que tomar estos flotadores y otros detalles de menor interés.

■

Pérdidas en el empaletado de las turbinas de vapor, por K. Röder. (ZEITSCHRIFT DES VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE, del 14 de junio de 1941.)

Se refiere este artículo a las experiencias hechas por el Comité de Experimentación sobre toberas de vapor, de la Comisión que en Inglaterra se ha nombrado para este efecto. Inserta un pequeño gráfico que da los valores de los rendimientos del empaletado a distintas velocidades del vapor, y en los casos de una sección sencilla y de sección real de paletas de turbina. Llama también la atención sobre el hecho de la pérdida de rendimiento, que lleva consigo la prolongación en forma recta de las paletas móviles y de los distribuidores, que en algunos tipos de turbinas se disponen. Afirma después que el ángulo verdadero de salida del vapor de una paleta móvil o de un distribuidor, no es el ángulo geométrico de su perfil, sino que difiere de éste en una cantidad que depende de la velocidad del vapor en los canales y de la forma del perfil. Por esta razón, en algunas ocasiones el vapor incide en la cara inactiva del perfil de la corona siguiente, con la consiguiente pérdida de rendimiento.

Afirma, por último, que esta diferencia entre el ángulo verdadero y el geométrico no se mejora por la adopción de prolongación recta de los perfiles de las paletas.

■

Astilleros americanos para buques ingleses. (SHIPBUILDING AND SHIPPING RECORD, de 26 de junio de 1941.)

Se describe en este artículo la disposición general y detalles de los Astilleros que se están construyendo en Richmond (California), para construir buques ingleses. Ilustran este trabajo unas interesantes fotografías aéreas y da detalles de construcción del taller de maquinaria y de las oficinas principales.

■

Fresadora para fabricación en serie, por A. Pfifer. (MASCHINENBAU, de junio de 1941.)

Se describe y enseña en fotografías, en este interesante artículo, algunos casos de aplicación del fresado en serie, de piezas no muy grandes. La principal disposición que se enseña y preconiza es el de fresado vertical sobre el plato giratorio, llamado por los alemanes en "carrussell". Se describen también trabajos de fresado con doble porta-herramientas, con triple fresa y aún con cuádruple fresa.

Por último, se dan los casos de posibilidad de aplicación de estos métodos, para las piezas más comunes de la fabricación en serie.

■

El empleo de la soldadura eléctrica en la construcción naval mercante y en el Plan Cuatrienal, por Paul Claassen. (JAHRBUCH DER SCHIFF-BAUTECHISCHEN GESELLSCHAFT, 1939.)

Empieza esta interesantísima comunicación comparando formas sencillas de uniones de chapas ejecutadas con soldadura y con remachado. Continúa comparando ambas construcciones en varengas y dobles fondos, insertando como ilustración gran número de grabados y fotografías. Prosigue con la comparación de ambos procedimientos en las cubiertas de doble fondo y pantoques, terminando la estructura general del buque con dos desarrollos de forro, uno remachado y otro soldado.

Inserta a continuación grabados relativos a codastes, henchimientos y cuadernas, tanto remachados como soldados, demostrando sus diferencias y las ventajas que se obtienen con la soldadura sustituyendo al empleo del remachado. Trata después de la construcción de polines de máquinas, también en ambos sistemas remachado y soldado, presentando interesantes fotografías de polines de este último sistema.

A continuación estudia la construcción de mamparos, haciendo igual comparación que en los elementos anteriores.

Por último, da ejemplos de construcción de cubiertas y superestructuras soldadas, enseñando gran número de fotografías; también de accesorios del armamento construídos igualmente por soldadura, como son pescantes para botes, etc.

En la discusión que sigue de la citada comunicación, resaltan las observaciones hechas por el Sr. Kereyeng, relativas a la corrosión de la soldadura, procedente de distintas clases de electrodos.

Piezas forjadas para turbinas de vapor, por el Dr. Ing. O. Leihener. (JAHRBUCH DER SCHIFF-BAUTECHISCHEN GESELLSCHAFT, 1939.)

Trata este artículo de los métodos de forja de las piezas principales de las turbinas de vapor, métodos y perfeccionamientos técnicos impuestos por las condiciones cada vez más elevadas del vapor que se emplea en las modernas turbinas. Da este artículo idea de distintos métodos de forja para rotores, e inserta como parte más interesante un cuadro de características de los distintos aceros empleados en las modernas turbinas.

■

Pruebas de materiales de construcción naval por el Lloyd Germánico, por el Dr. Ing. A. Raufft. (JAHRBUCH DER SCHIFF-BAUTECHISCHEN GESELLSCHAFT, 1939.)

Describe esta comunicación, sucesivamente, las pruebas de: remaches con impresiones Baumann de azufre (normas que modernamente ya exigen casi todas las Sociedades de clasificación); los codastes; las anclas y las cadenas; presentando interesantes fotografías de los probaderos y métodos a seguir.

■

Las primeras instalaciones de maquinaria con calderas Velox en barcos mercantes y algunos datos del funcionamiento de las mismas, por el Ing. diplomado Bruno Mustelín. (JAHRBUCH DER SCHIFF-BAUTECHISCHEN GESELLSCHAFT, 1939.)

Empieza describiendo, esta interesante comunicación, el funcionamiento de la caldera Velox, que, como es sabido, consiste en producir la combustión del petróleo en cámara cerrada bajo presión, con lo cual se consigue una mayor potencia másica y un rendimiento muy elevado. El vapor que se produce se lleva a un separador de agua y vapor, adonde llega el agua de alimentación, y que está servido por circulación forzada con los elementos evaporadores. De este calderín, pasa el vapor a los elementos recalentadores y de éstos a las máquinas principales y auxiliares. Los gases de combustión bajo presión, se llevan a una turbina de gas, montada sobre el mismo eje de un soplador de turbina que es la que suministra el aire carburante a la caldera. Sobre el mismo eje se encuentra una turbina auxiliar, de vapor, para casos de urgencia. También existe un grupo compuesto de una turbina y dos bombas montadas sobre el mismo eje, una de alimentación y otra de circulación forzada de la caldera.

En el artículo se describen con todo detalle todos los auxiliares y elementos principales de la caldera Velox, dando, por último, todos los datos de funcionamiento de una instalación montada en el vapor "Bore II", entre los cuales descuella un rendimiento total de 91,2 por 100. Inserta el artículo un esquema de la cámara de máquinas y otro del circuito principal de alimentación.

Comentarios sobre las instalaciones de alta presión con máquinas alternativas existentes a bordo de los buques, por Willy Salgue. (JAHRBUCH DER SCHIFF-CAULECHISCHEN GESELLSCHAFT, 1939.)

Empieza esta comunicación con la descripción de las calderas Schmidt-Harmann, cuyo principio fundamental es el siguiente:

Se disponen dos circuitos térmicos: el primero, compuesto por agua destilada, que se evapora en una caldera de dos colectores con amplios elementos recalentadores a una presión de 88 a 100 atmósferas y a una elevadísima temperatura. El vapor así obtenido pasa a través de unos serpentines que están colocados dentro de otro colector y calienta el agua de alimentación, produciendo vapor a unos 50 kg/cm² y unos 385° C. de temperatura. El vapor condensado de estos serpentines vuelve otra vez al colector superior del circuito primario, evaporándose nuevamente, con lo cual no hay gasto de flúido. El circuito secundario está formado por agua de alimentación, que entra en el colector ya descrito y que se evapora, yendo directamente a otros recalentadores o a las máquinas principales.

Se dan detalles completos de los quemadores de petróleo con aire a presión directamente aplicado, suministrado por unos ventiladores eléctricos a una presión de 500 mm. de agua.

A continuación se insertan algunos datos de funcionamiento, de los cuales entresacamos el rendimiento total de 82,41 por 100. Se describe después la máquina Salgue, de alta presión, una modificación de la máquina Lentz tipo "LES" de cuádruple expansión con recalentador de vapor entre el primero y segundo cilindro de MP. Para ello, se utiliza vapor vivo de la caldera, y la exhaustación se emplea en las máquinas auxiliares. Se insertan diagramas de funcionamiento y detalles de las válvulas. Y, por último, se dan los resultados globales de la instalación de maquinaria del buque, de la cual entresacamos un consumo garantizado de 0,328 kg/HPI/hora para la máquina principal, o bien un consumo de 0,402 kg/HPI/hora para toda la instalación.

■

Determinación magnética del contenido de carbono de un acero. (MASCHINENBAU, de junio de 1941.)

Se hace referencia en este pequeño artículo de un método muy usado en América, e importado según parece en Alemania, de determinación de la cantidad por ciento de carbono de los aceros por medios electromagnéticos. Para esto se usa un aparato que consiste en un pequeño transformador, en cuyo interior se coloca un lingotillo del acero que se quiere examinar. Las indicaciones de los aparatos de medida, índice de la permeabilidad magnética del acero en cuestión, dependen de su contenido en carbono. Se insertan dos gráficos de correspondencia entre permeabilidad magnética (lectura de aparatos de medida) y contenido de carbono en el caso de aceros dulces y de aceros duros.

Este procedimiento tiene su principal empleo, por su rapidez, en los hornos de acero.

■

Métodos de inspección de la formación del vapor en las calderas. (ZEITSCHRIFF DES VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE, del 21 de junio de 1941.)

Enseña este interesante artículo una experiencia llevada a cabo en una caldera de alta presión, enseñando por medio de fotografías la formación del vapor en el colector superior de la misma.

Describe a continuación el mecanismo de iluminación y termina el artículo con una interesante fotografía, en donde puede verse la formación del vapor, el movimiento de circulación, la salida del vapor a los recalentadores y los remolinos de llegada de agua de alimentación.

■

El sincronizado de las máquinas marinas, por el doctor Ingeniero Walter Benz. (JAHRBUCH DER SCHIFFBAUTECTNISCHEN GESELLCHAFT, 1940.)

Como es sabido, las vibraciones que se presentan en los buques de motor con dos o más ejes propulsores son debidas, en bastante número de casos, a la falta de sincronismo entre la velocidad de giro de las máquinas propulsoras. También ocurre que las vibraciones producidas por las palas de una hélice, al pasar enfrente del casco, pueden estar en fase con las que produzcan los propulsores gemelos, de tal modo que, sumándose los efectos, dé origen a una vibración combinada muy molesta y algunas veces peligrosa. Se ha comprobado que, en muchos casos, las vibraciones han disminuído con el sincronizado de los motores principales.

Esta sincronización puede realizarse por cuatro distintos procedimientos:

1.° Disponiendo los motores principales de tal modo, que los ejes propulsores estén unidos por medio de un mecanismo diferencial semejante al de los automóviles, de tal manera, que cuando un motor tienda a adelantarse sobre el otro encuentre aquél menos par resistente y automáticamente se acelere.

2.° Montando en lugar de los volantes, o sobre los mismos, dos motores síncronos acoplados en cantidad, de tal modo que cuando un motor tienda a girar más de prisa que su gemelo, el par resistente aumente en su cigüeñal, y, por tanto, tienda a bajar la velocidad. Esta disposición ha sido adoptada en la motonave "Robert Ley".

3.° Disponiendo entre ambos ejes propulsores un mecanismo diferencial auxiliar que actúe sobre el control de uno de los motores, de tal manera que cuando éste tienda a adelantarse sobre su gemelo accione el mecanismo de mando, disminuyendo el consumo de las bombas de combustible, con lo cual el motor se moderará.

4.° Empleando un mecanismo diferencial entre ambos ejes propulsores que actúe sobre una de las hélices, alterando su paso de tal modo, que al adelantarse una cualquiera de las dos máquinas, la hélice aumente o disminuya el par resistente, de una manera conveniente al sincronismo.

El primer sistema tiene el grave inconveniente de exigir un mecanismo diferencial extraordinariamente robusto, complicado y que necesita extremados cuidados.

El segundo sistema también tiene el inconveniente del aumento de precio y de las complicaciones de la instalación eléctrica, que forzosamente lleva consigo. También el cuarto sistema es muy complicado y solamente aplicable a barcos de pequeña potencia.

El tercer sistema es, pues, el más recomendable, y en el trabajo a que se hace referencia, se detallan los pormenores de varios tipos del mecanismo diferencial y de mando del combustible de los motores principales. También se detallan los accesorios necesarios a este mecanismo, como amortiguadores, etc. Por último, se dan resultados obtenidos en la práctica por observaciones hechas con vibrógrafos en el mismo buque, funcionando en régimen sincronizado y sin sincronizar.

Otra aplicación que puede tener este sistema de sincronización es el de disminuir las vibraciones producidas por los mismos motores, que no pueden estar equilibrados perfectamente a causa de su pequeño número de cilindros. Por ejemplo, cuando se trata de motores de dos cilindros y de dos o cuatro tiempos, el equilibrado es imposible dentro de una misma máquina; pero, en cambio, sincronizando ambos cigüeñales de tal manera que exista un calaje conveniente y determinado entre los cigüeñales de las dos máquinas, se puede llegar a un equilibrado tan perfecto como el de un motor de cuatro cilindros.

■

Examen de la teoría de las hélices provistas de toberas, por F. Horn. (JAHRBUCH DER SHIFFBAUTECTNISCHEN GESELLCHAFT, 1940.)

Trata este interesante trabajo del cálculo de las toberas Kort en hélices aisladas. Estima que el beneficio que se obtiene en la propulsión en el caso de remolque, se encuentra siempre comprendido entre el 20 y el 40 por 100 de la tracción.

Los principales fundamentos de la tobera Kort, son los siguientes:

En toda propulsión por hélice se crea una vena líquida de agua expulsada hacia atrás por el propulsor, que al pasar por la misma hélice, tiene naturalmente un diámetro igual a la de aquélla, pero que luego disminuye notablemente, merced a la contracción de la vena. Esta relación de contracción con el uso de toberas, puede llegar a ser la unidad y en algunos casos mayor que la unidad, con lo cual el rendimiento de empuje tiene que aumentar.

Según la teoría de Fresenius, en toda propulsión se produce siempre un empuje negativo por el volumen de agua que fluye a la hélice y que sale de ella sin guía. Con el uso de la tobera, estos empujes negativos se disminuyen y se reglamentan.

Se expresa a continuación en el citado artículo, toda la teoría de la tobera como consecuencia de la teoría

de la vena líquida, y tomándola como base se estudian todos los fenómenos de presiones y reacciones sobre la tobera.

Se explica luego la teoría simplificada, consistente en sustituir la tobera por un anillo único y también por un tubo.

La parte más interesante del trabajo y el que le da más valor práctico, es la comparación que a continuación se inserta, de los resultados del cálculo con los modelos y observaciones obtenidos en tres clases de toberas, en las cuales se han hecho todos los ensayos posibles de forma y de colocación relativa a la propulsión dentro de la misma tobera. Se inserta un número considerable de diagramas comparativos, en los cuales se puede apreciar la aproximación práctica de los cálculos expuestos. Desgraciadamente, sólo se refiere a hélices aisladas.

Este trabajo es el más completo que conocemos respecto a toberas tipo Kort, y lo estimamos de sumo interés teórico.

■

El empleo de cojinetes de rodillos en la bocina para ejes propulsores, por el Dr. Ing. Robert Mundt. (JAHRBUCH DER SCHIFFBAUTECTNISCHEN GESELLCHAFT, 1940.)

Desde hace algunos años se viene empleando el sistema de rodillos en los cojinetes de bocina, en lugar de las clásicas tejas con guayacanes, o bien del metal blanco engrasado según diversas patentes. Naturalmente, el empleo de esta clase de cojinetes, que desde el punto de vista de rendimiento mecánico tienen una ventaja innegable, presenta, en cambio, la dificultad de su rápida destrucción por la oxidación del agua del mar sobre los rodillos y campos de rodadura. Por esto se usa forzosamente una empaquetadura que impide que penetre el agua dentro de la bocina, en donde puede disponerse aceite lubricante, que defienda el material de los cojinetes. Varias han sido las disposiciones empleadas hasta el momento; en el artículo a que hacemos referencia se describen las más importantes, que pueden considerarse como tipo, tal como las siguientes:

Dos disposiciones usadas en pequeñas embarcaciones de la Hamburg America Linie.

La de la motonave "Vuppertal", a base de anillos rozantes, sujetos por muelles con empaquetadura por anillos como los carbones de una turbina.

La de la motonave "Patria", con doble juego de anillos radiales, soportados por muelles; y

La del "Osorno", con empaquetadura apretada radialmente.

Se insertan también esquemas de las disposiciones del aceite y de las bocinas.

■

SUMARIO DEL NÚMERO 18 DE LA REVISTA "SHIPBUILDING AND SHIPPING RECORD", DE 1 DE MAYO DE 1941.

Editoriales.
Revista de libros.
El aspecto naval de la guerra.
The Tagarene Shop (artículos humorísticos).
La reparación de embarcaciones de acero remachadas.
Las embarcaciones menores de la Marina.
Las nuevas fábricas de la Canadian Power Boat Company.
Embarcaciones pequeñas sobre el lago Tana.
Sección de noticias en general.
El mercado de fletes.
En el Parlamento.
Buques para los Grandes Lagos.
Noticias financieras.

SOCIEDAD ESPAÑOLA DE CONSTRUCCIONES

ELECTRO-MECANICAS

EL FERROL DEL CAUDILLO
FABRICACIONES ELECTRICAS NAVALES Y ARTILLERAS S.L.
APARTADO 986
FENYA
Instalaciones telefónicas completas para dirección de tiro y servicios generales en
BUQUES DE GUERRA Y MERCANTES
ARTILLERIA
AVIACION
MINAS
CUADROS DE DISTRIBUCION Y MANIOBRA para buques y centrales eléctricas
APARATOS Y ACCESORIOS para instalaciones de alumbrado y fuerza
Instalaciones para buques de guerra y mercantes:
TELEGRAFOS ELECTRICOS DE MAQUINAS, GOBIERNO Y MANIOBRA
INDICADORES DE REVOLUCIONES
INDICADORES DEL TIMON