

Ingeniería Naval

REVISTA TECNICA

ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE INGENIEROS NAVALES

FUNDADOR: AUREO FERNANDEZ AVILA, INGENIERO NAVAL

DIRECTOR: JUAN MANUEL TAMAYO ORELLANA, INGENIERO NAVAL

AÑO XVIII

MADRID, JUNIO DE 1950

NÚM. 180

Sumario

	Págs.
Corrientes alternativas polifásicas a bordo de los buques, por José María González-Llanos y Caruncho, Ingeniero Naval	250
Diversos aspectos de la organización de los astilleros, por Juan Fernández de Palencia, Ingeniero Naval	266
Sobre el estudio de las formas de buques, por F. H. Todd. Traducido por R. M. D. (Continuación)	271

INFORMACION LEGISLATIVA

Orden de 21 de abril de 1950, que fija nuevos precios de venta para el cemento Portland artificial	287
Orden de 21 de abril de 1950 por la que se fijan nuevos precios de venta para los productos sidero-metalúrgicos propiamente dichos	288
Considerable reducción de impuestos para las nuevas construcciones canadienses ...	289

INFORMACION PROFESIONAL

Los precios de la construcción naval en la postguerra	290
Mayor rendimiento de los barcos de carga con el empleo de aleaciones ligeras	290
¿Llegarán a construirse petroleros de cincuenta mil toneladas?	295
Una nueva resina sintética	295
II Congreso Nacional de Ingeniería	295
Revista de Revistas	296

INFORMACION GENERAL

Extranjero.—El reemplazo de los petroleros T-2	308
Coste del programa de reconstrucción de la flota alemana: 1.600 millones de deutschemarks	308
Proyecto de un nuevo trasatlántico para la Holland-America	309
En 1949 se construyeron 926 barcos, con un tonelaje de 3.131.805 toneladas	309
Las Marinas holandesa y francesa	309
Un gran petrolero para Portugal	309
Barcos ingleses para Colombia	309
Más buques para Argentina	309
Sobre la Marina mercante argentina	310
La flota mercante alemana	310
17 barcos para la Argentina se construyen en Inglaterra	310
Reunión anual de la A. T. M. A.	310
Nacional.—Botadura de un buque bacaladero	311
Pruebas de mar y entrega del vapor "Villagarcía"	311

Redacción y Administración: Escuela Especial de Ingenieros Navales—Ciudad Universitaria—. Apartado de Correos 457. — Teléfono 23 26 51

Suscripción: Un año para España, Portugal y países hispanoamericanos, 100 ptas. Demás países, 130 ptas.

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

CORRIENTES ALTERNATIVAS POLIFASICAS A BORDO DE LOS BUQUES

ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE INGENIEROS NAVALES
DIRECTOR JUAN MANUEL TARRILLANA INGENIERO NAVAL
MUN. 180 AÑO XVII

POR
JOSE MARIA GONZALEZ-LLANOS Y CARUNCHO

INGENIERO NAVAL

El empleo de este género de corrientes a bordo es normal, como se sabe, en las plantas propulsoras de tipo turboeléctrico, donde la energía se genera en alta tensión—de 2.300 a 3.500 voltios eficaces—para alimentar los motores eléctricos acoplados a los ejes, que en este caso suelen ser de tipo síncrono trifásico.

Pero aquí no nos vamos a referir a las instalaciones principales de propulsión, sino a las correspondientes a la alimentación de los aparatos auxiliares, tanto de máquinas como de cubierta, y a las de alumbrado y demás servicios a bordo de los buques.

Hasta hace poco la mayor parte de la energía eléctrica generada a bordo se contraía a los servicios de alumbrado y ventilación, y en determinados casos a los aparatos de cubierta: molinete, chigre, cabrestantes, etc., para cuyas últimas aplicaciones los motores de corriente continua presentan características más favorables que los de corriente alterna, o por lo menos que los de inducción, y por ello y por la circunstancia además de que para los servicios de alumbrado la tensión no debe ser exagerada, se conservó el uso de la corriente continua, a pesar de las desventajas que desde el punto de vista económico presenta comparada con la corriente alterna.

Hoy día, sin embargo, la adopción del accionamiento eléctrico en las auxiliares de máqui-

nas, tanto en las instalaciones Diesel como muy principalmente en las de vapor, es completamente general por las ventajas que este tipo de máquina motriz presenta en rendimiento, sencillez, menor coste de instalación, ligereza y facilidad de entretenimiento, y ya en estas condiciones el porcentaje de consumo eléctrico en dichas auxiliares es muy importante y justifica la tendencia a la adopción de las instalaciones de corrientes alternas trifásicas que hoy se registra, compensándose la desventaja que para el servicio de algunas auxiliares de cubierta presenta este tipo de corrientes, con lo utilizable que en la generalidad de los casos pueda resultar el sencillo, fuerte y sufrido motor de inducción asíncrono trifásico en jaula de ardilla, para el accionamiento de las demás auxiliares de máquinas y casco.

INSTALACIONES DE CORRIENTE CONTINUA. VENTAJAS E INCONVENIENTES.

A bordo de los buques, como es sabido, las instalaciones de este tipo suelen ser a tensión constante, de 110 a 220 voltios—más generalmente ahora este último voltaje—, aunque hay casos en que se usan las dos en un mismo barco, la alta para fuerza y la otra para alumbrado y servicios domésticos. Generalmente también son distribuciones de dos hilos, aunque a veces

son unifilares con retorno por tierra y otras, trifilares.

Los generadores empleados, bien con excitación shunt o, mejor, compound, se prestan perfectamente a la regulación de la tensión y al acoplo en paralelo.

Por otra parte, para algunas aplicaciones, como los chigres y molinetes, por ejemplo, los motores de corriente continua con característica serie o derivación, reúnen obvias ventajas por el enérgico par de arranque que poseen y porque se prestan económicamente a la variación de su velocidad, ya por su propia característica, en el caso de la excitación tipo serie, o por medio de reóstatos en los excitados en derivación.

Frente a estas ventajas, la instalación de corriente continua presenta los siguientes inconvenientes básicos:

a) Los generadores no se prestan fácilmente a la obtención de tensiones elevadas, por razones de conmutación.

b) Tampoco permiten fácilmente grandes velocidades por dificultades inherentes también a dicha conmutación (1).

c) Ni los generadores ni los grandes motores se prestan tampoco a la ventilación en circuito cerrado con refrigeración, a causa de la presencia del colector.

d) Estas circunstancias llevan consigo un mayor peso específico de las máquinas y una mayor cantidad de cobre en la distribución, con las desventajas consiguientes en el peso y precio de la instalación.

e) También resultan sensiblemente más costosos los generadores y motores por la presencia del órgano delicado que es el colector.

(1) Recordemos, en efecto, que una buena conmutación exige que la tensión de reactancia no sea exagerada, y que la expresión de su valor medio, igual al de la fuerza electromotriz de inversión de la bobina cortocircuitada, es:

$$E = \frac{8 \pi S^2 NI}{\mathfrak{R} \cdot m}$$

en donde:

S = número de conductores activos proporcional a igualdad de otras condiciones, a la tensión en bornes de la máquina.

N = número de r. p. s.

I = corriente de circulación.

\mathfrak{R} = reluctancia del circuito magnético del flujo de autoinducción aparente de la bobina en cortocircuito.

m = número de delgas.

f) Los riesgos de averías en él son relativamente probables y exigen, pues, respetos tan costosos como la provisión de un inducido completo con eje y colector.

g) Por último, dan lugar a riesgos de explosión en determinados servicios, a causa de las chispas susceptibles de originarse en los colectores.

INSTALACIÓN DE CORRIENTE ALTERNATIVA. VENTAJAS E INCONVENIENTES.

El voltaje eficaz generalmente adoptado a bordo en estas instalaciones—que son de frecuencia y tensión eficaz constantes—y permitido por las Sociedades de Clasificación es de 440 voltios, siendo la frecuencia en Europa de 50 períodos por segundo, mientras que en América es de 60 períodos. Este último valor presenta la ventaja de que la velocidad de rotación correspondiente de los motores es mayor que para 50 hertzios y por ello su adopción entre nosotros presentaría ventajas en el importante aspecto del peso específico aunque llevaría consigo, en cambio, el inconveniente de apartarse de la frecuencia de 50 períodos de todas las instalaciones terrestres; sin embargo, teniendo en cuenta que el equipo de los buques debe ser siempre de construcción muy especial, esta desventaja quizá no sea tan importante como a primera vista pudiera parecer (2).

Las ventajas principales del empleo de las corrientes trifásicas son:

1.º Los generadores se prestan bien a la obtención de tensiones altas.

2.º Son también adecuados para una enérgica circulación del aire en circuito cerrado provisto de refrigeración (3).

(2) Como es sabido, la velocidad de sincronismo es función de la frecuencia y del número de polos:

$$f = pN \quad \text{y} \quad N = \frac{f}{p}$$

f = frecuencia.

p = número de pares de polos.

N = número de r. p. s.

(3) Modernamente, y en especial en los EE. UU., para las máquinas de potencia considerable se emplea como medio refrigerante el hidrógeno en lugar del aire, pues permite, por su mayor calor específico, una mejor disipación del producido por las pérdidas de la máquina y por tanto un menor tamaño de ésta para la misma temperatura límite admitida.

3.º No ofrecen inconveniente a una elevada velocidad de giro.

4.º Todas estas propiedades suponen un reducido peso específico de los generadores.

5.º La tensión eficaz relativamente elevada a que se genera la energía lleva consigo un ahorro muy considerable en el cobre de la distribución y en el precio correspondiente.

Por otra parte, como es sabido, la distribución trifásica a tres hilos, aun para la misma tensión, supone un ahorro considerable de peso sobre la distribución monofásica, ya que el volumen del cobre viene (4) a ser sólo el 0,75 del correspondiente a ésta, para una misma tensión eficaz máxima entre hilos de línea, una misma potencia a transportar, un mismo factor de potencia de la instalación y la misma pérdida por efecto Joule en la línea. Si además se tiene en cuenta que los tres conductores de una distribución trifásica a bordo deben formar parte de un solo cable múltiple para evitar los efectos de inducción mutua entre la línea y las masas conductoras próximas, se comprende que el peso de la distribución con menos cobre, una sola envuelta de plomo y una sola armadura, tiene que resultar sensiblemente inferior que en el caso del circuito de corriente continua, el cual en cierto modo, y prescindiendo del factor de potencia, es equivalente a la distribución monofásica.

6.º La facilidad de transformación de la tensión de las corrientes alternativas permite obtener fácilmente la de 110 voltios o 220 voltios eficaces necesaria para el servicio de alumbrado o para pequeños motores y usos domésticos, mediante el empleo de los convenientes trans-

(4) Llamando l la longitud de cada hilo de línea y s su sección recta, tendremos para el volumen de cobre en una línea monofásica:

$$U_1 = 2ls = 2l^2 \rho \frac{1}{r} = 4l^2 \rho \frac{P}{P} = 4l^2 \rho \times \frac{P^2}{pv^2 \cos^2 \varphi}$$

y en una trifásica:

$$U_3 = 3ls = 3l^2 \rho \frac{1}{r} = 9l^2 \rho \frac{P}{P} = 3l^2 \rho \frac{P^2}{pv^2 \cos^2 \varphi}$$

es decir: $U_3 = 0,75 U_1$

ρ = resistibilidad.

p = pérdida por efecto Joule.

P = potencia transportada.

v = tensión eficaz.

formadores estáticos—generalmente con refrigeración por aire—en número suficiente para establecer de una manera económica las distribuciones en baja tensión, con los transformadores en el centro de gravedad de los sectores de consumo y cuidando siempre de enganchar los receptores de tal forma que las fases del secundario de cada uno resulten lo más equilibradas posible. El secundario puede ser en estrella con neutro accesible para economizar cobre en la instalación.

7.º Aun siendo importantes las circunstancias enumeradas, la principal razón de la favorable acogida que hoy tienen las distribuciones trifásicas a bordo de los buques radica en las grandes ventajas que los motores de inducción presentan desde el punto de vista de su sencillez, robusted y baratura, así como sus aparatos de arranque y regulación en su caso; además, estos motores se prestan muy fácilmente a ser estancos al agua y no ofrecen peligro de explosiones.

8.º La corriente alternativa se presta mejor que la corriente continua para la alimentación del moderno sistema de alumbrado a base de lámparas fluorescentes, cuyo empleo sin duda habrá de extenderse grandemente por la sensible economía que presenta.

Las distribuciones de corrientes trifásicas presentan en cambio, entre otros, los siguientes inconvenientes:

1.º La constancia de la tensión de los generadores exige la provisión de reguladores automáticos, contrariamente que en las máquinas de corriente continua en que esta constancia es función de su característica.

2.º La distribución de la carga entre varios generadores acoplados en paralelo no resulta tampoco automáticamente de la regulación de su campo, sino que es preciso efectuarla por medio del regulador de la máquina motriz.

3.º La maniobra del acoplo en paralelo de los alternadores es más compleja y difícil que en el caso de las dinamos de corriente continua, siendo también menor la estabilidad de funcionamiento que en aquel caso.

4.º La excitación del campo inductor de los alternadores requiere el suministro de corriente continua independiente, la cual se provee en general por medio de una dinamo excitatriz movida por la misma máquina.

5.º El cuadro de maniobra y distribución

resulta más complicado que en el caso de corriente continua, ya que necesita mayor cantidad de instrumentos como son—aparte de voltímetros y amperímetros con sus transformadores de tensión e intensidad—vatímetros múltiples, fasímetros, frecuencímetros y sincronoscopios de lámparas para el acoplamiento en paralelo. A pesar de ello, y debido a la mayor tensión de la distribución, este cuadro suele resultar más pequeño y ligero que el equivalente de corriente continua.

6.º Las características de algunos tipos de motores con un $\cos \varphi$ muy bajo en el arranque, suponen perturbaciones importantes en la distribución, máxima teniendo en cuenta que en las instalaciones de buques la importancia relativa de los motores grandes respecto a la potencia de los generadores suele ser mucho mayor que en las instalaciones terrestres; en este sentido es preciso tomar, pues, las debidas precauciones en las maniobras de los motores, así como en la fijación de la potencia máxima unitaria.

7.º Tanto el debido rendimiento como muy especialmente el mantenimiento del $\cos \varphi$ de los motores por encima de un límite mínimo, exigen que las condiciones de funcionamiento normales sean las de plena carga, lo que lleva consigo el tener que elegir cuidadosamente el motor necesario para cada aplicación.

8.º Las características de los motores de inducción, que son máquinas de velocidad constante, no permiten la regulación de ésta con la misma economía que en corriente continua.

9.º El par de arranque de estos motores es también inferior al de los de corriente continua, y lo mismo ocurre con el par máximo de funcionamiento estable.

10. Factor de potencia de los motores asíncronos en el arranque es bajo, lo que lleva consigo la absorción de una corriente de intensidad muy considerable, y ello impide el uso de las protecciones fusibles, o por lo menos lo complica.

11. Debido al mayor valor de la tensión de distribución y a la forma de la corriente, son mayores también los riesgos de accidentes por efectos fisiológicos de dicha corriente.

12. En general, el manejo de una distribución trifásica es más complejo que el de una de corriente continua y exige personal más experto.

CARACTERÍSTICAS DE UNA INSTALACIÓN MARINA TRIFÁSICA.

Generadores.—Los alternadores de tipo síncrono suelen ser de inductor móvil con polos salientes y llevan montada en tándem su correspondiente excitatriz. Suelen, para potencias grandes del orden de 300 KVA. para arriba, ser máquinas cerradas, con ventilación forzada en circuito cerrado y refrigeración por agua.

Las máquinas motrices son del mismo tipo que en las instalaciones de corriente continua y cuando se trata de máquinas alternativas (de vapor o Diesel), el par motor debe regularizarse con más cuidado para evitar las oscilaciones pendulares susceptibles de aparecer en los generadores y que pudieran perturbar su funcionamiento en paralelo.

Cuadros. Aparellaje.—Los cuadros de distribución y maniobra dispuestos para el acoplamiento de los generadores y para el servicio de acometida y protección a los diferentes circuitos de utilización suelen ser del tipo de frente metálico despejado, con los interruptores y disyuntores situados en su parte posterior, y únicamente accesibles desde la anterior, los mandos respectivos.

En los paneles correspondientes a los generadores y aparte de los interruptores principales de conexión van dispuestos los instrumentos de medida necesarios provistos de los correspondientes transformadores; voltímetros, amperímetros, vatímetros y además frecuencímetro y sincronoscopio para la maniobra de la puesta en paralelo. Asimismo un mando a distancia de la válvula o regulador de la máquina motriz para regular la frecuencia en ocasión de la maniobra de acoplamiento, y para distribuir después la carga entre los generadores una vez acoplados. Por último, un regulador de campo, que puede ir directamente en serie con el inductor del generador o, lo que es más común y económico, con la excitación de la excitatriz de dicho generador. Con este regulador se ajusta en primer lugar la tensión eficaz en bornes en el momento del acoplo y se regula después, ya en servicio, el factor de potencia a que el generador ha de trabajar, igualándolo a los de los demás en funcionamiento. En cambio, para mantener la constancia de la tensión eficaz con independencia de la carga del generador, es decir, de la corriente eficaz y del $\cos \varphi$, hay que

disponer el correspondiente regulador automático de tensión.

Los paneles correspondientes a los diferentes circuitos de utilización comprenden los destinados a la alimentación de grandes motores o de grupos de motores de mediana y pequeña potencia, y los que se refieren a alumbrado y motores pequeños de servicios domésticos y similares; estos últimos se atienden, como ya indicamos, por medio de transformadores estáticos reductores de tensión, cuyos secundarios alimentan las barras de los cuadros de distribución locales correspondientes y de las que parten a su vez las acometidas para los diferentes servicios, generalmente monofásicas, y distribuidas de tal manera que aseguren el equilibrio entre las fases del secundario de cada transformador.

Para la protección de los generadores y de los feeders de los grandes motores se disponen disyuntores electromagnéticos de máxima, mientras que los circuitos de alumbrado pueden protegerse con fusibles.

Para los generadores hay que tener en cuenta que la corriente de cortocircuito, aunque instantánea, puede producir averías de orden mecánico por las acciones electrodinámicas que lleva consigo; por eso, y para aumentar la reacción de inducido y el flujo de dispersión (5)

(5) La corriente de cortocircuito viene dada (valor instantáneo) por

$$i = \frac{e - L \frac{di}{dt}}{r}$$

siendo e la f. e. m. debida al flujo común y L el coeficiente de autoinducción suplementaria de dispersión aparente, que se supone constante; se tendrá, pues:

$$I_{cc} = \frac{E}{\sqrt{r^2 + a^2 L^2}} = \frac{E}{aL}$$

Este valor eficaz será tanto menor cuanto mayor sea L , es decir, el flujo de dispersión.

E tiene un valor suficientemente pequeño para que en general el de I_{cc} no sea exagerado, pues por el gran defasaje que en cortocircuito presenta la corriente sobre la tensión, el flujo de reacción del inducido es casi completamente antagonista y por tanto el flujo común es pequeño. Sin embargo, en los primeros momentos y debido a la inercia en el cambio de imantación de los hierros de la máquina, la reacción del inducido no es considerable y por tanto la corriente puede ser enorme y, aunque instantánea, suficiente para producir averías

correspondiente, se disponen a veces bobinas de protección, encomendando en servicio normal a los reguladores automáticos el mantenimiento de la tensión eficaz a pesar de la caída que aquellos dispositivos producen. En todo caso el disyuntor de cortocircuito debe proporcionarse para que su capacidad sea apropiada a la gran potencia aparente que la elevada intensidad momentánea de la corriente supone, y a la rapidez de la maniobra de interrupción que debe procurarse.

Aparte de la protección indicada contra el cortocircuito, los generadores y los diversos circuitos de utilización se protegen también por medio de disyuntores electromagnéticos provistos de relés adecuados, contra sobrecargas excesivas que pueden presentarse en servicio, adoptándose en instalaciones de importancia el sistema de protección selectiva que va eliminando, en caso de sobrecarga, los servicios menos fundamentales y necesarios, permitiendo en cambio la subsistencia en circuito de los primordiales.

Motores.—En lo que concierne a los alternomotores empleados en este género de instalaciones, su tipo depende de la índole del servicio de que se trate, pero en general siempre, y como ya dijimos, el motor adoptado es el asíncrono polifásico, a ser posible con su rotor en jaula de ardilla; en los casos en que esto no pueda ser se emplea el motor asíncrono (6) con rotor devanado y reóstato de arranque.

por efectos electrodinámicos entre los conductores. Para evitarlo, se aumenta rápidamente la reactancia del circuito y se favorece el pronto establecimiento de la reacción del inducido, procurando el defasaje de la corriente por medio de un fuerte flujo de autoinducción instantáneamente creado en la bobina de protección, cuyo circuito magnético no es de hierro. El efecto del flujo de dispersión también es instantáneo, pues precisamente su circuito magnético tampoco ofrece histéresis.

(6) Como es sabido, la expresión del par de un motor asíncrono polifásico supuesto bipolar viene dado por:

$$C = \frac{\pi n^2 N^2 m}{2 \left(\frac{r_2}{N_2} + 4 \pi^2 \frac{N_2}{r_2} h_2 \right)}$$

en la que Nm es el valor del flujo común; n_2 , el número de conductores activos del rotor; r_2 , la resistencia óhmica de cada espira; N_2 , la velocidad relativa del rotor y del flujo común, esto es, la del deslizamiento,

Con estos dos tipos de motor, provistos en caso necesario de dispositivos adecuados que consisten, bien en disponer dos devanados en el estator con número de polos diferentes uno de otro, o bien un solo devanado susceptible de acoplarse de tal manera a la línea que pueda proporcionar, según sea la conexión, dos números diferentes de polos. o aun todavía, una combinación de estos dos procedimientos—es decir, un estator con dos devanados independientes y cada uno de ellos susceptible de proporcionar a su vez dos números de polos distintos—se tiene la posibilidad de hacer variar la velocidad de sincronismo, y la del motor, por tanto, sin disminución sensible del $\cos \varphi$ ni del rendimiento y sin absorción de grandes corrientes.

Igualmente por lo que afecta a la obtención de un par de arranque enérgico, conservando un factor de potencia y una intensidad de corriente tolerables, se emplea el rotor devanado que per-

mite la intercalación en él de tres resistencias trifásicas; este mismo reóstato puede utilizarse también para regular, o ajustar más, la velocidad para valores comprendidos entre los correspondientes a los de sincronismo de las distintas conexiones de los devanados del estator, caso de que existan.

La adopción, dentro de los motores asíncronos, del tipo jaula de ardilla o de rotor devanado, así como la múltiple conexión de los devanados del estator para la obtención de varias velocidades de sincronismo diferentes, viene impuesta por las características del servicio de la máquina que muevan.

Siempre que ello sea posible se elegirá el motor sencillo en jaula de ardilla por sus cualidades de robustez y economía; cuando sea necesario, por las condiciones requeridas para su velocidad, se dotará de conexiones o enrollamientos múltiples al devanado de su primario. En

tor. En efecto, el valor máximo del par es constante, ya que con una tensión eficaz de alimentación fija, el par admite un máximo para

$$\frac{r_2}{N_2} = 4 \pi^2 \frac{N_2}{r_2} L_2 \quad \text{y} \quad r_2 = 2 \pi N_2 L_2$$

De no haber flujo de dispersión en el rotor, es decir, de ser $L_2 = 0$, el par sería proporcional al deslizamiento y vendría representado gráficamente por la

es decir, cuando la resistencia óhmica del rotor sea igual a la reactancia de dispersión del mismo, en cuyo caso dicho máximo viene dado por:

$$C_{\max} = \frac{n_2 N m^2}{8 L_2}$$

que, como se ve, es independiente de la resistencia y deslizamiento y sensiblemente constante, a condición de que la tensión eficaz de alimentación sea invariable y en la hipótesis, muy admisible, de que también lo sea el coeficiente de autoinducción suplementaria L_2 .

Si la resistencia del rotor fuese:

$$r_2 = 2 n N_1 L_2$$

la curva del par correspondiente sería la *T* de la figura, es decir, que el par máximo sería al arranque; esta curva presenta el inconveniente, sin embargo, de que a plena carga la velocidad no es muy constante y, sobre todo, el rendimiento y el $\cos \varphi$ resulten deficientes. Por ello, se emplean rotores con curvas como la *W* más convenientes en este sentido, y cuando se necesite un fuerte par de arranque, se recurre a los rotores devanados que permiten, por la intercalación de resistencias de arranque, mantener durante todo él la condición

$$r_a + r_2 = 2 n N_2 L_2$$

es decir, obtener siempre el par máximo, eliminando las resistencias, paulatinamente a medida que N_2 dis-

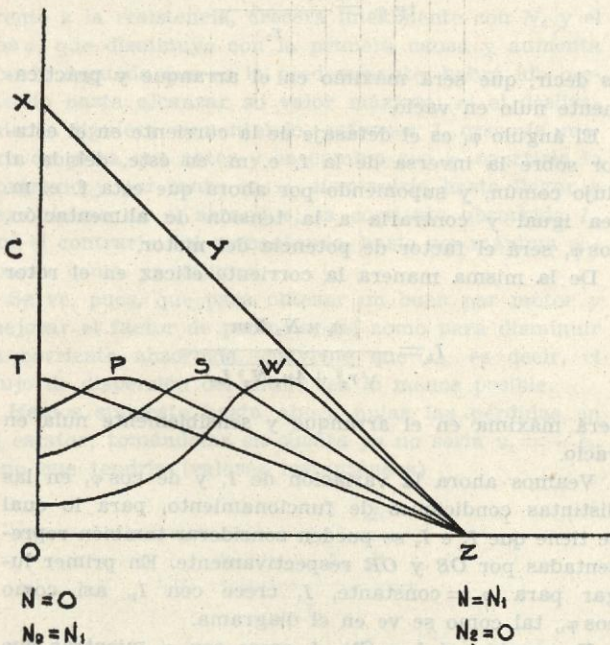


Fig. 1.

recta *Y* (fig. 1), pero a causa de este flujo la ley de variación con N_2 no es lineal, sino que sigue la forma de las curvas que la figura 1 indican, las cuales corresponden a distintos valores de la resistencia del ro-

estos casos, sobre todo tratándose de potencias apreciables, se supone que el par de arranque requerido es pequeño, de tal manera que pueda efectuarse esta maniobra con tensión de alimentación reducida valiéndose en general de auto-transformadores, con lo cual se limita en lo posible la corriente absorbida.

Cuando, por el contrario, sea preciso disponer de un par de arranque apreciable, es decir, cuando la índole del servicio prestado así lo exija, entonces, y suponiendo que dicho par no tenga que ser muy elevado ni las maniobras de arranque y parada sean muy frecuentes, se puede conservar todavía el tipo jaula de ardilla, construyendo ésta con una resistencia más bien grande y sacrificando algo las características del motor a plena carga, o también con la condición de disponer en el rotor de estas jaulas, de resistencias diferentes y adecuadas, una de resistencia pequeña para plena carga y la otra, más resistente, para el arranque, a fin de obtener un par y un $\cos \varphi$ aceptables.

minuye, hasta suprimirlas por completo al obtener la velocidad de régimen.

Como se ve en la figura 1 y para un mismo par resistente, se puede regular también la velocidad entre ciertos límites, por medio del reóstato de arranque, aunque con la consiguiente pérdida por efecto Joule en el rotor.

Los motores de jaula de ardilla presentan un par de arranque bajo, ya que la resistencia del rotor es constante y no es posible tampoco la regulación de su velocidad, actuando sobre el rotor.

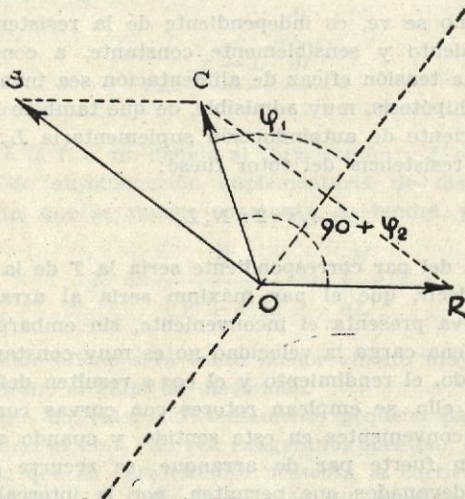


Fig. 2.

Recordemos que la representación vectorial del flujo común, del retórico y del statórico es la que la figura 2 indica, donde dichos flujos (en realidad giratorios a la velocidad de sincronismos) vienen representados respectivamente por los vectores OC, OR y OS, de los

Si, por el contrario, el par de arranque que se necesita es enérgico, y la frecuencia de la maniobra es mayor, entonces no habrá más remedio que acudir al rotor devanado, provisto del reóstato de arranque correspondiente.

Aun en este último caso, en que, como se sabe, el rotor consiste en un devanado trifásico —de número de polos adecuado al del estator— montado en estrella, el motor resulta de construcción más robusta, sencilla y barata que el de corriente continua.

De acuerdo, pues, con cuanto acabamos de decir, se puede definir en general el uso a bordo de estos motores de la manera siguiente:

Motores en jaula de ardilla.

1.º Con devanado sencillo y arranque directo a la línea o por intermedio de conmutador estrella-triángulo.

Bombas centrífugas de pequeña y mediana potencia.

cuales el OC puede considerarse constante mientras lo sea la tensión eficaz de alimentación.

El ángulo φ_2 , defasaje de la corriente sobre la f. e. m. debida al flujo común en el rotor, viene dado por

$$\text{tg } \varphi_2 = \frac{2n N_2 L_2}{r_2}$$

es decir, que será máximo en el arranque y prácticamente nulo en vacío.

El ángulo φ_1 es el defasaje de la corriente en el estator sobre la inversa de la f. e. m. en éste, debida al flujo común, y suponiendo por ahora que esta f. e. m. sea igual y contraria a la tensión de alimentación, $\cos \varphi_1$ será el factor de potencia del motor.

De la misma manera la corriente eficaz en el rotor

$$I_2 = \frac{v_2 n N_2 Nm}{\sqrt{r_2^2 + 4n_2 N_2^2 L_2^2}}$$

será máxima en el arranque y sensiblemente nula en vacío.

Veamos ahora la variación de I_1 y de $\cos \varphi_1$ en las distintas condiciones de funcionamiento, para lo cual se tiene que I_1 e I_2 se pueden considerar también representadas por OS y OR respectivamente. En primer lugar para $\varphi_2 = \text{constante}$, I_1 crece con I_2 , así como $\cos \varphi_1$, tal como se ve en el diagrama.

En cambio, si $I_2 = \text{Cte}$, I_1 crece con φ_2 mientras que $\cos \varphi_1$ disminuye.

Se tendrá, pues, que en el arranque en que I_2 y φ_2 son máximos, la corriente absorbida I_1 será muy grande.

En la condición de vacío en que I_2 y φ_2 son prácticamente nulos, se tiene también (véase diagrama) que

Ventiladores de servicio general.

Aparato de gobierno electrohidráulico.

Bombas rotativas, helicoidales y de engranajes.

En estos casos, como siempre, el motor debe trabajar a plena carga para conseguir rendimientos y $\cos \varphi$ aceptables, y como por otra parte la velocidad viene impuesta por la frecuencia, pueden encontrarse dificultades para elegir motor que se adapte a las condiciones óptimas de rendimiento en bombas y ventiladores.

La regulación de la capacidad en estos casos puede obtenerse, aun para una velocidad única, cerrando más o menos la admisión y descarga.

Se justifica el empleo de este motor porque, como es sabido, el par resistente de las máquinas centrífugas varía con el cuadro de la velocidad, es decir, que es mínimo en el arranque y conviene que tengan su máximo cerca de la velocidad de sincronismo para tener buen $\cos \varphi$ y rendimiento en servicio normal.

$\cos \varphi_1$, es sumamente bajo y por ello I_1 es relativamente considerable.

Al aumentar el deslizamiento y suponiendo que el par del motor a plena carga quede lejos del par máximo o, mejor aún, que el deslizamiento a dicho régimen sea pequeño, se tendrá que φ_2 crecerá poco y en cuanto a I_2 , teniendo en cuenta la pequeñez de la reactancia frente a la resistencia, crecerá linealmente con N_2 y el $\cos \varphi_1$, que disminuye con la primera causa y aumenta con la segunda que es la predominante, habrá ido creciendo hasta alcanzar su valor máximo; si el deslizamiento siguiera aumentando, entonces I_2 crecería menos de prisa que antes y en cambio con φ_2 ocurriría lo contrario y por tanto $\cos \varphi_1$, disminuiría hasta llegar a ser mínimo en el arranque; la corriente absorbida I_{11} , por el contrario, irá aumentando, hasta ser máxima entonces como ya dijimos.

Se ve, pues, que para obtener un buen par motor y mejorar el factor de potencia, así como para disminuir la corriente absorbida, conviene que L_2 , es decir, el flujo de dispersión del rotor, sea lo menos posible.

Hemos supuesto hasta ahora nulas las pérdidas en el estator; tomándolas en cuenta ya no sería $v_1 = -e_1$, sino que tendría (valores instantáneos)

$$i_1 = \frac{v_1 - e_1 - L_1 \frac{di}{dt}}{r_1}$$

o sea

$$v_1 = e_1 + i_1 r_1 + L_1 \frac{di}{dt}$$

siendo r_1 y L_1 la resistencia y coeficiente de autoinducción suplementaria de dispersión aparente del estator, y con esta expresión se ve en la figura 3 que debido

2.º *Devanado múltiple y arranque directo.*

Bombas para líquidos viscosos.

Ventiladores determinados que puedan necesitar más de una velocidad.

3.º *Devanado múltiple y reductor de la tensión de arranque.*

Grandes bombas centrífugas de circulación.

Ventiladores de tiro forzado.

4.º *Devanado múltiple y rotor en doble jaula.*

Bombas alternativas.

Compresores de aire.

Idem de máquinas fotográficas.

Motores de anillos rozantes.—Se emplean en todas aquellas auxiliares que requieren maniobras de arranque muy frecuentes. También se emplean cuando se necesita una regulación más continua de la velocidad.

Por último, su uso viene impuesto para el accionamiento de aquellas máquinas de importancia vital, que en determinadas circunstancias

al flujo de dispersión del estator, el factor de potencia real del motor $\cos \psi_1$ resulta ser menor que el $\cos \varphi_1$ hasta ahora considerado. Se tiene, pues, que el efecto de los flujos de dispersión resulta muy nocivo, y con

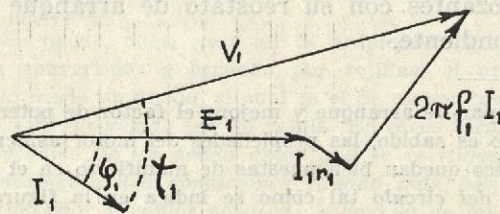


Fig. 3.

objeto de disminuirlos todo lo posible se dispone en estos motores un entrehierro verdaderamente mínimo, inferior a 1 mm., en pequeños y medianos motores, lo que exige una gran rigidez en ejes y cojinetes.

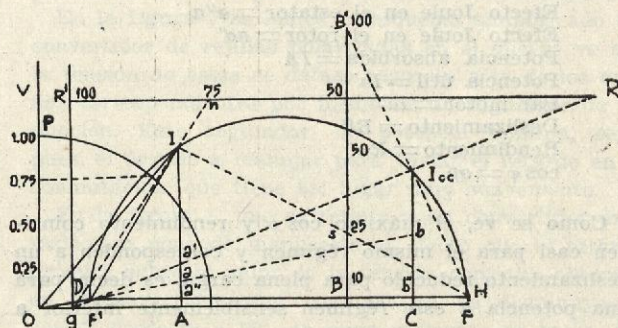


Fig. 4.

Obsérvese que en los motores con rotor devanado, el reóstato, al disminuir φ_2 e I_2 , permite reducir también la corriente absorbida I_{11} , aparte de procurar un

necesitarán ser alimentadas por grupos generadores de socorro, de potencia aparente pequeña y que no resisten por tanto las grandes demandas de corriente y los pequeños $\cos \varphi$ en el arranque, de los motores de jaula de ardilla.

Motores especiales.—Además de las máquinas de a bordo que acabamos de reseñar, es preciso alimentar las conocidas con los nombres de aparatos de cubierta—o sean, las maquinillas o chigres de carga, los molinetes de las anclas, los cabrestantes, las maquinillas de arrastre en los pesqueros y otras de índole parecida—, tanto en buques mercantes como en determinados servicios de los buques de guerra.

En este tipo de máquinas en los que son necesarios pares de arranque muy enérgicos, regulación continua y amplia de la velocidad y repetidas maniobras, las características de los motores asíncronos polifásicos no son las más adecuadas y desde luego muy inferiores a las de los motores de corriente continua que se prestan admirablemente para este servicio.

Se ha tratado de vencer esta dificultad utilizando motores asíncronos con posibilidad de disponer de números diferentes de polos en sus devanados, y al mismo tiempo con rotor de anillos rozantes con su reóstato de arranque correspondiente.

mayor par de arranque y mejora el factor de potencia.

Como es sabido, las propiedades del motor asíncrono polifásico quedan bien puestas de manifiesto en el *diagrama del círculo* tal como se indica en la figura 4, en la cual las diferentes magnitudes que intervienen en el motor vienen representadas para un funcionamiento determinado por el punto *I* de la siguiente manera:

- $I_1 = OI$
- $I_2 = DI$
- I_2 en el arranque $= I_{cc} = DI_{cc}$
- Pérdidas en el hierro $= Aa''$
- Efecto Joule en el estator $= a''a$
- Efecto Joule en el rotor $= aa'$
- Potencia absorbida $= IA$
- Potencia útil $= Ia'$
- Par motor $= Ia'$
- Deslizamiento $= BS$
- Rendimiento $= Rn$
- $\cos \varphi = op$.

Como se ve, el máximo $\cos \varphi$ y rendimiento coinciden casi para el mismo régimen y corresponden a un deslizamiento reducido para plena carga, es decir, para una potencia a este régimen sensiblemente inferior a la máxima que podría obtenerse si el motor estuviese dimensionado para esta última.

También se comprueba que en vacío, es decir, con un deslizamiento nulo, el $\cos \varphi$ es bajísimo; por ello es preciso hacer funcionar el motor siempre a plena carga.

Se puede asimismo recurrir al motor de inducción previsto de colector y de la característica más adecuada al servicio correspondiente, pero con esto, aunque por la elección precisa del tipo de motor se puede conseguir un funcionamiento satisfactorio, se pierde en cambio una de las principales ventajas que es la supresión del colector (7).

(7) La principal dificultad que se ofrece al uso de este tipo de motores se relaciona con la conmutación que en este caso resulta más compleja que en las máquinas de corriente continua, ya que aquí, aparte de la tensión de reactancia de la bobina cortocircuitada, hay que tener en cuenta la f. e. m. en ella, debida al flujo giratorio; sin embargo, para velocidades por debajo

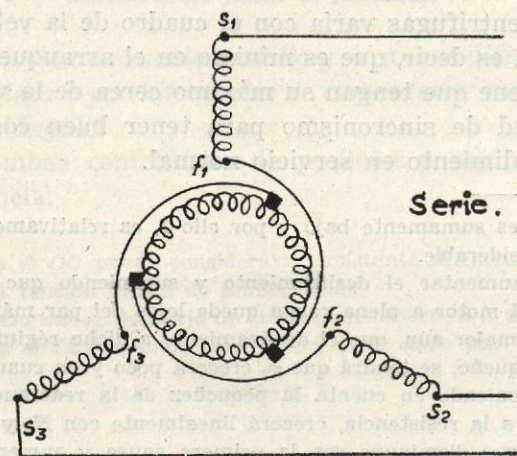


Fig. 5.

del sincronismo y recurriendo en caso necesario a enrollamientos compensadores y a transformadores reductores de tensión y multiplicadores de fases, se consigue hoy en día una conmutación satisfactoria.

Para el caso de los chigres y máquinas que nos ocupa, los motores a considerar habrían de ser, naturalmente, trifásicos, para no desequilibrar las fases de la distribución, y se elegiría el motor serie o shunt según conviniese, generalmente el primero.

Como se sabe, la ventaja que los motores de colector presentan sobre los de inducción es que la presencia de dicho colector lleva consigo el que la frecuencia de las f. e. m. del rotor sea independiente de su velocidad e igual siempre a la de la red de alimentación del estator, lo que hace posible que la energía eléctrica generada en el rotor—que en los motores de inducción se pierde en su circuito por efecto Joule—pueda aquí recogerse en la línea, haciendo así económica la regulación de su velocidad y consiguiéndose por otra parte un $\cos \varphi$ muy aceptable y un enérgico par de arranque.

El conocido esquema de conexión de estos motores en su forma más sencilla y para las dos variantes serie y shunt es el que las figuras 5 y 6 indican.

La regulación de la velocidad y del par se obtiene

Otra solución que quizá sea hoy la más empleada consiste en disponer grupos alternomotor-dinamos capaces cada uno de alimentar dos auxiliares de cubierta, provista cada una de ellas entonces de su correspondiente motor de corriente continua; el grupo consiste en un motor asíncrono que mueve dos dinamos, cada una de las cuales alimenta su correspondiente motor, de tal manera que regulando la excitación de las generatrices se varía el voltaje de alimentación en magnitud y sentido, es decir, se utiliza el procedimiento Ward-Leonard con la flexibilidad y economía consiguientes. Naturalmente, esta combinación supone un aumento notable de precio y peso sobre la solución ortodoxa de chigre de corriente continua, el cual puede estimarse del orden del 30 por 100.

Una solución realmente satisfactoria del problema, pero que por su elevado coste está por ahora relegada a los buques de guerra, consiste en el empleo de rectificadores electrónicos que permiten no sólo obtener la corriente continua para los motores de los chigres en buenas condiciones de rendimiento y $\cos \varphi$, sino regular también suavemente con la mayor flexibilidad y economía su velocidad, cuando dichos rectificadores, generalmente de vapor de mercurio, están provistos de rejillas polarizadas (8).

moviendo las escobillas, con lo cual resulta muy fácil y suave.

Realmente creemos que el empleo de estos motores

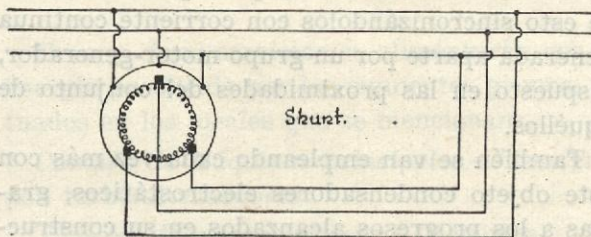


Fig. 6.

para sustituir a los de corriente continua en la maquinaria de cubierta resulta lógico y favorable en muchos casos.

(8) Como es bien sabido, si a un convertidor de mercurio ordinario, en el cual el arco salta siempre entre un solo ánodo (el de tensión más elevada) y el cátodo, se le provee de rejillas polarizadas susceptibles de variar el campo electrostático entre los diversos ánodos y el cátodo, se tiene la posibilidad de alterar el momento de la conmutación del arco, de un ánodo a otro.

Esta posibilidad de actuar sobre la conmutación es sólo en un sentido, retardándola, ya que el efecto elec-

Se ve, pues, por todo lo que vamos exponiendo, que uno de los más serios inconvenientes para la adopción de las corrientes polifásicas a bordo, o por lo menos para no poder disfrutar plenamente de las ventajas que ofrecen, lo constituye precisamente el accionamiento de la maquinaria auxiliar de cubierta. Se comprende, por tanto, que el problema habrá de quedar resuelto de manera verdaderamente ventajosa por todos conceptos, al establecerse el empleo general de maquinaria hidráulica para estos servicios cuyos compresores pueden moverse sin mayor inconveniente con motores de jaula de ardilla y en cuyo camino se va progresando.

trostático de la rejilla sólo es eficaz *antes de que el arco salte*; una vez cebado, el campo electrostático de la rejilla, eficaz cuando su potencial sea más negativo que el del cátodo para rechazar los electrones que éste emite y no dejar, pues, saltar el arco, resulta inoperante en el medio conductor creado por la ionización de los vapores de mercurio que el arco lleva consigo. Podemos, pues, resumir: *El arco no puede cebarse más que si la rejilla tiene un potencial superior al del cátodo; una vez cebado, la rejilla se hace inoperante.* Como se ve, esta propiedad diferencia esencialmente el thyatron a que equivale el convertidor de mercurio, del triodo corriente en el que, por no haber ionización, el potencial de rejilla influye siempre sobre la corriente de ánodo.

Se puede, pues, enunciar la propiedad siguiente: en un convertidor gobernado por rejillas, el arco salta sólo desde un ánodo, el cual es el de mayor tensión que *no esté bloqueado* por su rejilla. En otros términos: *El encendido de un ánodo exige que se verifiquen simultáneamente dos condiciones (ánodo más positivo que el anterior y rejilla positiva) y aquella de las dos que se realice más tarde es la que marca el instante del encendido.*

Las rejillas permiten retardar la conmutación un ángulo eléctrico cualquiera comprendido entre 0° y 180°, respecto al instante de conmutación natural del convertidor de corriente. En cambio, las rejillas no pueden hacer nada para adelantar esta conmutación.

En la figura 7 se indica el esquema simplificado del convertidor de rejillas polarizadas en el que se ve que la tensión de éstas se defasa respecto a la de los ánodos correspondientes por medio de un regulador de inducción. Este regulador, de potencia mínima, será, pues, el órgano a manejar para variar el retardo en la conmutación, que tiene así lugar muy suavemente.

En la figura 8, que se refiere a un convertidor exafásico, se pone de manifiesto el efecto que el retardo produce sobre el valor de la tensión continua obtenida en el convertidor, que, como se ve, va disminuyendo con él desde 0° a 90°, en cuyo momento se anula, perdiéndose, pues, la posibilidad de regular suavemente la tensión aplicada al motor y variar así su velocidad; a partir de 90° y hasta llegar a 180° la tensión cambia de signo, pero como la corriente en el convertidor siempre

Mejora del factor de potencia (9).—La profusión de motores de inducción, en número considerable de potencia pequeña y de deslizamiento

tiene que ser del mismo sentido, no puede invertirse así la marcha del motor; para hacerlo deberá proveerse el correspondiente conmutador en su circuito o lo que es mejor, cuando no se quiere interrumpir, utilizando un segundo rectificador, conectado "en cruz" con el anterior que sirve así para suministrar la tensión inversa

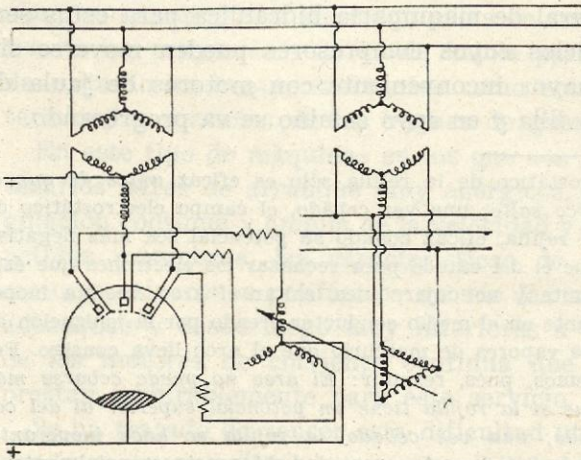


Fig. 7.

correspondiente al sentido contrario de giro del motor; con este conjunto de dos convertidores, cuyas rejillas se gobiernan por el mismo mando, se obtiene un sistema Ward-Leonard estático. Por supuesto, la variación de tensión de rejilla "gradual" que hemos citado no es el único procedimiento de mando; más bien en estos casos se prefieren otros sistemas de excitación "brus-

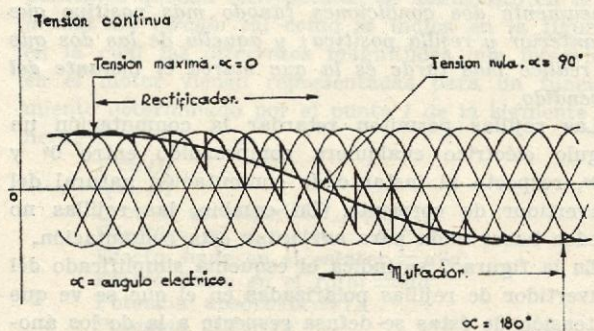


Fig. 8.

ca" de la rejilla, cambiando rápidamente su potencial desde un valor negativo al positivo correspondiente, al cebado del arco y viceversa.

La tensión negativa, correspondiente a un ángulo α mayor de 90° , lleva consigo en cambio una consecuencia muy interesante, que es la posibilidad de recuperación, es decir, que el convertidor funcione como generador de corrientes alternativas absorbiendo corriente continua.

(9) Véase artículo del autor publicado en el número de diciembre de 1927 de la *Revista General de Marina*.

relativamente importante, lleva consigo una disminución del $\cos \varphi$ de la instalación. Como es sabido, es muy conveniente, tanto para utilizar debidamente la capacidad de los generadores como para evitar pérdidas innecesarias por efecto Joule, y para mejorar la uniformidad de la tensión de alimentación—disminuyendo su caída en las líneas de la distribución y aminorando la reacción de inducido de los alternadores—, conseguir un factor de potencia lo más próximo posible a la unidad.

Con este objeto se suele emplear algún motor síncrono, bien como condensador-síncrono, o más comúnmente accionando alguno de los servicios que lo permita, por ejemplo, el aparato de gobierno electro-hidráulico y análogos, y que convenientemente sobrecargado proporcione la componente reactiva en avance necesaria para contrarrestar el desfase inductivo de los motores asíncronos.

Por lo demás, el motor síncrono polifásico que, como dijimos al principio, suele ser el motor de propulsión clásico en los buques turbo-eléctricos, no reúne buenas condiciones en cambio para el accionamiento de las auxiliares de a bordo, a causa de su par de arranque nulo y de la complejidad de su puesta en marcha.

Otra solución que quizá pudiera adoptarse con este objeto de mejorar el $\cos \varphi$ es el utilizar un cierto número de motores asíncronos-sincronizados, aunque la presencia en ellos del colector significa perder la principal ventaja de los motores de inducción; quizá pudiera evitarse esto sincronizándolos con corriente continua generada aparte por un grupo motor-generator, dispuesto en las proximidades del conjunto de aquéllos.

También se van empleando cada vez más con este objeto condensadores electrostáticos, gracias a los progresos alcanzados en su construcción que les permite resistir el duro servicio a que se les somete.

Por último, también con la adopción del motor trifásico de colector para algunos servicios pudiera obtenerse la componente reactiva en avance necesaria para la compensación del $\cos \varphi$, haciéndolo girar a velocidades superiores a la del sincronismo.

* * *

Teniendo presente todo cuanto acabamos de exponer, haremos un tanteo preliminar para la

adopción de la distribución trifásica en la instalación eléctrica de un buque trasatlántico de turbinas de vapor y trataremos de compararla con la de corriente continua equivalente.

Elegimos el tipo "F" de la "Empresa Nacional Elcano" (véase número 125 de INGENIERÍA NAVAL, de noviembre de 1945) de 16.000 toneladas de R. B., de 20.000 S. H. P. y 21 nudos de andar, cuyos planos de disposición general no reproducimos aquí por figurar en el número citado de esta Revista, que puede, pues, consultarse si es preciso.

La instalación eléctrica del buque la concebimos subdividida, aparte de los servicios especiales de transmisiones, navegación, seguridad, etc., etc., en una distribución de alta tensión y otra de baja tensión a 440 voltios y 220 voltios eficaces respectivamente; de la primera forman parte todos los servicios de fuerza de las instalaciones de casco y máquinas; y de la segunda, todos los de alumbrado del buque, los de fuerza pertenecientes a servicios domésticos y otros manejados por personal idóneo, y por último aquellos servicios de calefacción y demás que no son propiamente de fuerza ni de alumbrado. Dichos servicios de baja tensión los detallaremos más adelante.

También enumeraremos con suficiente detalle los servicios de fuerza de alta tensión, con indicación de los tipos de motor adoptados en cada caso.

GENERADORES.

Unos y otros servicios se alimentarán con la energía producida por los siguientes grupos, situados en los locales que se mencionan:

Cámara de Máquinas principales.—Tres grupos turbo-alternadores:

Tensión eficaz en bornes = 440 voltios.

Frecuencia = 50 hertzios.

Potencia = 825 K. V. A.

R. P. M. = 1.500.

Tipo estanco con ventilación en circuito cerrado y refrigeración por agua.

Cámara de Máquinas auxiliares.—Dos grupos Diesel-alternadores:

Tensión eficaz en bornes = 440 voltios.

Frecuencia = 50 hertzios.

Potencia = 500 K. V. A.

R. P. M. = 1.000.

También del mismo tipo que los anteriores. *Grupos de Socorro.*—Dos grupos Diesel-alternadores:

Tensión eficaz en bornes = 440 voltios.

Frecuencia = 50 hertzios.

Potencia = 120 K. V. A.

R. P. M. = 1.000.

Tipo ventilado y estanco contra goteo.

Los cinco primeros generadores podrán acoplarse en paralelo y en cuanto a los de socorro, que también pueden hacerlo entre sí, no se prevé su funcionamiento enganchados con los otros. Por esta razón y para los fines de este estudio prescindimos por ahora de tales grupos aunque tendremos en cuenta los servicios destinados a alimentarse con ellos en caso necesario, para asegurarles el tipo de motor más conveniente; tales servicios son: servo-motor, bombas de contra-incendios, bombas de circulación de los propios grupos, bombas de presión de la instalación de puertas estancas, chigres de botes, servicios de navegación y comunicaciones, sirena y otros pequeños grupos convertidores; por supuesto alimentarán también, cuando llegue el momento, el alumbrado de socorro. Ni que decir tiene que estos servicios, en circunstancias normales, se alimentarán con los generadores principales.

CANALIZACION

CUADROS DE MANIOBRA Y DISTRIBUCIÓN.

Cuadro núm. 1.—*Cámara de Máquinas principales.*

Destinado al acoplamiento y maniobra de los tres turbo-alternadores; con conexión con el cuadro número 2, correspondiente a los grupos de 500 K. V. A., que pueden así acoplarse en paralelo con los turbos.

Cuadro núm. 2.—*Cámara de Máquinas Auxiliares.*

Destinado al acoplamiento y maniobra de los dos grupos Diesel de 500 K. V. A.; con la conexión que acabamos de señalar con el cuadro número 1.

De estos dos cuadros parten las acometidas a todos los circuitos de alta constituidos por los motores o grupos de motores que trabajan a 440 voltios, así como los feeders que alimentan los primarios de transformadores, cuyos

CUADRO PRINCIPAL DE DISTRIBUCION NUM. 1

SERVICIOS	CLASE DEL MOTOR	ARRANQUE	REGULACIÓN DE VELOCIDAD	POTENCIA	TIPO	R. P. M.	OBSERVACIONES
4 bombas de alimentación	Asincrono-jaula ardilla	Auto-transformador...		200 HP.	Cerrado y ventilado...	3000	
2 bombas de circulación principal	Síncrono	En asincrono		150 "	Idem id.	750	Con $\cos \varphi = 0,6$ en avance para mejora del factor de potencia.
4 bombas de extracción principal	Asincrono-jaula ardilla	Estrella-triángulo		24 "	Idem id.	3000	
1 bomba de circulación auxiliar	Idem id.	Auto-transformador...		60 "	Idem id.	1000	
3 bombas de extracción auxiliar	Idem id.	Estrella-triángulo		7,5 "	Estanco contra goteo.	1500	
3 bombas de aceite de lubricación	Idem id.	Idem id.		30 "	Cerrado y ventilado...	1500	
1 purificador de aceite	Idem id.	Directo		3 "	Estanco contra goteo.	1500	
3 bombas de aceite para los turbos	Idem id.	Idem		3 "	Idem id.	1500	
2 aparatos de virar turbinas	Idem id.	Estrella-triángulo		16 "	Idem id.	1000	
2 aparatos para virar los ejes	Idem id.	Idem id.		5 "	Idem id.	1000	
1 bomba sentina	Idem id.	Directo		8 "	Idem id.	1500	
3 compresores frigoríficos para bodegas	Asincrono-doble jaula ardilla.	Auto-transformador...	Doble conexión...	68 "	Idem id.	1500/1000	
6 bombas de salmuera	Idem-jaula sencilla	Directo		6 "	Idem id.	1500	
1 bomba de agua fría	Idem id.	Estrella-triángulo		17 "	Idem id.	1500	
1 ventilador para el tanque frío de viveres	Idem id.	Directo		3 "	Idem id.	1000	
3 ventiladores para el tanque frío de bodega	Idem id.	Estrella-triángulo		14 "	Idem id.	750	
2 compresores para clima artificial	Idem-doble jaula	Auto-transformador...	Doble conexión...	130 "	Idem id.	1000	
2 ventiladores para clima artificial	Idem-jaula sencilla	Directo		6 "	Idem id.	1000	
2 bombas de agua fría	Idem id.	Estrella-triángulo		23 "	Idem id.	1500	
2 bombas de agua salada	Idem id.	Idem id.		17 "	Idem id.	1500	
7 bombas pulverizadoras	Idem id.	Directo		1 "	Idem id.	1500	
2 servo-motores del timón	Síncrono	En asincrono		15 "	Cerrado y ventilado...	1000	Com $\cos \varphi = 0,6$ en avance.
4 ventiladores de máquinas	Asincrono-jaula sencilla	Estrella-triángulo	Doble conexión...	16 "	Estanco contra goteo.	750/1000	
2 ventiladores de máquinas frigoríficas	Idem id.	Directo		5 "	Idem id.		

CUADRO PRINCIPAL DE DISTRIBUCION NUM. 2

SERVICIOS	CLASE DEL MOTOR	ARRANQUE	REGULACIÓN DE VELOCIDAD	POTENCIA	TIPO	R. P. M.	OBSERVACIONES
2 ventiladores de tiro forzado	Asincrono-jaula ardilla	Auto-transformador...	Doble conexión...	155 HP.	Cerrado y ventilado...	1000/1500	
2 bombas de combustible	Idem id.	Estrella-triángulo	Idem id.	13-28 "	Estanco contra goteo.	1500/3000	
1 bomba de trasiego de petróleo	Idem id.	Idem id.	Idem id.	36-48 "	Idem id.	1000/1500	
2 bombas de alimentación de la caldereta	Idem id.	Idem id.	Idem id.	30 "	Idem id.	1500/3000	
1 ventilador para la caldereta	Idem id.	Idem id.	Idem id.	21 "	Idem id.	1000/1500	
2 bombas de circulación para evaporadores	Idem id.	Idem id.	Idem id.	13 "	Idem id.	1000	
1 bomba de agua salada para evaporadores	Idem id.	Idem id.	Idem id.	25 "	Idem id.	1500	
1 bomba de salmuera para evaporadores	Idem id.	Directo		2 "	Idem id.	3000	
1 ascensor	Triásico de colector-serie			15 "	Idem id.	1000	
1 montacargas	Idem id.			10 "	Idem id.	1000	
1 montapiatos	Idem id.			2 "	Idem id.	1000	
3 polipastos	Asincrono-jaula ardilla	Estrella-triángulo		2,5 "	Idem id.	1500	
1 ídem	Idem id.	Idem id.		4,5 "	Idem id.	1500	
14 ventiladores	Idem id.	Directo		3 "	Idem id.	1000	
20 ídem	Idem id.	Idem	Doble conexión...	1,5 "	Idem id.	1000/1500	
3 ídem	Idem id.	Idem	Idem id.	4 "	Idem id.	750/1000	
6 ídem	Idem id.	Idem	Idem id.	5 "	Idem id.	750/1000	
9 ídem	Asincrono-sincronizado	Reóstato de arranque	Idem id.	7,5 "	Idem id.	750/1000	Para mejora del $\cos \varphi$.
1 ventilador	Idem id.	Idem id.	Idem id.	10 "	Idem id.	Idem id.	Idem id.
4 ventiladores de calderas (cámara)	Síncrono	En asincrono		20 "	Idem id.	750	$\cos \varphi = 0,6$ en avance.
2 ventiladores de máquinas auxiliares	Síncrono	Idem		13 "	Idem id.	750	Idem id.
2 ídem id.	Síncrono	Idem		8 "	Idem id.	750	Idem id.
6 grupos moto-dinamos para 12 chigres	Asincrono-jaula ardilla	Auto-transformador...		60 "	Cerrado y ventilado...	1000	Los motores de corriente continua serán: V = 220 voltios, P = 25 N.P., R.P.M. = 550.
1 grupo moto-dinamo para 2 chigres de botes	Idem-rotor devanado	Reóstato de arranque		44 "	Idem id.	1000	Los motores de corriente continua serán: V = 220 voltios, P = 18 N.P., R.P.M. = 750.
1 grupo moto-dinamo para 2 molinetes	Idem-jaula ardilla	Auto-transformador...		200 "	Idem id.	1000	Los motores de corriente continua serán: V = 220 voltios, P = 90 N.P., R.P.M. = 650.
1 grupo moto-dinamo para 2 cabrestantes	Idem id.	Idem id.		110 "	Idem id.	1000	Los motores de corriente continua serán: V = 220 voltios, P = 50 N. P., R.P.M. = 700.
3 bombas de circulación de los Diesel de 500 K.V.A.	Idem id.	Estrella-triángulo		17 "	Estanco contra goteo.	1500	
1 bomba de trasiego de petróleo	Idem id.	Directo		2 "	Idem id.	3000	
1 separador de aceite	Idem id.	Idem		3 "	Idem id.	1500	
1 compresor de aire de arranque	Idem-rotor devanado	Reóstato de arranque	Reóstato	6 "	Idem id.	750	
3 bombas de lastre y C. I.	Idem id.	Idem id.	Idem	50 "	Idem id.	1500	
3 bombas de achique	Idem id.	Idem id.	Idem	18 "	Idem id.	1500	
2 bombas de baldeo	Idem-jaula ardilla	Estrella-triángulo		27 "	Idem id.	1500	
2 bombas de agua dulce	Idem id.	Idem id.		18 "	Idem id.	1500	
1 bomba de agua helada	Idem id.	Directo		3,5 "	Idem id.	1500	
1 bomba de agua caliente	Idem id.	Idem		3,5 "	Idem id.	1500	
1 bomba para la piscina	Idem id.	Idem		4,5 "	Idem id.	1500	
2 bombas de sentinas	Idem id.	Estrella-triángulo		14 "	Idem id.	1500	
1 bomba aguas residuales	Idem id.	Directo		2,5 "	Idem id.	1500	
2 grupos motor-generator para T. S. H.	Idem id.	Estrella-triángulo		10 "	Idem id.	1000	
2 ídem id. para baja tensión	Idem id.	Idem id.		10 "	Idem id.	1000	

secundarios acometen a su vez los cuadros auxiliares de los servicios de 220 voltios.

Estos cuadros de baja pueden estimarse en unos *veinticuatro*, alimentados por unos 12 transformadores trifásicos 440/220, repartidos convenientemente por todo el barco para lograr la distribución más económica. Los transformadores, con excepción de los situados en las cámaras de Máquinas que irán en aceite, tendrán refrigeración por aire.

Las acometidas de sus primarios, como las correspondientes a los motores de 440 voltios, serán todas trifásicas con cable triple bajo plomo. Las correspondientes a los cuadros de 220 voltios serán trifásicas también en los casos que sea posible y monofásicas para el alumbrado y otros servicios; siempre la canalización se hará a base de cable múltiple, triple o doble.

SERVICIOS DE 220 VOLTIOS.

Serán aproximadamente los siguientes:

Unas 5.000 lámparas fijas y unos 1.000 enchufes, con una potencia instalada total de 300 Kw.

Un calentador de aceite para la maquinaria principal, 43 ídem.

Un calentador de aceite para generadores Diesel, 43 ídem.

Un filtro de ídem ídem., 5,3 ídem.

Un horno para cocer y asar, 84 ídem.

Dos cocinas c/u, 42 ídem.

Un asador mecánico, 5 ídem.

Una parrilla, 8 ídem.

Un asador de mano, 10 ídem.

Un bañomaría, 5 ídem.

Una cocina, 21 ídem.

Un horno de cocer, 27 ídem.

Un horno para tostadas, 15 ídem.

Un horno para repostería, 21 ídem.

Tres cafeteras, 24 ídem.

Trece depósitos de agua caliente, 5 ídem.

Veintitrés armarios frigoríficos c/u, 2 ídem.

Servicios de peluquerías, 4,5 ídem.

Servicios de Enfermerías, 8 ídem.

Servicios de Solarium, 3 ídem.

Cincuenta estufas, c/u, 1 ídem.

Un torno, 3,5 HP.—*Tipo de motor*: Jaula de ardilla y conmutador de arranque.

Una cepilladora, 2 ídem.—Ídem ídem.

Un taladro, 2,5 ídem.—Ídem ídem.

Una sierra, 1 ídem.—Monofásico de colector.

Una pulidora, 1 ídem.—Ídem ídem.

Dos máquinas de picar carne, 4 ídem.—Jaula de ardilla y conmutador de arranque.

Un pasador, 0,5 ídem.—Monofásico de colector.

Un asador, 0,5 ídem.—Ídem ídem.

Una peladora de patatas, 1 ídem.—Ídem ídem.

Una peladora de legumbres, 1 ídem.—Ídem ídem.

Una cuchilla, 1,5 ídem.—Ídem ídem.

Una sierra de hierro, 1,5 ídem.—Ídem ídem.

Una amasadora, 3 ídem.—Jaula de ardilla y conmutador de arranque.

Un mortero, 2 ídem.—Ídem ídem.

Tres molinillos de café, 0,5 ídem.—Monofásico de colector.

Dos cortadores de pan, 0,5 ídem.—Ídem ídem.

Un cortador de lonchas, 1 ídem.—Ídem ídem.

Un limpia cuchillos, 0,5 ídem.—Ídem ídem.

Una máquina de plancha, 2 ídem.—Jaula de ardilla.

Una máquina de lavar, 2,5 ídem.—Ídem ídem.

Una secadora, 5,5 ídem.—Ídem ídem.

Una minerva, 0,5 ídem.—Monofásico de colector.

Los primarios de los transformadores que alimentan todos estos servicios se acometen desde los cuadros números 1 y 2 como ya dijimos. Teniendo en cuenta el carácter aproximado de nuestro tanteo, podemos suponer sin demasiado error que el ahorro de peso que la red primaria trifásica de 440 voltios supone sobre los feeders que a 220 voltios alimentarían los cuadros auxiliares en la distribución de corriente continua equivalente a la estudiada, compensa el exceso que la existencia de los transformadores estáticos llevan consigo; la red secundaria es sensiblemente equivalente también a los circuitos de utilización de los cuadros auxiliares de corriente continua, si acaso algo más ventajosa la distribución de corriente alternativa ya que alguna de sus acometidas son trifásicas y los motores correspondientes asíncronos.

Podemos, pues, prescindir en nuestro estudio comparativo de los servicios a 220 voltios y tener sólo en cuenta como primera aproximación los servicios de fuerza que, alimentados desde los cuadros números 1 y 2, señalamos en detalle para la distribución trifásica. Aunque

se reseñan en cada cuadro principal todos los motores alimentados desde ellos, no quiere esto decir que todos se acometan directamente desde los cuadros principales, sino que se agruparán los de potencias pequeñas para alimentarse desde cuadros auxiliares a 440 voltios situados en sus proximidades, buscando siempre la mayor economía de la instalación y en forma similar, por otra parte, a lo que se hace en las distribuciones de corriente continua.

FACTOR DE POTENCIA.

A base de la adopción de motores síncronos para algunos servicios de cierta importancia, así como sincronizando algunos asíncronos de pequeña potencia y disponiendo en otros casos de algún motor de colector, hemos estimado que el $\cos \varphi$ total de la instalación sea sensiblemente elevado cuando la distribución funciona a plena carga, y en esta hipótesis hemos dimensionado los generadores y suponemos calculados los conductores principales. Sin embargo, es posible que al estudiar más de cerca la cuestión hubiese que compensar la componente magnetizante de alguno de los circuitos y por ello se prevé la adopción de cierto número de con-

densadores estáticos, ya que se estima muy conveniente mejorar el factor de potencia por todos los medios.

DISTRIBUCIÓN DE CORRIENTE CONTINUA.

Para los fines comparativos que perseguimos se supone que la tensión de la instalación de corriente continua equivalente sea de 220 voltios; que todos los motores giren a velocidades sensiblemente iguales a las que indicamos para los de corriente alternativa y que los generadores tengan las siguientes características:

Tres turbo-dinamos de 760 Kw. y 500 r. p. m.

Dos Diesel-dinamos de 450 Kw. y 500 r. p. m.

Dos Diesel-dinamos de socorro de 120 Kw. y 750 r. p. m.

Puede decirse que en las condiciones apuntadas y que han servido de base para este tanteo, el ahorro de peso que probablemente podrá alcanzarse en este caso será de un 20 por 100 por lo menos, siendo del mismo orden el obtenido en el precio de los materiales. Aparte de esto, debe tenerse en cuenta que, dada la robustez del motor de inducción, los gastos de entretenimiento de la instalación habrían de ser sensiblemente menores y la seguridad de los servicios mayor.



DIVERSOS ASPECTOS DE LA ORGANIZACION DE LOS ASTILLEROS

POR

JUAN FERNANDEZ DE PALENCIA

INGENIERO NAVAL

El fuerte impulso dado a la industria española ha producido y producirá gran beneficio a la economía nacional, pero ésta ha de organizarse con arreglo a nuestros medios, pues no se consigue nada siguiendo normas extranjeras, porque generalmente no encajan con nuestras instalaciones; por lo tanto, las industrias creemos que debieran organizarse en consonancia con nuestros medios.

Los astilleros, como una de las principales industrias de la nación, deben tener un especial cuidado en su organización, pues la falta de ésta puede acarrear un gran desastre económico, aun en astilleros con material moderno; en cambio, una buena orientación puede llevar a una rebaja en los precios de las construcciones navales, los cuales acarrearían un mayor número de encargos.

A continuación voy a exponer ciertos aspectos de la organización de un astillero que pueden ser interesantes, como son: el rendimiento en el trabajo, transporte y manipulación, gastos generales y unas ligeras ideas sobre funcionamiento de la organización y equipos de montaje.

RENDIMIENTO EN EL TRABAJO.

Para que una industria rinda económicamente, una de las partes esenciales es que el perso-

nal esté ligado a ésta por beneficios económicos, resultado de su eficiencia; pero dado que el reparto de beneficios al término del ejercicio no produce gran efecto, puesto que no puede el personal prever lo que le va a corresponder con arreglo a su rendimiento, resulta que esto supone una gratificación más, pero no estimula a aumentar el rendimiento.

Voy a distinguir tres casos:

Obreros.—El rendimiento del trabajo de los obreros es función directa del beneficio que sobre su jornal base vayan a sacar; por consiguiente, creemos que el trabajo debiera de contratarse a destajo puro, por ver más claro su beneficio que si se les liquida a base de premio por cualquiera de los métodos de Taylor, Gant, Rowan, etc.; además, que como el premio suele ir en horas, pueden, con mala fe, enmascarar el número de horas y perjudicar grandemente a la empresa; para evitar también este inconveniente en los destajos, éstos se deben dar, a ser posible, por unidades completas.

Maestros y capataces.—Proponemos, como medida más conveniente para conseguir que éstos tengan un gran interés por las obras, es decir, por el astillero, lo siguiente: se les debe suministrar una tabla de doble entrada en la que, con arreglo a las horas ahorradas, sepan

las pesetas a cobrar, de forma que puedan sacar el beneficio de las distintas unidades de obra, con arreglo a lo ahorrado sobre las horas totales enviadas por la Oficina de Trabajos. Con esto se obtiene una gran vigilancia y sobre todo un gran interés en que aumente el rendimiento del trabajo.

Ingenieros.—Los Ingenieros encargados de cada obra, que inspeccionan y dirigen la misma, son la clave principal del éxito en toda organización, y como consecuencia de esto, creemos que pudiera ser conveniente indicar exactamente la cantidad en pesetas que les corresponderá, según el ahorro obtenido en las distintas fases de la construcción.

Así, con este estímulo del personal obrero y empleado, puede el astillero sacar gran beneficio o anular toda competencia, y el personal

verá la prosperidad del astillero proyectada sobre ellos; además, que de esta forma, el que trabaje más, ganará más y se eliminará al personal torpe e indolente y, en cambio, quedará recompensado el que sea diligente y eficiente.

TRANSPORTE Y MANIPULACIÓN.

Otro de los factores esenciales de la organización de todo astillero es la eficacia en el transporte y manipulación; una demostración de su importancia se da en el cuadro I (tomado del artículo publicado en el número 153 de la Revista INGENIERÍA NAVAL por el Ingeniero Naval señor Arévalo), que da el conjunto de anotaciones hechas sobre una plancha de forro de un buque, desde su entrada al astillero hasta su colocación a bordo; por las cifras del cuadro

CUADRO I

Anotación respecto al trabajo sobre una plancha del casco desde la entrada en el astillero hasta la terminación en el barco.

Elemento núm.	TRABAJO EFECTUADO	Tiempo de manipulación	Tiempo de la operación
1	Plancha recibida en el astillero descargada y apilada	10 min.	
2	Plancha seleccionada y colocada en la carretilla o vagoneta	10 "	
3	Entrada de la carretilla en el taller	3 "	
4	Plancha izada desde la carretilla al banco de madera	5 "	
5	Limpieza de la plancha, marcado y limpiado	17 "	43 min.
6	Plancha izada y apilada lista para la punzonadora	8 "	
7	Plancha montada en la punzonadora	7 "	
8	Plancha punzonada	27 "	33 "
9	Plancha descargada y apilada en el suelo	5 "	
10	Plancha transportada a la cizalla	7 "	
11	Plancha cortada	10 "	20 "
12	Plancha transportada a la avellanadora	8 "	
13	Plancha avellanada	15 "	35 "
14	Plancha quitada y apilada para la escarpadora	5 "	
15	Plancha colocada en la escarpadora	5 "	
16	Plancha fijada y escarpada	10 "	15 "
17	Plancha descargada de la escarpadora	5 "	
18	Plancha montada en la recanteadora	5 "	
19	Plancha fijada y cepillada	12 "	18 "
20	Plancha descargada, apilada en el suelo	5 "	
21	Plancha transportada al cilindro de volteo	7 "	
22	Plancha colocada en el cilindro de volteo	6 "	9 "
23	Plancha sacada del cilindro y puesta fuera del taller en la vagoneta	6 "	
24	Plancha transportada al barco y apilada	20 "	
25	Plancha izada y colocada en el barco	18 "	27 "

NOTA.—Se ha seguido una plancha a través de los tiempos de las distintas operaciones. La ejecución de estas operaciones será diferente para planchas distintas. El fin de esto es ilustrar la importancia del transporte y manipulación.

se deduce que el tiempo empleado en manipulación y transporte es el 57 por 100 del tiempo total; pero si se tiene en cuenta que en las manipulaciones se emplean, generalmente, más hombres que en las operaciones, se tiene: que el tanto por ciento de horas del presupuesto gastado en el transporte y manipulación supera al 60 por 100 de las horas del presupuesto, en este caso particular. De la media sacada de diversos trabajos hemos comprobado que llega a alcanzar de un 25 a un 45 por 100 de las horas netas del presupuesto.

Estas cifras indican de una forma evidente que pueden conseguirse grandes economías mejorando los métodos de manipulación y transporte, pues supone la partida más grande de todo presupuesto. Por estas causas sugiero que el transporte y manipulación debiera de constituir una sección importante en todo astillero, al frente de la cual pudieran estar uno o más Ingenieros que estudiarían tiempos de transporte o manipulación y horas a gastar en diversas operaciones; debiendo elaborarse planes de acuerdo con los Jefes de Departamentos con la asesoría del Jefe de Trabajos, para el mejor aprovechamiento de los servicios de transporte y elevación, y el empleo del mínimo personal en estos trabajos realmente no productivos.

GASTOS GENERALES.

Los gastos generales se suelen aplicar a todos los presupuestos, es decir, a todas las obras que tiene todo astillero; es, por tanto, de importancia capital en la economía del mismo controlar éstos; sugerimos que pudiera ser conveniente que hubiera un Ingeniero que auxiliase a la Dirección y a las Jefaturas de Departamentos en el control de los gastos generales y estableciera planes de acuerdo con las Jefaturas, para poder conseguir una rebaja en los mismos.

Como ejemplo de orientación vamos a suponer un astillero que tenga 2.000 operarios, con un jornal medio-hora neto de 2,5 pesetas; un ahorro del 10 por 100 de gastos generales supondría 1.400.000 pesetas al año, más el beneficio industrial sobre esta cantidad, que si es del 10 por 100, sería de 140.000 pesetas; luego el total ahorrado con el 10 por 100 de gastos generales es de 1.540.000 pesetas.

Como puede verse, podrían rebajarse algo las

construcciones y así poder competir con ventaja sobre los demás constructores. Al igual que los demás Ingenieros, creemos que podría ser conveniente que supiese que cuanto más ahorre más ganará, pudiendo estar sus gratificaciones tabuladas con arreglo al tanto por ciento de rebaja en los gastos generales.

FUNCIONAMIENTO DE LA ORGANIZACIÓN.

Vamos a indicar ciertos aspectos en el funcionamiento que pudieran ser interesantes; para ello voy a describir desde el momento que se tiene la especificación y planos principales hasta la montura del material a bordo.

Una vez aprobado por el armador presupuesto, especificación y planos principales, el Jefe del Departamento, asesorado por el Jefe de Trabajos, estudiarán y harán el plan de montaje, que será enviado a Proyectos para que desarrolle los planos de acuerdo con este plan; esto es esencial, sobre todo actualmente por la profusión de estructuras soldadas, pues su prefabricación en el taller y su montaje requiere que los planos se desarrollen de acuerdo con este tipo de montaje, porque intentar la prefabricación con barcos concebidos sin tener esto en cuenta es antieconómico y no se efectúa un trabajo de garantía.

La Sala de Delineación deberá tener en cuenta el plan de montaje al hacer los pedidos de materiales (1).

Terminados los planos, la Oficina de Presupuestos distribuirá las horas por subconceptos, de acuerdo con el presupuesto; con arreglo a estas horas, la Oficina de Trabajos levantará las órdenes correspondientes, que enviará a los diversos talleres con las horas a gastar.

Para evitar que los barcos estén gran tiempo en las gradas o a flote, lo cual supone pérdidas, debido a que se tiene un capital inmovilizado cuyos intereses no se perciben y además que

(1) Por ejemplo, en el caso de los pedidos de planchas de acero, creemos que para barcos soldados total o parcialmente sería más conveniente hacerlos con arreglo a dimensiones fijas dentro de cada espesor, pues da una gran facilidad a las campañas de los altos hornos y además se ahorraría hombres y tiempo en el almacenamiento y búsqueda de planchas en el astillero, no aumentando el desperdicio de chatarra, que sería comparable al de hoy día, debido a que en este tipo de construcción, por su especial montaje, el despiece de planchas debe ser completamente distinto al de los barcos remachados.

EQUIPOS DE MONTAJE.

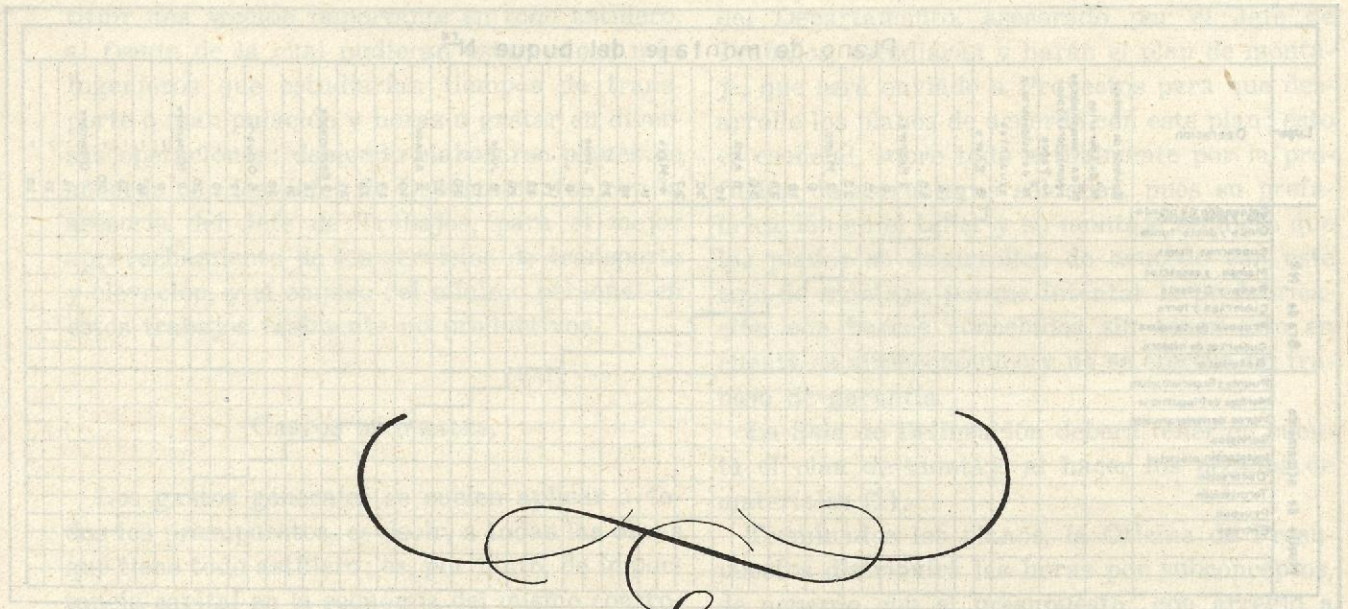
Para aumentar el rendimiento en el montaje creemos que hace falta que los componentes del equipo sea personal que no interfiera en los trabajos de los talleres, es decir, que sea en cierto aspecto autónomo; por otra parte, en cada equipo deben haber operarios que conozcan varios oficios; por ejemplo, en los grupos de montaje de material de acero es necesario que sepan soldar varios del equipo, pues así se ahorra tiempo y jornales al ser del mismo equipo el obrero que apunta y prepara el material para soldar; lo mismo ocurre en otros aspectos con los de chapa fina, tubería, electricistas, carpinteros, etc. Así podría evitarse la pérdida de tiempo del equipo y del operario que ha enviado

el taller y que está parado hasta tanto se presente otro trabajo.

Por esta causa sugerimos que se debiera estudiar el trabajo en que interviene cada equipo y preparar a sus componentes de forma que el trabajo que se presente en el montaje pueda hacerlo el equipo sin necesitar ayuda de operarios de los talleres.

* * *

He indicado estas ligeras ideas sobre la organización de un astillero porque creo que sería conveniente pensar que con gran organización pueden abarataarse las construcciones navales, sin necesidad de crear grandes instalaciones, que serían desproporcionadas a nuestra producción y suponen casi siempre capital el cual hay que amortizar.



...los planos de montaje de estos...
 ...los de fabricación deben corresponder de for-
 ...me que a la terminación del trabajo de un equi-
 ...po o grupo en un taller se tenga previsto otro
 ...trabajo para estas operaciones.
 ...Lo mismo que se hace en el montaje podría
 ...hacerse con el trabajo en los talleres para las
 ...diferentes unidades de obra que de acuerdo con
 ...los planes de montaje del barco se debiera con-
 ...locionar planes de fabricación que los fabri-
 ...carios los ingenieros de los talleres fijando los
 ...hombreros de cada operación y fecha; de esta for-
 ...ma podrían controlarse el cumplimiento de cada obra
 ...las siguientes operaciones.

SOBRE EL ESTUDIO DE LAS FORMAS DE BUQUES

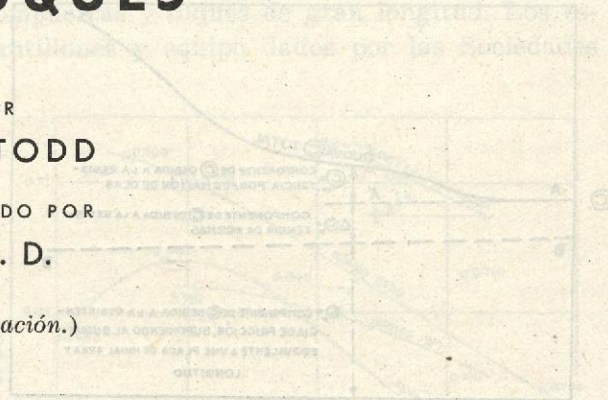
POR

F. H. TODD

TRADUCIDO POR

R. M. D.

(Continuación.)



RESISTENCIA DE LAS FORMAS DEL BUQUE.

Después de la discusión sobre las resistencias de fricción y por formación de olas, indicada anteriormente, podemos considerar que la curva total de \odot está formada por dos partes, \odot_F y \odot_w debidas a la fricción y a la formación de olas respectivamente.

En la figura 13, AA representa la curva total de \odot tal como ha sido medida en el Canal. \odot_F puede calcularse como se ha descrito, suponiendo que la resistencia de fricción del casco es la misma que la de una superficie de igual área y longitud. Si consideramos por el momento sólo los resultados de los modelos, puede calcularse la resistencia utilizando los coeficientes de fricción del buque. La curva de \odot_F será algo inferior a medida que la velocidad (y el número de Reynolds) del modelo aumenta. Si el modelo ha sido probado a velocidades pequeñas, la parte inferior de la curva \odot será sensiblemente paralela a la curva \odot_F que es casi rectilínea como BB, con alguna pendiente y a poca distancia sobre la misma. A esta velocidad la resistencia por formación de olas es despreciable, y la resistencia adicional sobre la calculada con la información de placas se denomina resistencia de forma y se indica en la figura 13 como $\Delta \odot_F$.

Esta resistencia de formas se compone de dos

partes. En primer lugar si la popa del modelo es muy llena y corta, o el pantoque es de pequeño radio, se pueden producir torbellinos y la energía perdida aumentará la resistencia. Para evitar esta resistencia por formación de remolinos, la parte de popa de las flotaciones del buque deben tener una curvatura suave y la tangente a dichas curvas no excederá de unos 18° con la línea eje del buque. Esto no es siempre posible, pero debe mantenerse tanto como sea posible sin interferir en otros factores. El radio del pantoque puede ser reducido en buques de poca velocidad, valores tales que hagan el coeficiente de la maestra llegar a 0,98, pueden utilizarse si se tiene cuidado en evitar brusquedades en donde termina el cuerpo cilíndrico y también en el sitio donde empieza a subir el fondo plano en buques que lo tengan. Pero aun en modelos en los cuales es difícil que se presente tal formación de torbellinos existe una componente de la resistencia de formas que es atribuida a las diferencias entre las placas planas y curvas.

Con una placa plana, la velocidad relativa del agua exterior a la zona de contorno será constante e igual a la velocidad de avance de la placa, pero en el caso de un cuerpo esto ya no se verifica.

Es conveniente considerar este problema primeramente para un cuerpo de formas hidrodinámicas.

námicas—un sólido de revolución tal como un torpedo o dirigible—sumergido en un fluido a gran profundidad, para que, de esta manera, no exista formación de olas que perturben el flujo hidrodinámico. La presión normal al sólido variará en toda su superficie y también su velocidad, y entonces la consideración física de que el camino a recorrer por el líquido en el cuerpo debe ser por necesidad mayor que en el

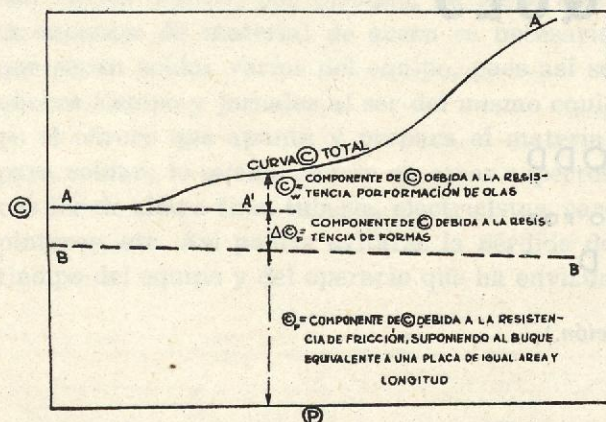


Fig. 13.—Componentes de la resistencia del buque.

caso de una placa plana de la misma longitud, indica, por lo tanto, que la velocidad media debe ser mayor.

Por esta razón debemos suponer de antemano que la resistencia de fricción ha de ser mayor, y que dependerá de las proporciones del sólido en cuestión, siendo tanto menor cuanto mayor sea la fineza del sólido. Se llama fineza a la relación,

$$\frac{\text{LONGITUD EN LA DIRECCIÓN DEL MOVIMIENTO.}}{\text{DIÁMETRO MÁXIMO.}}$$

Esto se deduce de los experimentos efectuados con tales sólidos en el aire, donde, por ejemplo, el dirigible "R 33", cuyo grado de fineza era 8,2, dió una resistencia de forma del 4 por 100 de la fricción para una placa del mismo número de Reynolds, mientras que el "Akron", cuyo grado de fineza era 5,9, dió un 7,7 por 100. Sin embargo, la reducción en fineza por debajo de un cierto valor, aunque puede aún reducir la resistencia de formas, aumentará la resistencia de fricción a causa de la mayor superficie, existiendo, por consiguiente, un grado de fineza óptimo. Este puede ser más bien que una cifra definida, un valor que varía con el tipo particular del sólido.

Cuando el cuerpo se trae a la superficie y se convierte en un buque, el efecto de forma está todavía presente, pero se complica más por el hecho de que la variación de presiones a lo largo del casco da origen a sistemas de olas, que varía la superficie mojada y las velocidades sobre el casco. Estos últimos efectos se consideran en la resistencia por formación de olas, y la de formas se toma como un exceso a la resistencia de fricción equivalente de una placa plana a tan bajas velocidades que la resistencia correspondiente por formación de olas es despreciable.

Perring publicó en 1925 los resultados de algunos experimentos en el N. P. L. con modelos de buques de formas simples y diversas relaciones de manga a calado. Determinó que el ΔC_F era de 0,10 a 0,12 aproximadamente del valor total de C_F considerado como la unidad, esto es, un aumento del 10 al 12 por 100, siendo las cifras menores correspondientes a la relación de manga a calado igual a 2,0, o sea, un semisólido de revolución, para el cual la resistencia de forma se sabe que es muy pequeña.

Baker ha dado cifras similares, del orden del 4 al 15 por 100 para buques de guerra y trasatlánticos, y llegando a 25 por 100 en cargueros, pero como el coeficiente cilíndrico de este último era muy alto, 0,80, probablemente incluye alguna resistencia por torbellinos sobre el cuerpo de popa.

En los años recientes Wigley ha publicado los valores de resistencias medidas para un gran número de modelos de poca manga y formas finas, en los cuales no es probable que haya remolinos a popa o en el pantoque. La ordenada en el punto de mínima velocidad de la curva C medida cuando C_F ha sido sustraída de la misma, se tomó como medida del valor de ΔC_F , o sea la resistencia de formas. Estos valores están desarrollados en la figura 14 sobre una base en que se indican los valores de la mitad de los ángulos de entrada de la flotación a proa. Los valores dados por la curva disminuyen conforme aumenta el ángulo de entrada desde 0,10 para 5° hasta cero a 20°. Wigley también llevó a cabo una investigación estadística de ΔC_F de una serie de modelos de buques durante las experiencias ordinarias en el canal de experiencias y encontró que aumentaba desde muy pequeños ángulos en flotaciones cóncavas.

vas a un máximo para unos 10°, y para mayores ángulos con líneas de flotación convexas, disminuye de nuevo.

Por consiguiente, para una resistencia de formas mínima el ángulo de entrada deberá ser grande y las líneas convexas. Para explicar este efecto, parece necesario suponer que la proa llena hace el efecto de empujar el agua hacia adelante, disminuyendo, por lo tanto, el movimiento relativo del agua al pasar el casco en la región donde se experimenta la mayor resistencia de fricción. Como consecuencia, la velocidad relativa en toda la longitud del casco se reduce y en casos extremos, la resistencia de fricción es actualmente menor que aquélla de una placa equivalente. El aumento de presión sobre la parte de proa de la roda da origen a alguna resistencia adicional por formación de olas, pero a pequeñas velocidades esto no será importante, obteniéndose alguna mejora. Esto se deduce de los experimentos de Eggert a que nos referimos anteriormente. El modelo que utilizó tenía una proa de bulbo muy pronunciada con presiones altas en su parte de proa, pero la resistencia de formas resultó negativa en los dos tercios inferiores del margen de velocidad, en contraposición de los primeros resultados obtenidos por el mismo con proas sin bulbo, en los cuales la resistencia de formas era positiva. Sin embargo, esto sólo puede obtenerse con un aumento de la resistencia por formación de olas y solamente se recomienda con pequeñas velocidades en que la resistencia por formación de olas es un pequeño porcentaje del total. Tales flotaciones llenas a proa eran hace tiempo consideradas como beneficiosas para pequeñas velocidades y he aquí su explicación. Tienen además la ventaja de que para un desplazamiento dado, la popa puede hacerse más fina y las formas de las flotaciones se afinan lo suficiente para asegurar la ausencia de la resistencia por formación de olas.

DETERMINACIÓN DE LAS DIMENSIONES DEL BUQUE.

La velocidad es la característica predominante solamente en un corto número de buques y en el campo ordinario de buques mercantes las formas del casco no pueden determinarse teniendo en cuenta solamente el obtener la resistencia mínima. La primera condición que suele

imponer un armador es que el buque debe cargar un determinado peso muerto. Además, suele haber un cierto número de otras restricciones. Una de las dimensiones que puede aumentarse con ventaja en cuanto a la resistencia es la eslora, pero esto representa un aumento del coste inicial, siendo además restringida a causa de la resistencia estructural y aunque secundariamente también influye el que necesita mayor longitud de muelle de atraque y canales con compuertas y diques de gran longitud. Los escantillones y equipo dados por las Sociedades

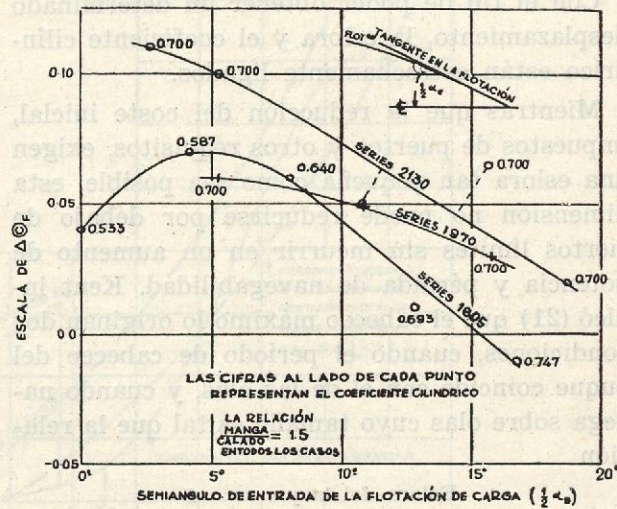


Fig. 14.—Resistencia de formas de varios modelos. ΔC_F es el porcentaje de resistencia de formas para completar C .

de clasificación dependen principalmente de la eslora. En algunos casos, un pequeño aumento en la eslora, aun cuando beneficie la resistencia, puede originar un numeral mayor y por consiguiente mayores escantillones y equipo.

El aumento de calado también reduce la resistencia, pero también se refleja en un mayor puntal del casco, el cual aumenta la resistencia estructural, y por consiguiente, con relación al coste es una dimensión económica. Desgraciadamente, el calado está generalmente ligado a la profundidad de agua en los puertos y particularmente por las entradas de los diques secos.

El aumento de manga sin la correspondiente disminución en afinamiento del buque es generalmente un inconveniente desde el punto de vista de la resistencia, mientras que una relación mínima de manga a calado es primordial para la estabilidad.

El ingeniero naval está, por consiguiente, impuesto con el problema de proyectar un casco, el cual está de acuerdo con unas condiciones límites y al mismo tiempo que su propulsión sea económica. Tal proyecto es generalmente un compromiso, y debe emplear para su resolución los conocimientos de resistencia del buque diseñados en la primera parte de este artículo.

ESLORA Y COEFICIENTE PRISMÁTICO.

Con el fin de poder obtener un determinado desplazamiento, la eslora y el coeficiente cilíndrico están estrechamente ligados.

Mientras que la reducción del coste inicial, impuestos de puertos y otros requisitos, exigen una eslora tan pequeña como sea posible, esta dimensión no puede reducirse por debajo de ciertos límites sin incurrir en un aumento de potencia y pérdida de navegabilidad. Kent indicó (21) que el cabeceo máximo lo originan dos condiciones, cuando el período de cabeceo del buque coincide con el de las olas, y cuando navega sobre olas cuyo tamaño es tal que la relación

$$\frac{\text{Eslora del buque}}{\text{Longitud de la ola}} = \frac{L}{\lambda}$$

sea algo menor que la unidad. De acuerdo con esto, un buque debe tener una eslora algo mayor que la longitud normal de las olas que se encuentran en las rutas normales de comercio en que va a navegar. Para que el cabeceo sea mínimo, Kent demostró que el valor de L/λ debe

ser aproximadamente 1,7, mientras que si se desea que el aumento de calado debido a la inercia del buque al caer sobre las olas sea un mínimo, dicho valor ha de ser 1,2 (22). Su experiencia obtenida en navegaciones durante el invierno, en el Atlántico Norte, indica que las longitudes más comúnmente encontradas oscilaban entre 84 y 92 m., de manera que para obtener un cabeceo mínimo la eslora debe ser alrededor de 152 m.

En el Mar del Norte es usual encontrar olas de menor longitud, 46 a 61 m., y la eslora para cabeceo mínimo debe ser de 80 a 104 m. Mientras que los grandes trasatlánticos y cargueros navegan con bastante facilidad en estos mares, existe un gran número de barcos que se incluyen en la clase de costeros que no lo hacen y se sabe que tales buques pequeños sienten mucho antes el mal tiempo que los de gran tamaño.

Mientras que los requisitos de navegabilidad fijan un límite mínimo a la eslora, éstos también marcan un límite superior a las formas llenas admisibles. En una serie de pruebas con modelos sobre olas, en que los coeficientes cilíndricos oscilaban entre 0,80 a 0,60, Kent determinó que el coeficiente cilíndrico máximo para obtener unas buenas cualidades marineras y mantener la velocidad era de 0,75 (23). El modelo más lleno de la serie de pruebas embarcó agua en un menor número de longitudes de olas que los de formas finas, pero una vez con agua dentro, llegó en algunos casos hasta a inundarse. Estas conclusiones de las pruebas con modelos han sido confirmadas por buques reales, como se indica en la tabla I obtenida por Kent (24).

TABLA I

Resultados de pruebas de modelos navegando sobre olas

BUQUE	Eslora Metros	β	Velocidad en aguas tranquilas Nudos	% de pérdida de velocidad en olas de 1,83 metros de altura para algunos valo- res de $\frac{SHP}{\Delta}$
"Berengaria"	269,32	0,60	24,0	4,2
"Montcalm"	166,42	0,71	16,5	6,7
"London Mariner"	137,16	0,73	14,3	7,3
"Oroyo"	161,54	0,70	13,6	8,1
"Oropesa"	161,54	0,745	13,0	10,4
"San Alberto"	134,72	0,742	12,7	13,4
"San Tirso"	128,02	0,785	10,25	21,0
"San Gerardo"	161,54	0,83	11,30	32,7

El porcentaje de pérdida en velocidad sobre olas de 1,83 m. de altura crece poco con el coeficiente de bloque hasta un valor de 0,74, pero sobre este valor, la pérdida crece muy rápidamente.

El excesivo llenado de las formas de proa también provoca un movimiento lento y debe cuidarse de evitar superficies planas en la región baja del casco a proa. Las secciones transversales no deben tener forma pronunciada en

y 1,50. Estos dan las velocidades a las cuales la resistencia de interferencia es máxima, esto es, los puntos en que los valores de C_w se alejan más de la curva de resistencia media por formación de olas C_w la que hemos visto que varía como V^4 (fig. 15). Estos no indican, en general, un máximo absoluto, sino que a estas velocidades la curva C_w se hace horizontal antes de comenzar a ascender a la próxima cresta. Para que un buque navegue en condiciones eco-

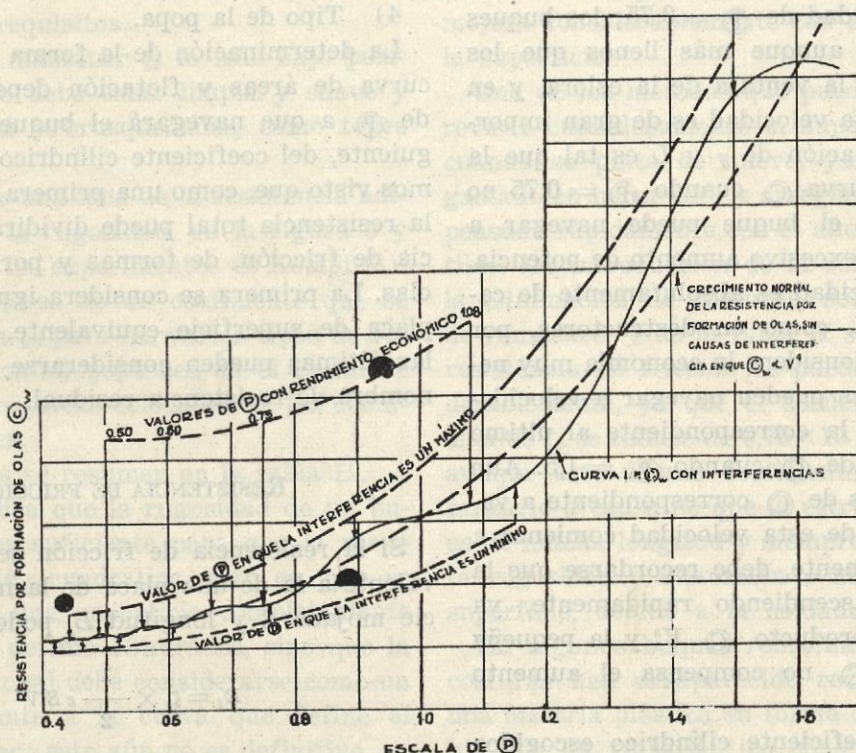


Fig. 15.—Velocidades económicas para obtener una resistencia mínima por formación de olas.

U en el fondo del casco y la línea de canto alto de varengas en el costado debe comenzar a subir a continuación del cuerpo cilíndrico de tal forma que se obtenga una forma en V que permita al casco introducirse en el agua suavemente cuando cabecea.

Como hemos visto al discutir la resistencia por formación de olas, el producto del coeficiente cilíndrico por la eslora ϕL , en la forma del coeficiente de velocidad P , dará una indicación sobre si el buque navega a velocidad favorable a la formación de olas. Los valores de P dados anteriormente para una formación de olas máxima son 0,485, 0,555, 0,667, 0,895

nómicas es preciso que el valor de P esté situado en este trozo y que la velocidad de servicio no esté demasiado cerca del punto en que comienza a ascender la curva, con el fin de que las formas tengan un margen de bondad a una velocidad algo mayor, lo cual tiene gran importancia para ganar durante el buen tiempo la pérdida obtenida con los temporales. En la figura 15 vemos que los valores máximos de P son, aproximadamente, 0,50, 0,60, 0,75 y 1,08. Si éstos son excedidos, el aumento de velocidad se conseguirá a expensas de un aumento desproporcionado en la potencia.

En un buque de formas llenas, tal como el

costero de la figura 1, las crestas a poca velocidad están bien definidas y la máxima velocidad económica será dada por

$$\textcircled{P} = 0,50$$

Las formas de un buque tanque cuyo coeficiente cilíndrico sea 0,77 puede navegar a la velocidad $\textcircled{P} = 0,60$ sin ningún aumento innecesario de la potencia.

En formas más finas como pesqueros, el seno a velocidades pequeñas no está muy marcado y la primera pendiente desfavorable de la curva sucede a la velocidad de $\textcircled{P} = 0,75$; los buques "Cross-Channel", aunque más llenos que los pesqueros, tienen la ventaja de la eslora, y en este caso en que la velocidad es de gran importancia, la combinación de φ y L es tal que la elevación de la curva \textcircled{C} cuando $\textcircled{P} = 0,75$ no es perjudicial y el buque puede navegar a $\textcircled{P} = 1,08$ sin un excesivo aumento de potencia.

Cuando la velocidad es absolutamente de capital importancia, como en destructores, por ejemplo, y no se considera la economía muy necesaria, las formas pueden navegar a velocidades mayores que la correspondiente al último seno de la curva de \textcircled{C} cuando $\textcircled{P} = 1,5$. Aun cuando los valores de \textcircled{C} correspondiente a valores por encima de esta velocidad comienza a descender rápidamente, debe recordarse que la potencia sigue ascendiendo rápidamente, ya que depende del producto $\textcircled{C} \cdot V^3$ y la pequeña disminución de \textcircled{C} no compensa el aumento de V^3 .

La eslora y coeficiente cilíndrico escogidos para una propulsión económica a una cierta velocidad están, por lo tanto, íntimamente ligados y su obtención depende especialmente de la información del ingeniero y de la publicada sobre el asunto. Una forma original debida a F. H. Alexander es una buena guía, relaciona el coeficiente de bloque, la velocidad y eslora en la ecuación

$$\delta = 1,04 - 1,68 \textcircled{\delta}$$

δ = Coeficiente de bloque

$$\textcircled{\delta} = \text{Número de Froude} = \frac{V}{\sqrt{gL}} = 916425 \frac{V}{\sqrt{L}}$$

L = Eslora en metros.

V = Velocidad en nudos.

En el libro del Dr. Baker (25), de resistencia y propulsión del buque, se encuentra también bastante información y en los artículos de Sir

Amos Ayre (26). Cuando han sido determinadas las dimensiones principales y los coeficientes de formas, la resistencia del buque depende principalmente de las características siguientes:

- 1) Distribución del desplazamiento, tal como se representa en la curva de áreas de secciones y su abscisa del centro de carena.
- 2) La forma de la flotación en carga, especialmente a proa.
- 3) Forma de las secciones transversales en los extremos; y
- 4) Tipo de la popa.

La determinación de la forma concreta de la curva de áreas y flotación depende del valor de \textcircled{P} a que navegará el buque y, por consiguiente, del coeficiente cilíndrico escogido. Hemos visto que, como una primera aproximación, la resistencia total puede dividirse en resistencia de fricción, de formas y por formación de olas. La primera se considera igual a la de una placa de superficie equivalente, mientras que las últimas pueden considerarse juntas, con el nombre de resistencia residual.

RESISTENCIA DE FRICCIÓN.

Si la resistencia de fricción se supone equivalente a la de una placa de la misma superficie mojada S y longitud L , podemos escribir:

$$R_f = \zeta_0 \times \frac{1}{2} \rho S V^2$$

La resistencia será mínima cuando S y ζ_0 sean mínimos de acuerdo con los demás requisitos del proyecto.

Como L se fija de acuerdo con φ y V , lo único que queda para reducir S es la relación de manga a calado B/T . Taylor ha expresado la superficie mojada con la fórmula

$$S = C \sqrt{\Delta L}$$

dando curvas de C en función del coeficiente de afinamiento de la maestra y B/T (27), lo que demuestra que la superficie mojada mínima se obtiene con una relación $B/T = 3$; pero tales valores no son admisibles por otras causas. Para un coeficiente de la maestra dado, necesita una gran manga, y esto indica un aumento de la resistencia por formación de olas; además, esto conduce a alturas metacéntricas

grandes y por consiguiente gran rigidez del buque con el consiguiente mal confort de los pasajeros. En buques mercantes es usual encontrar valores más cercanos a 2,0 que a 3,0 y un valor muy común es 2,3. En buques "Cross-Channel", en que se limita el calado, puede utilizarse el valor 3,0, aunque en este caso no es una desventaja el gran radio metacéntrico, ya que la altura metacéntrica se reduce por llevar muchas superestructuras y carga en cubierta. Vemos, pues, que la relación manga a calado no se fija para obtener una resistencia mínima, sino por otros requisitos.

Con el fin de mantener ζ_0 lo más bajo posible, la superficie debe estar limpia y suave y libre de esquinas y brusquedades, como topes y solapes.

Se puede tener una idea de la resistencia adicional debida a la rugosidad, en la figura 5 y en la tabla II de los experimentos de Kempf (8). Este dió los valores de un coeficiente que se debe aumentar a ζ_0 para los varios tipos de rugosidad, probados en pontones en el Canal de Hamburgo y con placas colocadas en los costados de los buques.

Los resultados se resumen en la tabla II.

El cuadro indica que la rugosidad de un buque limpio no es suficiente para que la resistencia siga la ley cuadrática, esto es, que se comporta como una superficie completamente rugosa como la definió Nikuradse, sino que la resistencia adicional debe considerarse como un aumento constante a la curva que define el coeficiente ζ_0 , pero esto aún no es definitivo.

El Canal de Wáshington ha adoptado los

coeficientes de Gebers para superficies lisas, y aumenta por rugosidad un 14 por 100 para un carguero de 122 m. a 22 por 100 en un acorazado de 274,50 m. (28). Esto hace que el coeficiente total esté de acuerdo con los dados por Froude; estos últimos dan menos resistencia que la real del casco, mientras que los de Kempf para chapas del casco ordinarias indican porcentajes mucho mayores que los adoptados por el Canal de Wáshington. Los conocimientos sobre este campo no son en la actualidad muy satisfactorios, pero es suficiente indicar que se mejora considerablemente con el tipo actual de la superficie.

Uno de los métodos que pueden utilizarse es revisar cuidadosamente la superficie del casco cuando se pinta de nuevo, ya que el tiempo gastado en hacer esto y arreglarlo se verá compensado rápidamente con el ahorro del combustible. La introducción de la soldadura permite la eliminación de costuras, solapes y cabezas de remaches, y de la tabla II se deduce que la resistencia de fricción se puede reducir considerablemente, ya que el coeficiente de corrección de ζ_0 se reduce de $0,75 \times 10^{-3}$ a $0,10 \times 10^{-3}$, aunque este último coeficiente sea difícil alcanzarlo a causa de que la estructura del casco es de mucha longitud y siempre tiene una cierta rugosidad y distorsión o abolladuras de la superficie, debido a la soldadura.

En algunos buques remachados los topes y costuras han desaparecido recubriéndolos con una materia plástica en forma de cuña. Esto se hizo en un trasatlántico construido hace muchos años, llegándose a un ahorro en la poten-

TABLA II

TIPO DE LA SUPERFICIE	C_k	Aumento como porcentaje del valor de C_F en superficie lisa para un buque de 122 metros.
Buque de 122 m. superficie lisa	$1,60 \times 10^3$	—
1) Planchas de acero lisas, con pintura nueva, sin remaches, costuras ni solapes, ni cubrejuntas, con una rugosidad media de 0,3 mm.	$0,10 \times 10^3$	6
2) Como 1), pero con topes de 20,3 mm. de espesor cada 4,88 m.	$0,40 \times 10^3$	25
3) Casco nuevo, pintura nueva, con remaches, topes y cubrejuntas de acuerdo con los buques "Hamburgo" y "Europa"	$0,75 \times 10^3$	47
4) Casco forrado de cobre del "Greyhound"	$0,75 \times 10^3$	47
5) Superficie plana con partículas de arena de 1 mm. de diámetro en un 100 por 100 área	$1,0 \times 10^3$	62
6) Superficie plana con salientes de 3 a 4 mm. de altura en un 25 por 100 área	$3,0 \times 10^3$	187

cia de un 7 por 100. Esto representa un porcentaje mucho mayor de la resistencia de fricción. En algunos experimentos con modelos verificados por Baker (25) se dedujo que puede obtenerse cerca de la mitad del ahorro en potencia debida al cambio por superficies lisas de los topes y solapes, si éste se hace solamente en 1/8 de la eslora, en la proa. Los resultados de las pruebas con dos buques gemelos, en los cuales se alisó un 20 por 100 de la longitud de la superficie mojada, en la proa, con un material especial, mostraron una ganancia en la potencia de un 4 por 100.

Esta ganancia puede perderse al volver la rugosidad a las planchas, por ejemplo, a causa del concepto 6 de la tabla II. Taylor ha dado las cifras para dos casos—un destructor americano, cuya estancia en el Atlántico Norte, sin limpiar fondos era de ocho meses, y un acorazado con diez meses en aguas de California—en los cuales se alcanzaron un coeficiente de corrección de ζ_0 de $3,62 \times 10^{-3}$ y $2,43 \times 10^{-3}$ respectivamente, completamente de acuerdo con las experiencias de Kempf. El aumento medio de la potencia en un gran número de buques americanos, cuya estancia en la mar fué de cuatro y medio y seis meses, es de 7,8, 9,6 y 11,8 por 100, respectivamente; pero las cifras para cada buque en particular varían mucho con la época del año, duración de la estancia en puerto y en la mar, región en la que se navega, etc. Así, Baker da cifras del orden de un 20 por 100 después de tres meses de navegación en el "Tyne" y un 11 por 100 después de cuarenta días en el "Clyde", siendo excedida esta última cifra por Sir Archibald Dermv, que dió 1/2 por 100 por cada día, debido al crecimiento de algas y moluscos en los cascos de buques situados fuera del puerto de Dumbarton.

Estas cifras son suficientes para indicar a los constructores, armadores y capitanes de buques la importancia que tiene el conservar las superficies limpias, lisas y bien pintadas, eliminando la rugosidad estructural del casco original tanto como sea posible.

RESISTENCIA POR FORMACIÓN DE OLAS Y FORMAS.

Mientras que los coeficientes de resistencia de fricción son aplicables a todos los tipos de buques, el problema de obtener la mejor forma de buque para una resistencia mínima por formación de olas es mucho más difícil. Debido a la interferencia de las resistencias por formación de olas y de fricción, los requisitos para que la primera sea mínima dependen del valor de V/\sqrt{L} o \textcircled{P} a que el buque navegue.

En primer lugar, es conveniente estudiar los requisitos necesarios para una resistencia mínima por formación de olas y después de estudiar cómo pueden modificarse para tener en cuenta el efecto de las formas.

De las experiencias con modelos hechas en el Canal de Teddington por Wigley (29) se pueden sacar algunas deducciones interesantes. Estos tenían un coeficiente cilíndrico de 0,700, siendo las formas simétricas respecto a la maestra. En los otros dos se introdujo la simetría de la proa y la popa, de tal manera que se obtuviesen dos formas con una abscisa del centro de carena de 4,08 y 6,12 por ciento L respectivamente desde la maestra. Al verificar las corridas de estos modelos en los dos sentidos se obtuvieron cinco modelos, con una reducción progresiva del ángulo de entrada y un movimiento hacia popa del centro de carena. Las dimensiones principales se muestran en la tabla III.

TABLA III

Mdelo n.º	Dirección de la corrida	Forma de la flotación a proa	$\frac{L}{B}$	$\frac{B}{T}$	ϕ	$\frac{1}{2} \phi_0$	Abscisa del C. de C. en % L .
2130 A.	Extremo lleno a proa	Muy cóncava	10,66	1,50	0,70	2,7°	6,12 a proa
2130 A.	Extremo lleno a proa	Cóncava	10,66	1,50	0,70	5,3°	4,08 a popa
1970 B.	Simétrico	Recta o ligeramente convexa	10,66	1,50	0,70	10,7°	En la maestra.
2130 A.	Extremo lleno a proa	Convexa	10,66	1,50	0,70	15,7°	4,08 a proa
2130 B.	Extremo lleno a proa	Convexa	10,66	1,50	0,70	18,2°	6,12 a proa

Las curvas C_w de formación de olas calculadas se muestran en la figura 16. A velocidades inferiores a $V/\sqrt{L} = 0,75$ la resistencia por formación de olas es menor cuanto más pequeño es el ángulo de entrada. Sobre $V/\sqrt{L} = 0,70$ la curva de C_w para las formas con menor ángulo de entrada comienza a ascender más rápidamente que los otros y se hace mayor que todos sucesivamente hasta $V/\sqrt{L} = 1,0$ en que solamente el de ángulo de entrada mayor la excede, esto es, el mismo modelo navegando al revés.

A pequeñas velocidades, la resistencia principal es debida al sistema de olas formado por la proa, y esto depende del ángulo de entrada, de manera que cuanto más pequeño, menor es la resistencia. A velocidades algo mayores, la resistencia debida a la curvatura de la entrada es muy importante y la inclinación de la tangente a las flotaciones en la entrada debe ser tanto mayor cuanto más fino es el ángulo de la proa (ya que todas tienen que alcanzar la semimanga en la maestra), con el resultado de que

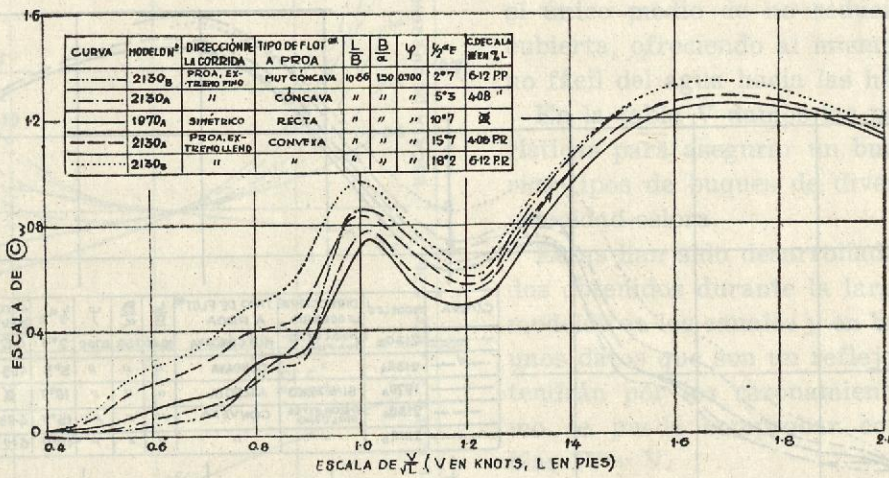


Fig. 16.—Curvas calculadas de la constante C_w de resistencia por formación de olas.

Si sigue aumentando la velocidad, las dos curvas C_w se acercan y finalmente a $V/\sqrt{L} = 1,40$ la resistencia por formación de olas es la misma para este modelo, en cualquier sentido de remolque. La teoría demuestra que en un fluido perfecto esto sucederá igual a todas las velocidades, siendo debidas las diferencias de las curvas C_w en un fluido real a la viscosidad, y la desaparición de esta diferencia es motivada por el pequeño efecto de la viscosidad a altas velocidades.

El modelo con el ángulo de entrada siguiente es óptimo para $V/\sqrt{L} = 0,75$, pero presenta un ascenso rápido, y para valores superiores a $V/\sqrt{L} = 0,90$ el modelo con las flotaciones rectas y un ángulo de entrada de $10^{\circ},7$ es el mejor y mantiene su superioridad hasta su velocidad máxima.

Estos cambios de resistencia relativa pueden explicarse ampliamente aplicando los conocimientos de resistencia por formación de olas ya expuestos.

las formas cuyos ángulos sean pequeños pierden su superioridad. Finalmente, a grandes velocidades, la forma simétrica con ángulos medios a proa y flotaciones rectas son las mejores, pero no existe una gran diferencia entre ellas, y a estas velocidades Wigley demostró (30) que la forma no influye y que el valor de C_w depende solamente de la relación de eslora y desplazamiento.

Las conclusiones anteriores deben modificarse, especialmente a pequeñas velocidades, cuando se considera el efecto de la resistencia de formas. Las curvas medidas de resistencia residual para los cinco modelos de la tabla III se indica en la figura 17. La resistencia residual se obtiene de la total medida, restando la de fricción indicada por Froude, esto es,

$$C_R = C_w + \Delta C_F$$

Los valores de ΔC_F para estos cinco modelos a velocidades pequeñas han sido dados en la figura 14, y como todos los modelos tienen

prácticamente la misma superficie mojada, el valor de C_F será el mismo para todos. De aquí que los méritos de cada uno estén definidos por las curvas de coeficientes de resistencia residua C_R .

Un estudio de la figura 17 indica algunas características muy interesantes. Hemos visto que la resistencia de formas ΔC_F disminuye con el aumento del ángulo de entrada, lo cual es completamente opuesto a la variación de resistencia por formación de olas a velocidades pequeñas. A estas velocidades, el efecto de for-

a $V/\sqrt{L}=1,0$. Estos resultados pueden resumirse como sigue:

Estas conclusiones están bien ilustradas gráficamente en la figura 18. Las abscisas de este diagrama pueden ser los ángulos de entrada o las abscisas del centro de carena y las curvas son trazadas para valores de V/\sqrt{L} constante; para distinguir la diferencia en el valor de C_R a partir del modelo intermedio de la serie, esto es, el modelo simétrico con el centro de carena en la maestra. Para $V/\sqrt{L}=0,4$ el mejor modelo es aquél con la proa llena, lo cual se ve en

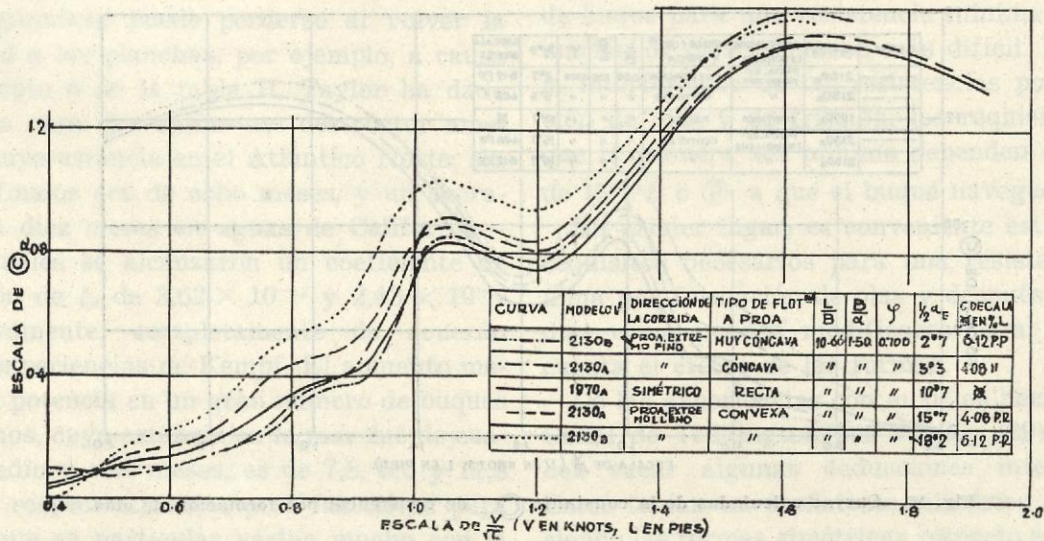


Fig. 17.—Curvas experimentales de la constante C_R de resistencia residua.

mas es mucho mayor que el debido a la formación de olas, invirtiendo el avance de los modelos. Por consiguiente, a velocidades inferiores a las correspondientes a $V/\sqrt{L}=0,5$ el modelo cuyo centro de carena está más a proa y de mayor ángulo de entrada es el óptimo, mientras que el peor es aquel en que el centro de carena está más a popa y el ángulo de entrada es menor. Las curvas de C_R se cortan aproximadamente a $V/\sqrt{L}=0,5$ y a continuación de este punto el orden de las curvas se invierte, desde dicha velocidad hasta 0,75 las dos formas con el centro de carena a popa de la maestra prácticamente se confunden. A esta velocidad, la curva de C_R para las formas más finas comienza a aumentar, como vimos antes, y se nota un cambio gradual en las líneas de proa desde formas cóncavas hasta las rectilíneas con el centro de carena en la maestra, siendo este último óptimo para todas las velocidades superiores

la pendiente de la curva para dicha relación de velocidad-eslora. Para $V/\sqrt{L}=0,6$ y 0,8 esta pendiente se invierte, mostrando la ventaja de la proa fina, mientras que a mayores velocidades la resistencia residua aumenta conforme nos apartamos del modelo simétrico.

Aunque la resistencia de formas a pequeñas velocidades tiene un efecto muy grande sobre el valor total de C , un estudio de las curvas en las figuras 16 y 17 sugiere que este efecto tienda a desaparecer rápidamente, ya que el orden relativo de los modelos a velocidades altas no se cambia al incluir el efecto de formas. Si este último fuese debido únicamente al aumento de la superficie mojada a causa de la mayor velocidad media del agua a lo largo de la superficie curva del casco comparada con las placas, se podría esperar que el valor de ΔC_F permaneciese constante a todas las velocidades. En el modelo 2130 B, corrido en ambos sentidos la

gran diferencia en los valores de C_R a velocidades pequeñas, atribuida a las diferencias en la resistencia de formas, desaparece completamente a velocidades altas. Por lo tanto, la re-

Todos estos modelos eran muy finos y de poca manga, no siendo probable que tuviesen mucha resistencia por torbellinos. Pero en buques reales existe esta posibilidad, y para evitarlo, el radio del pantoque debe ser pequeño —un punto que se ha perdido de vista en el pasado— evitando cambios de curvatura y la pendiente de las flotaciones del cuerpo de popa no debe ser muy grande, debiendo limitarse este ángulo, tanto como sea posible, a 18°. En los buques más rápidos, como destructores, las flotaciones se hacen muy llenas y la popa se corta poco a poco en una gran longitud, ya que éste es el único medio de no reducir los espacios de cubierta, ofreciendo al mismo tiempo un camino fácil del agua hacia las hélices.

En la tabla V damos las principales características para asegurar un buen servicio, de varios tipos de buques de diversas relaciones de velocidad-eslora.

Estas han sido desarrolladas con los resultados obtenidos durante la larga experiencia con modelos en los canales y en buques reales y dan unos datos que son un reflejo de los que se obtendrán por los razonamientos anteriores, como se puede comprobar comparando las tablas IV y V.

BUQUES DE CARGA DE PEQUEÑA Y MEDIA VELOCIDAD.

Esta clase incluye aquellos buques cuyo coeficiente cilíndrico varía entre 0,82 y 0,75 a velocidades comprendidas entre valores de $P = 0,4$ a 0,6. Los más lentos y llenos pueden sacar ventaja de la pequeña resistencia de formas que se obtiene teniendo un gran ángulo de entrada (hasta 35°) y por consiguiente una entrada muy corta, su abscisa del centro de carena bastante a proa de la maestra y las flotaciones convexas

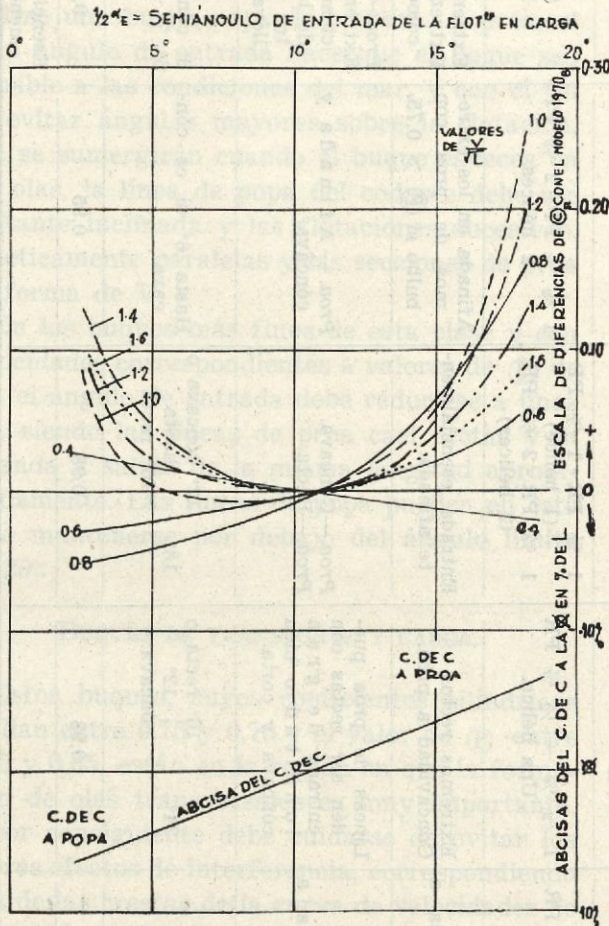


Fig. 18.—Curvas de valores constantes de $\frac{V}{\sqrt{L}}$ mostrando las diferencias de C_R con las del modelo simétrico 1970B.

sistencia de formas varía mucho y rápidamente con el aumento de velocidad, y aún no tenemos bastantes conocimientos de los diversos elementos de resistencia para explicar este fenómeno.

TABLA IV

$\frac{V}{\sqrt{L}}$	Menor que 0,5	0,5 a 1,0	Mayor que 1,0
Forma más apropiada de las flotaciones a proa.	Convexa con un gran ángulo de entrada.	Cóncava y ángulo de entrada pequeño.	Recta al aumentar V/\sqrt{L} .
Posición óptima de la abscisa del C. de C.	A proa de la maestra.	A popa de la maestra	En la maestra.

TABLA V
Características a que deben satisfacer los diversos tipos de buques para un buen rendimiento.

	Buque de carga lento	Buque de carga de velocidad media	Trasatlánticos	Trasatlánticos de tonelaje medio	Trasatlánticos de gran velocidad y buques costeros y de pasaje rápido.	Buques de canal
φ	0,82 — 0,78	0,78 — 0,75	0,75 — 0,70	0,70 — 0,65	0,65 y menores.	0,65 y menores (óptimo, 0,57).
$\textcircled{P} = 0,412 \frac{V}{\sqrt{\varphi L}}$	0,4 — 0,6	0,5 — 0,6	0,55 — 0,65	0,6 — 0,8	0,7 — 0,9	1,05 — 1,40
L_{CI}	34 %	Hasta 25 % en función de B.	Hasta 25 %	10 % con flotación cóncava a proa. 0 % con flotación recta.	—	—
$\frac{L_{EN}}{L_{SA}}$	0,6 — 0,8	0,8 - 0,9 1,00	1,0 L_{EN} debe ser de longitud suficiente para evitar la cresta, $\frac{V}{\sqrt{L}} = 1,974$	1,0	1,1	1,2
x en % L desde la maestra.	2 % PR - 1 % PR Una hélice.	2 % PR - 1 % PR Una hélice.	1 ½ % — ½ % PR Una hélice.	1 % PR - 1 % PR (1 hélice) 1 % PR - 2 % PR (2 hélices)	1 ½ % PR - 2 % PR 2 hélices.	2 % - 3 % PP 2 hélices.
Forma de la curva de áreas de cuadernas.	Extremos rectos.	Extremos rectos. Concavidad media a proa.	Extremos rectos. Concavidad a proa.	Entrada esencialmente afinada.	Afinada en los extremos de proa con bulbo si $\textcircled{P} > 0,75$.	Extremos afinados. Extremos llenos si se coloca bulbo.
Forma de la flotación.	Proa. — Ligeramente convexa en toda su longitud. Popa. — Recta, con pendiente no mayor de 20°.	Proa.—Convexa. Popa.—Convexa a recta.	Líneas de proa pueden ser rectas con entrada de gran longitud o bien cóncava y corta.	Proa.—Cónca. Proa.—Recta.	Proa.—Afinada y cóncava.	Proa.—Afinada. Extremos llenos haciendo los extremos de la flotación rectos o cóncavos si lleva bulbo.
1 — γ (Angulo de entrada de la flotación).	35°	30°	24°	18°	Hasta 6° si es cóncava.	6° cóncava. 6°, 7°, 9° recta.
2 — β	32°	27°	12° recta o 12° cóncava.	12° cóncava o hasta 16° recta	—	—
Popa de crucero.	0,98 — 0,99	0,98	0,98	0,98	0,95	0,90 — 0,95
	Reduce la resistencia hasta un 6 %.					Esencial para aumentar la eslora.

a proa. Con coeficientes superiores a 0,78 es prácticamente imposible eliminar la formación de torbellinos en la popa, al menos que el buque se provea de hélices de pequeño diámetro y muchas revoluciones, de manera que pueda construirse una buena popa de crucero. A proa, el gran ángulo de entrada hace que el buque sea sensible a las condiciones del mar, y con el fin de evitar ángulos mayores sobre la flotación, que se sumergirán cuando el buque cabecea en las olas, la línea de popa del codaste debe ser bastante inclinada y las flotaciones sucesivas, prácticamente paralelas y las secciones de proa en forma de V.

En los buques más finos de esta clase y con velocidades correspondientes a valores de \mathbb{P} de 0,6, el ángulo de entrada debe reducirse a unos 27°, siendo las líneas de proa casi rectas y la entrada y salida de la misma longitud aproximadamente. Las líneas de popa pueden en este caso mantenerse por debajo del ángulo límite de 20°.

BUQUES DE TRANSPORTE Y CARGA.

Estos buques, cuyos coeficientes cilíndricos oscilan entre 0,75 y 0,70 y el valor de \mathbb{P} entre 0,55 y 0,65, están en la región en que la formación de olas transversales es muy importante, y por consiguiente debe cuidarse de evitar los peores efectos de interferencia, correspondiendo una de las crestas de la curva de velocidades de formación de olas a $\mathbb{P} = 0,555$.

Sucede que, en estos buques, la cresta de formación de olas en la entrada para $V=1,09\sqrt{L_{FN}}$ descrita se verifica a una velocidad muy cercana a la correspondiente a $\mathbb{P} = 0,555$ y da malos resultados. Esta coincidencia puede eliminarse si la entrada se hace lo bastante larga, y en este caso las líneas de proa deben ser rectas, con un ángulo de entrada de 16° aproximadamente. Si no puede obtenerse la longitud de entrada necesaria, puede hacerse más pequeña, pero el ángulo de entrada será de 12° y las líneas cóncavas. Esto provoca una reducción de la formación de olas a proa, reduciéndose, por consiguiente, la cresta en la curva de \mathbb{C} debida al valor crítico de \mathbb{P} . Con flotaciones rectas la curva \mathbb{C} crece uniformemente hasta la velocidad necesaria, mientras que con líneas cóncavas crece más despacio al principio, pero más rápidamente después, y cruza la curva \mathbb{C} para

las flotaciones rectas alrededor de $\mathbb{P} = 0,60$. Con este valor de \mathbb{P} se pueden obtener iguales resultados con cualquiera de los dos tipos de entrada; por debajo del mismo son mejores las líneas cóncavas y por encima, las rectas.

TRASATLÁNTICOS DE VELOCIDAD MEDIA.

El coeficiente cilíndrico oscila de 0,70 a 0,65 y las velocidades correspondientes de $\mathbb{P} = 0,60$ a 0,80. En este margen hay dos valores críticos de \mathbb{P} que se deben evitar, 0,56 y 0,67, y a la velocidad máxima correspondiente a $\mathbb{P} = 0,80$ nos aproximamos a la cresta de 0,9.

Estos buques pueden llevar poco cuerpo cilíndrico—como máximo un 10 por 100—y, en general, el mejor resultado se obtiene con una flotación cóncava a proa, aunque una proa recta a $\mathbb{P} = 0,80$ puede ser también una posibilidad.

TRASATLÁNTICOS DE GRAN VELOCIDAD.

Estos buques tienen un coeficiente cilíndrico igual o menor que 0,65 y una velocidad que se aproxima a $\mathbb{P} = 0,90$, que es una cresta de interferencia motivada por la coincidencia del segundo seno del sistema de olas de proa con el primero del de popa. Con el fin de reducir esta interferencia en lo posible, el sistema de olas de proa debe hacerse pequeño y esto necesita un semiángulo de entrada muy pequeño, alrededor de 6°, originando, por lo tanto, una flotación cóncava. Esta entrada tan fina indica que ésta debe ser de mucha longitud, con el fin de evitar codillos bruscos en el centro del buque y por consiguiente las secciones transversales de mayor área se sitúan a popa de la maestra. Para velocidades mayores de $\mathbb{P} = 0,75$ es ventajoso colocar una proa de bulbo, que reduce el valor de \mathbb{C} en un 2 a un 3 por 100. El bulbo puede considerarse como una primera aproximación, similar a una esfera colocada bajo el nivel de agua y con su centro en la perpendicular de proa. Efectuadas las pruebas de esta esfera bajo el agua y ella sola, produce un sistema de olas en la superficie que comienza con un seno, y si el bulbo está bien situado en el buque, este seno puede utilizarse para reducir la primera cresta del sistema de olas de proa y por lo tanto la resistencia total.

BUQUES RÁPIDOS "CROSS-CHANNEL".

El coeficiente cilíndrico de estos buques es alrededor de 0,60 y su velocidad es superior a la cresta correspondiente a $\mathbb{P} = 0,90$, oscilando entre $\mathbb{P} = 1,05$ y 1,40. Para $\mathbb{P} = 1,0$ puede utilizarse una flotación con los extremos finos y un ángulo de entrada de 6° a 7° , y conforme \mathbb{P} se aproxima a 1,4, los extremos deben llenarse haciendo las flotaciones rectilíneas, o en algunos casos proa de bulbo. La resistencia llega a depender al acercarnos a la cresta de 1,5, más de la relación de eslora-desplazamiento como ya hemos visto y un aumento de la eslora, bien sea utilizando una popa de crucero o llenando los extremos y afinando en otra parte, es muy útil para reducir la resistencia. Para obtener una entrada larga y afinada debe colocarse la sección máxima un 5 por 100 aproximadamente a popa de la maestra.

DESTRUCTORES.

Estos buques tienen una velocidad superior a un valor de $\mathbb{P} = 1,5$ en que se verifica la última cresta de la curva de \mathbb{C} . En esta cresta, la resistencia de interferencia adicional es motivada por el primer seno del sistema de olas de proa coincidiendo con el primer seno del sistema del cuerpo de popa, causando de esta manera una perturbación de olas muy exagerada a popa. Conforme aumenta la velocidad por encima de $\mathbb{P} = 1,5$ el seno del sistema de olas de proa continúa moviéndose a popa y comienza a eliminarse la primera cresta del sistema de olas de popa, llevando esto a la reducción de la formación de olas. Esto prosigue con el aumento de velocidad y debe notarse que no hay otro seno del sistema de popa, y, por lo tanto, no puede haber otro seno al aumentar la velocidad, y conforme se va eliminando el primer seno de la popa la curva \mathbb{C} continúa disminuyendo. También pueden reducirse todos los sistemas de olas, variando el asiento del buque a grandes velocidades.

Con estas condiciones y para un desplazamiento dado, el factor más importante es la eslora, y debe aumentarse tanto como sea posible haciendo los extremos llanos y el centro afinado. De esta manera, el coeficiente de afinamiento de la maestra se reduce a 0,82 aproximadamente y

los extremos se llenan, a proa, haciendo las flotaciones rectas y convexas, con semiángulos en la flotación máxima de 10° a 12° , y a popa conservando la manga máxima hasta cerca de la popa, y cortando la carena de popa de tal manera que se obtengan unas líneas suaves que den paso al agua fácilmente a las hélices.

Una comparación del análisis indicado en la tabla V y descrito brevemente en los párrafos precedentes, juntamente con el de la tabla IV, deducido por razonamientos generales teóricos y experimentales con una serie de modelos, indica que todas las características principales de los cambios progresivos necesarios en las formas de buques de gran velocidad pueden deducirse de los conocimientos de formación de olas y resistencia de formas estudiado anteriormente. Existen velocidades en que estas características, para un buen proyecto, son fáciles de alcanzar; hay otras, en las regiones de transición entre una forma de resistencia y otra, en que el problema no tiene una solución fácil. Aquí es donde el juicio del ingeniero proyectista es llamado a influir, y en la actualidad, en todos los países con pretensiones de ser una potencia naval, pueden tener la facilidad de recurrir al canal de experiencias para comprobar sus ideas y asegurar que una vez construido el buque sea un buen ejemplo de su experiencia y estudio.

APÉNDICES Y OTRAS CARACTERÍSTICAS.

Antes de terminar este artículo, hablaremos algo sobre los apéndices de popa y otros.

Las quillas de balance y henchimientos deben proyectarse de forma que no interfieran con el régimen normal del flujo a lo largo del casco, y deben colocarse tan semejantes como sea posible de las líneas hidrodinámicas. Esto puede hacerse fácilmente cuando se hacen los experimentos con modelos, ya que pueden determinarse las líneas hidrodinámicas en el pantoque y en la popa. Los henchimientos pueden proyectarse de acuerdo con estas líneas, y en el caso de hélices girando al exterior, la inclinación de la unión al costado con la horizontal es en sentido transversal, usualmente de 20° a 30° . Es más eficiente un henchimiento simétrico que con la parte superior plana y la reducción de la unión al costado hacia la popa debe ser suave, y la pendiente en sentido longitudinal no exceder

de 15°. En buques de formas ordinarias no se mejora la propulsión al colocar arbotantes en lugar de henchimientos, pero en buques de gran velocidad y finos, éstos se hacen muy grandes ofreciendo una gran resistencia y se deben estudiar estos arbotantes para que ofrezcan la menor resistencia colocándolos en posición correcta. Hasta ahora hemos considerado el proyecto del casco desde el punto de vista de obtener una resistencia mínima. Este casco será también, en general, el mejor de propulsar, pero existen otros requisitos que deben cumplirse con el fin de que la hélice trabaje eficientemente. Cuanto más fina sea la salida del buque o carena de popa, tanto mejor será el régimen del flujo de agua a la hélice y trabajará con mayor rendimiento.

Esto es verdad, pero también puede ser perjudicial. El coeficiente de propulsión depende del rendimiento de la hélice y de la estela y coeficiente de succión. Estos últimos están combinados en un solo factor, llamado rendimiento del casco, y cuanto mayor es, tanto mejor el coeficiente de propulsión. El rendimiento del casco es de 1,2 en buques de una hélice. En buques lentos, en que se afina la popa y se llena la proa, la resistencia decrece normalmente y el rendimiento del casco aumenta, con un resultado total mejorado. Pero si el afinado de la popa es muy grande, la estela se reduce sin la compensación correspondiente de reducción del coeficiente de succión y, por lo tanto, el rendimiento del casco y el coeficiente de propulsión se reducen; y se han experimentado casos en que esto ha reducido la resistencia del casco. Es, por consiguiente, posible obtener un buque que sea más fácil de remolcar y malo de propulsar que otros y esta característica proviene realmente de llenar el cuerpo de proa y afinar la popa en buques de poca velocidad por debajo de ciertos límites, lo cual es también un buen criterio para la conservación de cualidades marinerías satisfactorias, ya que un buque con las formas de proa muy llenas acusa más rápidamente el temporal.

Otras características que deben tenerse en cuenta al estudiar una buena propulsión son la separación entre el casco y las palas de las hélices, el timón y el codaste, que deben ser lo suficientemente fuertes para evitar vibraciones.

Los timones y codastes pueden originar resis-

tencias innecesarias si no se estudian detenidamente. El timón de una sola plancha ofrece mucha resistencia, aunque afortunadamente está desapareciendo rápidamente, siendo sustituido por el de doble plancha. El codaste debe llevar forma en la cara de proa, de tal manera que la superficie plana no interfiera con la salida del agua de la hélice, mientras que el codaste proel debe afinarse y prepararse mucho mejor.

Los experimentos con modelos (31) han deducido que la resistencia de un codaste proel plano con timón de una plancha puede llegar a ser un 12 1/2 por 100 de la del casco, sin apéndice, y con un empalme simétrico a proa y un timón de formas hidrodinámicas, puede reducirse a un 5 por 100. La reducción en la resistencia de un 7 por 100 se reflejó en la disminución de la potencia en la hélice, lo cual vale la pena cuando se consigue con esto una reducción en el coste del combustible.

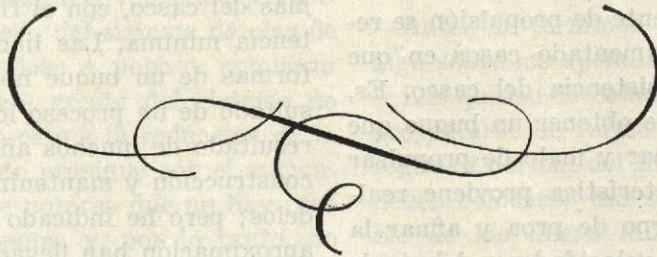
Aunque, en general, las secciones del cuerpo de proa para una mínima resistencia son en V, el llenar la parte inferior de las mismas es beneficioso para mejorar la eficiencia del casco, aunque la resistencia de las mismas aumente.

En este artículo hemos tratado de dar una breve reseña de los conocimientos actuales de cada una de las componentes cuyo conjunto forman la resistencia total de un buque y de cómo la influencia recíproca a diversas velocidades, obliga a consideraciones diferentes de las formas del casco, con el fin de obtener una resistencia mínima. Las líneas que representan las formas de un buque no son, en general, el resultado de un proceso lógico, sino, más bien, el resultado de muchos años de experiencia en la construcción y mantenimiento de buques y modelos; pero he indicado que ambos métodos de aproximación han llevado al mismo final y que todas las peculiaridades aparentes en el proyecto pueden explicarse con conocimientos teóricos y experimentales.

REFERENCIAS

- (1) KENT: "The work of the Williams Froude Laboratory". T. I. M. E., 1934.
 - (2) REYNOLDS: "Phil. Trans. Royal. Soc.", 1883.
 - (3) SCHLICHTING: "Experimental Investigation of Surface Roughness". Ing. Arch., VII, 1936.
- NIKURADSE: "Laws of Turbulent flow in Rough Tubes". V. D. I., 361, 1933.

- (4) FROUDE, W.: "British Association Reports." 1872 and 1874.
- (5) PAYNE: "Historical Note on Derivation of Froudes Skin Friction Constant". I. N. A., 1936.
- (6) FROUDE, R. E.: "On the Constant System of Notation". I. N. A., 1888.
- (7) BAKER: "Notes on Model Experiment". Trans. N. E. Coats I. of Eand S., 1915.
- (8) KEMPF: "On the effect o roughness on the resistance of Ships". I. N. A., 1937.
- (9) KELVIN: "Ship waves". Trans. I. Mech. E., 1887.
- (10) KELVIN: "Papers in Edin". Roy. Soc. Proc., vol XXV.
- (11) EGGERT: "Further Form Resistance Experiments". American Soc. of N. A. and M. E., 1939.
- (12) MICHELL: "Philosophical Magazine". London, 1898.
- (13) HAVLOCK: "Wave Patterns and Wave Resistance". T. I. N. A., 1934.
- (14) HAVLOCK: "Ships waves the Relative Efficiency of Bow and Sterns". Proc. Roy. Soc., Series A., 1935.
- (15) WIGLEY: "Effect of Viscosity on Wave Making of Ships". Inst. of E. and S. in Scotland, 1938.
- (16) WIGLEY: "Ship Wave Resistance". N. E. C. Inst., 1931.
- (17) WIGLEY: "A comparison of Experiment and Calculated Wave Profiles and Wave Resistance for a Form having Parabolic Waterlines". Proc. Soc. Series A., 1934.
- (18) FROUDE, W.: "On Experiments upon the Effect Produced on the Wave Naking Resistance of Ships by Length of Parallel Middle Body". I. N. A., 1877.
 FROUDE, R. E.: "On the Leading Phenomena of the Wave Making Resistance of Ships". I. N. A., 1881.
- (19) BAKER and KENT: "Effect of form and Size on the Resistance of Ships". I. N. A., 1913.
 KENT: "The Influence of Leugth and Prismatic Coefficient on the Resistance of Ships". I. N. A., 1915.
- (20) PERRING: "Form Effects and form Resistance of Ships". I. N. A., 1925.
- (21) KENT: "Experiments on Mercantile Ship Models in Waves" (1st. series). I. N. A., 1922.
- (22) KENT: "Minimum Pitching and Maximun Seaworthiness". I. N. A., 1934.
- (23) KENT: "Experiment on Mercantile Ship in Waves" (2nd series). I. N. A., 1926.
- (24) KENT: "Ship Propulsion under Adverse Weather Conditions". N. E. C. Inst., 1937.
- (25) BAKER: "Ship Design". Vol. 1.º
- (26) AYRE, A. L.: "Essential Aspects of Form and Proportions as Affecting Merchant Ship Resistance and a New Method of Estimating E. H. P.". N. E. Coats Inst., 1927-8 y 1933.
- (27) TAYLOR: "Speed and Power of Ships".
- (28) SAUNDERS: "The Prediction of Speed and Power of Ships By Methods in Use at the U. S. E. M. B.". Bureau of Construction and Repair Bulletin, número 7, 1933.
- (29) WIGLEY: C"alculated and Measured Wave Resistance of a Series of Forms". I. N. A., 1944.
- (30) WIGLEY: "Comparison of Calculated ond Measured Wave Resistance Form a Series of Forms Not Symmetrical Fore and Aft". I. N. A., 1942.
- (31) TODD: "The Effects of a Fin upon the Efficiency of Ship. Propulsión". Liverpool Eng. Soc., 1934.



Información Legislativa

ORDEN DE 21 DE ABRIL DE 1950, QUE FIJA NUEVOS PRECIOS DE VENTA PARA EL CEMENTO PORT- LAND ARTIFICIAL

El "B. O." de 28 de abril pasado publica una Orden que consideramos muy importante para nuestras Factorías navallas. Se trata de la elevación del precio del cemento, material tan necesario para la construcción y reparación de talleres, de gradas y de muelles de armamento. La Orden en cuestión dice textualmente como sigue:

"Ilmo. Sr.: Por Orden de este Ministerio de fecha 17 de mayo de 1948, se fijaron los precios para el cemento Portland artificial que han venido rigiendo en el mercado desde dicha fecha. A partir de la misma se han producido sensibles alteraciones en el costo de producción del cemento, una por razones de índole laboral y otra por el encarecimiento de los combustibles minerales, transportes y otros elementos que intervienen en el ciclo productivo del mismo, por lo cual se hace necesario establecer la rectificación que recoja todas las mencionadas circunstancias.

Por otra parte, el emplazamiento de las industrias en relación con las zonas carboníferas es muy variable, y siendo también distintos los tipos de combustible que utilizan unas y otras, varía sensiblemente el coste de los mismos puestos en fábrica, y como quiera que éstos intervienen de un modo muy apreciable en el coste del producto, máxime cuando, como en las circunstancias actuales sucede, la elevación de las tarifas ferroviarias hace que estas diferencias de precio del carbón en destino sean de mayor alcance y trascendencia, se ha considerado conveniente tener en cuenta todos los factores en forma tal que, señalándose un precio único para el consumidor, resulte posible establecer las debidas compensaciones entre las fábricas en atención a las diferencias que en el coste de producción se originan por la influencia de dichos factores.

En su virtud, y previo acuerdo del Consejo de Ministros,

Este Ministerio ha tenido a bien disponer:

1.º A partir de la fecha de esta Orden, el precio de venta en fábrica y sobre vehículo de transporte del cemento Portland artificial, sin envase, será el de 313 pesetas la tonelada.

2.º En el precio anterior se incluye una cantidad de 48,50 pesetas por tonelada de cemento, que los fabricantes vendrán obligados a ingresar en la cuenta que, bajo la rúbrica de "Organismo de la Administración del Estado" y a nombre de "Fondo de Regulación de Precios del Cemento", quedará abierta en el Banco de España de Madrid. Dicho fondo se considerará, a todos los efectos, como fondo de regulación administrado por la Secretaría General Técnica de este Ministerio, dentro de los Fondos que, debidamente intervenidos, a efectos de aplicación de lo dispuesto en la Ley de 13 de marzo de 1943 sobre Especiales, existen en la misma.

La Secretaría General Técnica de este Ministerio, previo informe de la Delegación de Gobierno de la Industria del Cemento, dictará las normas oportunas acerca de la forma en que se han de efectuar los ingresos en dicho Fondo, fijará los coeficientes de distribución entre las fábricas y procederá al pago de las compensaciones que con arreglo a ellos resulten pertinentes, bien por sí mismas o a través de las Agrupaciones de fabricantes de cemento legalmente constituidas.

3.º Cuando las fábricas productoras de cemento utilicen en el envasado del mismo sacos de papel, podrá cargar en factura el coste a que resulten los mismos puestos en fábrica de cemento, teniendo en cuenta el valor en origen de estos sacos, los gastos de transporte y un 5 por 100 sobre el valor en fábrica de cemento del envase, en concepto de mermas por rotura.

4.º El precio de venta fijado para el cemento en el punto primero de esta Orden se ha establecido teniendo en cuenta su valoración actual de los distintos factores que influyen en su coste de produc-

ción. Para proveer el caso de que varíen los valores de algunos de estos factores, por disposiciones oficiales, por este Ministerio, a propuesta de la Secretaría General Técnica, se establecerá, en plazo no superior a tres meses, una fórmula paramétrica que permita en cada momento calcular la repercusión de las citadas posibles variaciones en el precio del cemento, y cuando las mismas acusen una diferencia no inferior a ± 3 por 100 sobre la tasa vigente, se publicará la oportuna disposición ministerial fijando el nuevo precio de venta.

5.º Continúa en vigor todo lo dispuesto en Ordenes anteriores y que no se opongan a lo que se establece por la presente disposición, para cuyo más exacto cumplimiento, la Secretaría General Técnica dictará las instrucciones que considere precisas.”

**ORDEN DE 21 DE ABRIL DE 1950
POR LA QUE SE FIJAN NUEVOS
PRECIOS DE VENTA PARA LOS
PRODUCTOS SIDERO-METALURGI-
COS PROPIAMENTE DICHOS**

El “B. O.” del 28 del pasado mes de abril publica la Orden enunciada en el epígrafe, la cual, por su extraordinario interés y consecuencias de la construcción naval española, publicamos íntegra a continuación.

Por esta disposición la chapa más empleada en construcción naval experimenta un aumento de precio del orden del 50 por 100 y los perfiles todavía un aumento ligeramente mayor. Este aumento de coste, unido al aumento del 25 por 100 recientemente decretado sobre los jornales y sueldos bases de la sidero-metalúrgica, conduce a un aumento del precio de un buque que calculamos de un 33 por 100 en números redondos. Como se ve, la repercusión en el coste de los buques es de tal importancia que, encareciendo la ya muy cara construcción naval, se precisan de otras medidas urgentes y enérgicas para que nuestros astilleros puedan seguir trabajando.

La citada Orden dice literalmente como sigue:

“Ilmo. Sr.: Los precios de los productos siderúrgicos fueron regulados por Orden de este Ministerio de 17 de mayo de 1948, sin que desde dicha fecha hasta la presente se hayan establecido otras modificaciones sobre los mismos que las contenidas en la Orden de 31 de enero del corriente año, por lo cual se señalaron recargos provisionales de muy poca cuantía y cuya aplicación no era aconsejable demorar hasta que no se realizase el estudio definitivo al que se hizo referencia en el preámbulo de dicha última disposición.

Autorizados por el Gobierno los nuevos precios que rigen para el carbón; decretada, asimismo, la elevación de las tarifas de transporte por ferrocarril, y acordadas determinadas modificaciones de carácter laboral que afectan a la minería e industrias del hierro, ha llegado el momento de considerar la aplicación de todas estas disposiciones en los precios de las productos siderúrgicos, tomando también en consideración al hacerlo las variaciones que otros factores integrantes de los costes han sufrido desde la fecha ya indicada de 17 de mayo de 1948, en la que, con carácter general, se señalaban los referidos precios. El estudio que se ha realizado comprende estas modificaciones y recargos, actualizando, por así decirlo, los escandallos que venían rigiendo hasta la fecha y tomando en consideración el importe real de la mano de obra que intervendrá en la elaboración de estos productos.

En su virtud, este Ministerio, previo acuerdo del Consejo de Ministros, ha tenido a bien disponer:

1.º A partir de la fecha de la presente Orden, los precios base f. ó. b. sobre vagón fábrica origen para los productos siderúrgicos propiamente dichos serán los siguientes:

	Ptas. X Tm.
Lingote de moldaría	1.185
Tocho de acero	1.902
Palanquilla de acero	2.060
Hierros comerciales	2.823
Vigas I y barras U.....	2.583
Chapa gruesa y planos anchos	3.424
Carriles	3.090
Chapa fina	3.905
Perfiles especiales	3.972

En estos precios, que servirán de base para que por la Secretaría General Técnica de este Ministerio se desarrollen las tarifas de aplicación correspondientes, figuran incluidos los aumentos siguientes: el autorizado para la hulla por el Decreto de fecha 17 de febrero último; un aumento de cuarenta y cuatro pesetas con noventa y un céntimos en tonelada de mineral de hierro, que las empresas siderúrgicas habrán de satisfacer a las mineras desde la fecha de entrada en vigor de los nuevos precios y en cuyo aumento se halla recogida la repercusión correspondiente a la modificación laboral acordada de concesión de un plus de carestía de vida del 25 por 100 para la minería de hierro, y, finalmente, el aumento correspondiente a igual modificación laboral acordada para las industrias siderúrgicas.

2.º Para los productos transformados, que hoy día se facturan aplicando a los precios fijados de acuerdo con la Orden de la Presidencia del Gobierno de 26 de septiembre de 1942, los porcentajes de regulación que se detallan en el punto quinto de la

Resolución de la Secretaría General Técnica de este Ministerio de fecha 9 de junio de 1948 ("B. O. del Estado" de 14 de junio), así como para la revisión de precios en aquellas construcciones que, no estando comprendidas específicamente en los referidos grupos de transformados hayan sido objeto de contratación entre fabricantes y usuarios, se establecerán por dicha Secretaría General Técnica las nuevas normas de facturación.

3.º Continúa en vigor lo dispuesto en el punto tercero de la Orden de este Ministerio de 17 de mayo de 1948 ("B. O. del Estado" de 30 de mayo), en cuanto a la obligación de las empresas siderúrgicas propiamente dichas de aportar las cantidades que en el mismo se indican para los fines de carácter científico que se mencionan en el punto cuarto de la Orden de la Presidencia del Gobierno de 14 de marzo de 1946, así como lo dispuesto en el punto cuarto de aquella Orden respecto a las cantidades a percibir por los fabricantes en aquellos casos en que el consumidor solicite la entrega c. i. f. de los productos.

4.º Los precios base fijados para los productos siderúrgicos en el punto primero de esta Orden se han establecido teniendo en cuenta la valoración actual de los distintos factores que influyen en su coste de producción. Para prever el caso de que varíen los valores de alguno de estos factores, por disposiciones oficiales, por este Ministerio, a propuesta de la Secretaría General Técnica, se establecerá, en plazo no superior a tres meses, una fórmula paramétrica que permita en cada momento

calcular la repercusión de las citadas posibles variaciones en el precio de los productos siderúrgicos, y cuando las mismas acusen una diferencia no menor a ± 3 por 100 sobre la tasa vigente se publicará la oportuna disposición ministerial fijando los nuevos precios de venta.

5.º Todas las operaciones de compra-venta de productos siderúrgicos se regularán por las disposiciones vigentes en todo aquello que no sea modificado por la presente Orden, para cuyo más exacto cumplimiento se dictarán por la mencionada Secretaría General Técnica las instrucciones que considere precisas.

CONSIDERABLE REDUCCION DE IMPUESTOS PARA LAS NUEVAS CONSTRUCCIONES CANADIENSES

Ha sido acordado por el Gobierno canadiense, con carácter retroactivo, a partir del 30 de enero de 1949. Se trata de una "amortización acelerada" que permite a los armadores amortizar cada año hasta un tercio del valor de los barcos nuevos. Hasta ahora el tipo de amortización autorizado era de 6 por 100.

La nueva Ley se aplica a los barcos construidos en el Canadá desde el 1.º de enero de 1949 y también a los grandes trabajos de reconversión efectuados en los astilleros nacionales en el curso del mismo período.



Información Profesional

LOS PRECIOS DE LA CONSTRUCCION NAVAL EN LA POSTGUERRA

La historia se ha repetido en ciertas fases de la construcción naval y Marina mercante en relación con el curso de los acontecimientos al terminarse la primera y segunda guerra mundial, aunque no precisamente en lo que se refiere a la subida y baja general del coste de la construcción naval, puesto que las diferencias entre los dos períodos de postguerra son quizá importantes.

Al final de 1918, el coste de construcción de un vapor de carga corriente de unos 10 nudos había subido de 8 £ la ton. de P. M., precio de antes de la guerra, a 25 £. Durante los dos siguientes años, los precios subieron ligeramente, alcanzando un máximo de 30 £ la ton. de P. M. en 1920, cuando la demanda de nuevo tonelaje cesó bruscamente y el mercado de la construcción naval se vino abajo. En los otros dos años que siguieron se produjo una rápida reducción de precios hasta principios de 1923, fecha en que se estabilizaron durante algún tiempo a un poco más de 9 £ la ton. de P. M. Estas cifras se refieren a vapores "tramp", que estaban entonces todavía en mayoría, pero la tendencia era la misma para barcos equipados con motores Diesel, excepto que los precios eran algo más altos.

En 1939 el barco "tramp" corriente era una motonave de 9.000 tons. y 12 nudos. Considerando esta clase de barco, el precio al estallar la guerra era, aproximadamente, de 15 £ la ton. de P. M. En 1945 había subido a 28 £, y desde entonces ha seguido aumentando hasta llegar a más de 40 £ la ton. de P. M., precio actual. Mientras que dos años después de terminarse la guerra en 1914-18 la construcción naval sufrió una depresión tan grande que los precios descendieron enormemente; durante los cuatro años transcurridos después de la segunda guerra, el coste ha continuado ascendiendo y no hay indicios todavía de que bajen, y pueden seguir aumentando debido al elevado coste de la mano de obra.

No cabe duda que existen razones para ello. La destrucción de barcos entre 1939 a 1945 (cuando

fueron hundidos barcos británicos de más de once millones de toneladas de R. B., además de un gran número de pérdidas por accidentes normales) fué mucho mayor que en la guerra anterior y tiene que pasar mucho tiempo antes de que el tonelaje sea reemplazado. Además, los fletes se han mantenido a un nivel bastante alto durante los cuatro años pasados, mientras que en 1920-21 bajaron de repente. La demanda de nuevos petroleros es mucho mayor que en el período de la postguerra de 1914-1918, porque se cree que en el futuro se necesitará un mayor volumen de estos barcos y los encargos de esta clase representan una proporción muy considerable de los contratos. Además, las gradas estaban comprometidas por los armadores en 1918 y para más adelante, sin que se hubieran hecho encargos definitivos, por creerse que durante unos años habría escasez de gradas para la construcción de barcos. Después de la última guerra todos los encargos eran contratos fijos y no había ninguna base artificial para efectuar encargos como en la postguerra anterior.

El curso de la curva de precios después de 1914-1918 no constituye una guía muy segura del movimiento probable en el futuro, pero lógicamente puede ofrecerse que cuando tenga lugar el descenso no será tan brusco o tan radical como en 1921; y en realidad, esto sería completamente imposible en vista del cambio sufrido en las condiciones del mundo, cuyo influencia está por completo fuera del control de la construcción naval de cualquier industria.

MAYOR RENDIMIENTO DE LOS BARCOS DE CARGA CON EL EMPLEO DE ALEACIONES LIGERAS

Los medios de transporte, tanto los terrestres como los marítimos o los aéreos, deben construirse con la preocupación constante de obtener el rendimiento máximo. Esta preocupación natural, por parte del explotador, debe ser también la del cons-

tractor, puesto que en el cuadro de las especificaciones que le han sido suministradas, pueden hacer variar el rendimiento real en un grado considerable. El rendimiento depende entre otras cosas:

— De la relación del peso muerto con la carga útil.

— De la relación de la carga real con la carga posible (regresos en lastre), es decir, de la máxima adaptación a la ruta frecuentada y a la cantidad de fletes.

— De las condiciones de conservación de los objetos y mercancías transportados.

— De la facilidad, rapidez y seguridad de las operaciones de carga y descarga.

— De los gastos de entretenimiento y reparación.

En los barcos de carga de que se ocupa este artículo particularmente, las mejoras efectuadas recientemente en la maquinaria propulsora, tanto en peso como en volumen, han permitido aumentar la parte destinada al flete en el desplazamiento total del barco.

El empleo de métodos apropiados de construcción y el uso extendido de la soldadura al arco, han contribuído igualmente a disminuir el peso de la estructura general.

Además, casi todos los barcos de carga modernos están provistos de una o varias bodegas frigoríficas. Algunas de ellas pueden estar refrigeradas a las diferentes temperaturas que son necesarias para transportar con garantía mercancías muy diversas cuyas exigencias son muy distintas, pues a veces se trata de plátanos, legumbres, carne y pescado.

Los barcos de carga y los de pasajeros que efectúan el servicio en determinadas líneas regulares, están provistos de cisternas y tanques reservados al transporte de ciertos líquidos que completan el cargamento y que comprenden principalmente vinos, alcoholes, mistelas y diversos aceites vegetales o animales.

Un aumento no despreciable del rendimiento consiste en que una gran parte de los barcos de carga modernos están equipados para poder transportar, en excelentes condiciones de confort, los doce pasajeros que autorizan los convenios internacionales.

En este artículo se va a examinar si el mayor empleo de materiales nuevos poco utilizados hasta ahora en los barcos de carga, permitiría un nuevo aumento e importante en el rendimiento ya mejorado.

LAS ALEACIONES LIGERAS Y EL RENDIMIENTO DE LOS BARCOS DE CARGA.

Al parecer, las aleaciones ligeras pueden aportar una contribución importante para este fin, siem-

pre que la conveniencia de su empleo haya sido prevista por los departamentos de estudio, pues el precio es más elevado que el de la madera y acero, a los que están llamados a reemplazar principalmente. Pero en ciertos casos pueden sustituir con ventaja a otros materiales desde el punto de vista económico y técnico.

Para poder hablar de una mejora en el rendimiento es preciso que el aumento del precio de la construcción sea productiva.

O por la economía que dicho aumento produzca en la explotación del barco (disminución del consumo de combustible o mayor número de revoluciones).

O por el incremento de carga factible con los límites del desplazamiento máximo autorizado (si la densidad del cargamento lo permite).

Todo esto supone un empleo metódico basado en experiencias o ejemplos determinados previsto desde la construcción. Este último punto se olvida muy a menudo. Aunque el "coeficiente de aumento de desplazamiento" no permite las mismas ganancias de peso en un barco de carga que en los barcos rápidos, donde se puede alcanzar 5, este coeficiente, sin embargo, se aproxima mucho a 2. Por consiguiente, un aligeramiento de 150 tons. previsto en la construcción, con las consecuencias que encierra lógicamente en las formas y estructuras del casco, debe proporcionar un aligeramiento de 300 tons.

Por consiguiente, esta cifra de 150 tons. de reducción no tiene nada de irreal. Podría haberse realizado en ciertos barcos de carga de menos de 3.000 toneladas de peso muerto. Este ahorro, previsto durante los cálculos del proyecto, convertido finalmente en 300 tons., o sea un 10 por 100 del peso muerto, puede utilizarse de diversos modos; disminución del consumo de combustible, o aumento de la velocidad, o si la clase de carga o los espacios disponibles lo permiten, aumento de fletes transportados. Para este último punto hay que tener en cuenta que el empleo ya mencionado de tanques y cisternas especiales utilizando los espacios poco accesibles del barco permiten la mejor utilización de este aumento de peso muerto sin influir en el volumen de las bodegas propiamente dichas. Más adelante se verá cómo y por qué estas cisternas pueden ser de aleación ligera.

ALIGERAMIENTO GENERAL DEL BARCO.

Puede afirmarse ya que el empleo de las aleaciones de aluminio permite aumentar el peso muerto. Esto ya se ha comprobado en las numerosas aplicaciones en los trasatlánticos más modernos, que ya se han hecho clásicas.

— Casetas.

- Superestructuras.
- Forros de chimenea.
- Embarcaciones.
- Mamparos de camarotes.
- Conductos de ventilación.

Mientras que para los barcos de pasaje puede considerarse su empleo desde el punto de vista de la estabilidad, seguridad y confort de los pasajeros en los buques de carga proporcionará mayores beneficios económicos, y con mayor razón todavía en los barcos mixtos, aumentando el peso muerto y el espacio destinado a los alojamientos.

El mobiliario de los barcos de guerra de casi todos los países es en su totalidad de aleación ligera. Si bien la tradición se obstina en asociar la idea del confort con el mueble de madera, los usuarios podrán afirmar la elegancia de las soluciones adoptadas y las ventajas de los muebles metálicos.

El peso economizado en el mobiliario y mamparos de los camarotes permitiría mejorar en confort o en extensión o aumentar, aunque sea poco, la parte de desplazamiento total reservada a carga.

Algunos barcos de cabotaje y algunos de altura—que tienen que ir a buscar la carga río adentro—se encuentran con que sus dimensiones, y sobre todo su calado, está estrictamente limitado. Estas restricciones podrán respetarse aumentando la capacidad gracias al aligeramiento general de la estructura. Este ahorro de peso obtenido por la construcción en aleación ligera de ciertos elementos de la estructura o del compartimentado que anteriormente eran de acero, permiten una ganancia, como se ha podido comprobar en numerosos ejemplos, del 50 por 100 del peso de estos elementos. Para los botes este porcentaje puede alcanzar un 60 por 100. Para los conductos de ventilación, muy numerosos en los barcos fruteros, pueden obtenerse aún mayores ventajas con las mayores facilidades en la construcción.

BODEGAS FRIGORÍFICAS.

La supresión de retornos en lastre exige la intercambiabilidad de utilización de ciertos compartimientos de carga (frigorífica, por ejemplo). Esto requiere en algunos casos la limpieza perfecta, para evitar el deterioro de un cargamento por culpa de otro, pues la acción recíproca de los productos del moho y emanaciones pueden echar a perder rápidamente un cargamento. Los mamparos de las bodegas deben estar exentos de grietas y ranuras; deben construirse de un material que no absorba la humedad y no retenga las bacterias.

Aun empleando el sistema de intercalar papel alquitranado entre las dos tapas de madera empleadas generalmente, no se obtenían garantías perfec-

tas de higiene, por las dificultades que se presentan para conseguir una limpieza adecuada.

La plancha de cinc o de acero galvanizado, empleada en algunas bodegas frigoríficas, resuelve en parte este problema; pero las aleaciones de aluminio tienen sobre esta plancha una gran superioridad, pues con la misma resistencia son más ligeras, resistentes a la corrosión marina y pueden adquirirse en forma de grandes planchas perfectamente planas, fáciles de limpiar.

El empleo de planchas prefabricadas, que comprende a la vez el revestimiento de aleación ligera y el material de aislamiento del espesor deseado, permite disminuir considerablemente los gastos de instalación, nuevo argumento económico en favor del aluminio.

El aluminio en hojas muy finas, empleado debidamente, constituye por sí solo un material aislante muy ligero.

CISTERNAS Y TANQUES VERTICALES.

A los barcos que aseguran las comunicaciones con algunas de las colonias francesas productoras de aceite de cacahuete, de palma y otros, les interesa transportar estos productos en cisternas y no en barriles, que aglomeran la bodega, sobrecargan el barco y tienen que volver a su punto de partida después de numerosas manipulaciones. Estas cisternas o tanques pueden ser de aleaciones ligeras, sin que necesiten ningún revestimiento especial y sin ningún peligro de corrosión. Además, el aluminio se ha adoptado—aunque en este caso no hay ninguna necesidad de efectuar el aligeramiento—en los tanques de reserva de los grandes almacenes de aceite y fábricas de jabón, con el único fin de conservar el producto en perfectas condiciones y evitar la corrosión en los depósitos y tuberías.

Las cisternas para vinos, si son de aleación ligera, presentan una doble ventaja en comparación con las de acero; son mucho más ligeras (60 por 100), y aunque tienen que llevar un revestimiento interior el deterioro de éste no tendría para el vino las mismas consecuencias que si el recipiente fuera de acero.

LAS TUBERÍAS DE LOS PETROLEROS.

A bordo de los petroleros, las tuberías de acero o de fundición son objeto de corrosiones aceleradas, que obligan a revisarlas muy a menudo y a cambiarlas muchas veces durante la vida normal del barco. Las tuberías de aleaciones de aluminio han demostrado su superioridad sobre el acero en la instalación de bombas y líneas de tuberías para diversos hidrocarburos. La ganancia en peso que pue-

de obtenerse sería superior a la que se deriva de la diferencia de características físicas y mecánicas de los dos metales; los espesores adoptados son generalmente excesivos desde el punto de vista mecánico y están previstos para resistir durante un tiempo razonable la corrosión, admitida como inevitable. Este espesor excesivo podría disminuirse empleando tuberías de aleación de aluminio en hilo.

OPERACIONES DE CARGA Y DESCARGA.

La facilidad, rapidez y seguridad en las operaciones de carga y descarga han sido objeto de numerosos estudios que demuestran cuánto podría mejorarse el rendimiento de los barcos disminuyendo su estancia en los puertos y suprimiendo los desperfectos y raterías.

Las aleaciones ligeras pueden contribuir a estas mejoras empleando cuarteles de escotilla ligeros y de fácil manejo, recipientes y bandejas de carga que ocasionen el deterioro mínimo.

Las tapas de escotilla construídas por cuarteles móviles, galeotes, tablones o encerados, son largos e incómodos de abrir y cerrar, y en ciertos casos pueden no ser lo suficientemente seguros. Las capas de escotilla metálicas de diversas clases, que han sido objeto de numerosas patentes, son realizables en aleación ligera. Como algunas partes de las mismas continúan siendo de acero, puede esperarse un aligeramiento del orden de 40 a 45 por 100 en relación con el acero, que contribuirá al aligeramiento del barco y a la aceleración de las operaciones de carga y descarga.

En el caso particular de bodegas frigoríficas, el empleo de materiales aislantes ligeros como el Alfol o el Arder permitiría aligerar considerablemente estos cuarteles, muy pesados siempre, manteniendo las diversiones necesarias.

En general, hay interés en aumentar al máximo las dimensiones de los cuarteles, pues se ha observado que de esta forma se mejora el rendimiento de las manipulaciones.

Si para las operaciones de carga y descarga se adopta el sistema bandeja, aunque éstas sean de por sí de poco peso, interesa que tengan un peso mínimo, es decir, que sean de aleación ligera.

Sucede lo mismo con los recipientes de carga, cuyo empleo se extiende cada día más. Este procedimiento ha sido adoptado ampliamente por la S. N. C. F. y está llamado a obtener un gran éxito en el transporte marítimo.

La capacidad de los recipientes (como la de las bandejas) está solamente limitada por la potencia de los aparejos de carga de a bordo. Es de esperar que las entidades que se preocupan de construir

los recipientes piensen en aprovechar las ventajas especiales que pueden proporcionar en este caso las aleaciones ligeras.

APARATOS DE ELEVAR.

Los especialistas afirman que las grúas de cigüeña variables son de una eficacia muy superior a la de los puntales de carga, pero que tienen el inconveniente de ser pesadas. Sin embargo, se emplean en los buques de guerra y en algunos barcos de pasajeros. Es curioso que en Francia todavía no hayan ni soñado en construir los cangilones de grúas de aleación ligera, puesto que este material se emplea mucho en los Estados Unidos en ciertas grúas y en los cangilones a veces muy largos de las dragas.

Por último, es bien sabido que los ascensores combinados con los monocarriles interiores y saliendo al exterior por las portas, permiten acelerar las operaciones de carga. Estos ascensores, las bandejas utilizadas debajo de los monocarriles, las plataformas rodantes, las vagonetas transportadoras-elevadoras se construirán, con gran ventaja, en gran parte de aleaciones ligeras, siempre por las mismas razones.

MÁQUINAS PRINCIPALES Y AUXILIARES, TÉRMICAS Y ELÉCTRICAS.

Los motores Diesel, cuya supremacía entre las máquinas propulsoras construídas para los barcos modernos es cada vez mayor, son, por lo general, motores rápidos de poco volumen y poco peso.

Las características térmicas de las aleaciones ligeras, así como las facilidades que ofrecen para la fundición de las piezas complicadas de grandes dimensiones, permiten considerar posibilidades muy razonables e interesantes.

- Pistones.
- Culatas.
- Bloques.
- Carters.
- Compresores rotativos.
- Sobrealimentadores y soplantes.
- Carters de reductores.
- Colectores.
- Ventiladores.

Estas aplicaciones se han efectuado muy a menudo en barcos de guerra de todos los tamaños y de todos los países, y a veces en condiciones de empleo muy duras.

Numerosas rotativas, motores eléctricos de corriente alterna, cables principales, barras de los cuadros (cajas eléctricas), pueden ser también de aleación ligera.

PINTURA DE PIGMENTO DE ALUMINIO.

Al proponer la pintura de aluminio no se ofrece una solución nueva. Es muy conocida y todos han podido apreciar sus cualidades a bordo de los barcos. Sin embargo, no siempre se han utilizado todas las ventajas que ofrece a los usuarios:

- Gran poder de revestimiento.
- Secado rápido.
- Resistencia a las altas temperaturas.
- Aspecto agradable.
- Gran poder de refracción.
- Facilidad de entretenimiento.

Su poder de revestimiento, asociado a una densidad muy débil, esencial en el presente estudio, hace que sea una pintura extraordinaria para el acero y la madera en grandes superficies (bodegas, cascos, etcétera). Su gran poder de refracción ha hecho que sea empleada corrientemente en los tanques y cisternas, ya que impide la elevación de la temperatura. Esta característica puede ser interesante para los barcos frigoríficos. Su resistencia a las altas temperaturas permite utilizarlas en las calderas, máquinas, tuberías de vapor o de escape y conductos de humo, en unas condiciones que no resistiría ninguna otra pintura.

La pintura de aluminio no es sólo incombustible cuando se seca, sino que aumenta considerablemente el poder protector de las pinturas ignífugas. Por último, tiene una resistencia considerable a la acción corrosiva de muchos agentes químicos.

ECONOMÍA EN EL ENTRETENIMIENTO Y REPARACIONES.

“El aluminio no se oxida”. Este es el “slogan” publicitario de uno de los más grandes productores de aleaciones ligeras de los Estados Unidos. “Sí, pero—dirán algunos—se corroe, como lo hemos demostrado muchas veces”. Esto es cierto. Hace unos diez años se descubrieron graves corrosiones sobre metales ligeros empleados a bordo de los barcos, pero se han podido explicar siempre por una elección desafortunada de las aleaciones, montajes inadecuados y una protección deficiente. Habiéndoseles aplicado equivocadamente la misma técnica que el acero.

El Ingeniero que hace un proyecto para un barco presta la mayor atención a los diversos metales que emplea. No utilizaría un acero por otro, una fundición cualquiera o un bronce dudoso, y, por lo tanto, no debe limitarse a indicar en sus especificaciones “metal ligero”. Debe escogerlo en la lista de aleaciones ligeras normalizadas, que define con exactitud la composición y característica de cada uno de ellos. Puede deducir los que convienen

a un empleo muy especializado, como lo exige la construcción naval. Además, debe utilizarlos siguiendo la técnica apropiada y protegerlos debidamente.

Observando estas prescripciones, muy sencillas, pero imprescindibles, puede afirmarse, según los usuarios ingleses, americanos o escandinavos, que con el empleo adecuado de las aleaciones de aluminio se obtiene una economía indiscutible de entretenimiento, ya que no se oxidan y tienen una resistencia a la corrosión marina muy superior a la del acero.

Si las pinturas se emplean adecuadamente y la limpieza se efectúa con los productos apropiados, las construcciones de aleación ligera se conservan en mejor estado que las de acero o madera. Con relación a esta última, los metales ligeros tienen, además, la enorme superioridad de una incombustibilidad absoluta, con lo que se obtiene una gran economía. Los armadores que han sido víctimas de incendios en las bodegas a bordo de los barcos fruteros, principalmente, podrán apreciar en qué grado esta sustitución de la madera por el metal constituye, desde este punto de vista, una mejora en el rendimiento y seguridad.

Se han propuesto muchas fórmulas para determinar en qué condiciones el aligeramiento de un barco es económico. Intervienen numerosos factores, y en el cálculo es preciso hacer una serie de hipótesis o descomponerlo en un número de casos diversos, de forma que el resultado matemático difraces un desconocimiento de la realidad casi completo. En este punto no se ha querido proponer una nueva fórmula. No se ha dicho: “He aquí lo que cuesta un barco normal y un barco aligerado”, o “He aquí la ganancia suplementaria que podría obtener un barco aligerado”. Hay que dejar que los constructores y armadores, con ayuda de las tarifas de construcción y de fletes, averigüen el beneficio que representan las aleaciones ligeras empleadas a bordo de los barcos de carga. Estas aleaciones, debido quizá a que su precio es más alto que el del acero corriente, son consideradas a menudo como materiales especiales reservados a los barcos costosos como los barcos de pasaje, en los que los gastos considerables dedicados al confort y al lujo permiten un aumento de los costes, mientras que los barcos de carga, donde todo está dedicado a la eficacia y al rendimiento, no podrían admitir más que materiales de menor precio.

Este es un error que, por otra parte, ha sido comprendido en algunos casos. La elección de la maquinaria de propulsión adoptada por los barcos de carga modernos lo prueba: un mayor desembolso de capital se convierte en una economía en el servicio.

No se puede decir que los camiones-cisternas, los vagones-cisternas, vagones-volquetes y los vagones-tolva de molino sean máquinas de lujo y, sin embargo, se construyen de aleación ligera, obteniendo rendimientos que no se hubieran podido imaginar con el acero.

El precio actual de las aleaciones ligeras hace que los constructores no las empleen más que con el entero conocimiento, allí y donde sus características proporcionen una solución nueva, segura e interesante económicamente. Estos casos son más numerosos de lo que en general se cree.

¿LLEGARAN A CONSTRUIRSE PETROLEROS DE CINCUENTA MIL TONELADAS?

Con ocasión de las pruebas del petrolero "Reliance", de 16.500 tons. de peso muerto, de la British Tanker Co., el Director general de la misma ha hecho alusión a la tendencia actual a construir barcos-cisternas de gran tonelaje. Esta Sociedad, cuya flota comprende 125 unidades, ha encargado seis petroleros de 28.000 toneladas. Ya se han consultado otros astilleros europeos sobre la posibilidad de construir petroleros de 40.000 e incluso de 50.000 toneladas de peso muerto.

Aparte de su propia flota, que asciende a un millón quinientas mil toneladas de peso muerto, la British Tanker Co. ha arrendado un millón de toneladas de barcos cisternas. El coste del "Reliance" será de 750.000 libras aproximadamente.

UNA NUEVA RESINA SINTETICA

La Westinghouse americana ha encontrado una resina sintética que, una vez calentada, se espuma de tal forma que sólo llega a pesar 0.0096 gramos por centímetro cúbico, o sea cinco veces más ligera aún que el aire.

Se confía en dar infinidad de aplicaciones a este nuevo producto, y principalmente en el ramo del aislamiento.

II CONGRESO NACIONAL DE INGENIERIA

Al entrar este número en prensa se ultiman los preparativos para la apertura del Congreso que ha de tener lugar el día 28 de mayo en el Teatro de

Lope de Vega. Del desarrollo de este interesante Congreso daremos amplia información en nuestro número próximo. Por el momento daremos cuenta a nuestros lectores de las Memorias presentadas por los Ingenieros navales, así como los que forman parte de las Ponencias organizadas por el Instituto de Ingenieros Civiles de España.

Las Memorias son las siguientes:

Número 1.—Montaje de cigüeñales compuestos, por Andrés Luna Maglioli.

Número 2.—Bloque de cilindros construido con chapa para máquina alternativa marina de 300 I. H. P. y 190 r. p. m., por Andrés Luna Maglioli.

Número 33.—Ensayos con tipos modernos de anclas, por Antonio Villanueva Núñez.

Número 54.—La pesca de arrastre en España y su evolución. Buques que necesita, por José María González-Llanos y Caruncho.

Número 234.—Aleaciones ligeras en construcción naval, por Antonio Arévalo Pelluz.

Número 235.—Educación de los mandos para la industria, por Rosendo Chorro Oncina.

Número 248.—Transmisiones hidráulicas, por Andrés Luna Maglioli.

PONENCIAS.

1.^a El problema siderúrgico nacional. El de otras metalurgias.—Don Juan Antonio Cerrada (Cartagena) y don Rafael Crespo Rodríguez (Madrid).

2.^a Solución económica española del problema del transporte. Coordinación de éste.—Don Jesús Alfaro Fournier (Madrid), don Fernando Rodrigo Jiménez (Madrid), don Felipe Lafita Babio (Madrid) y don Angel Riva Suardiaz (Madrid).

3.^a Dotación de maquinaria y herramientas de la industria en sus aspectos minero, fabril y agrícola.—Don Andrés F. Barcala Moreno (Madrid) y don Germán García Monzón (Cádiz).

4.^a Solución para la mejora de la producción eléctrica. Red nacional para su distribución.—Don José María González-Llanos y Caruncho (Madrid).

6.^a Las intervenciones estatales en la producción y destinos: sus límites.—Don Nicolás Franco Bahamonde (Lisboa) y don Ignacio Díaz Espada (Madrid).

7.^a El presupuesto nacional. Créditos para la industria. Intercambio con técnicas y economías extranjeras.—Don Aureo Fernández Avila (Madrid) y don Luis Ruiz Jiménez (Madrid).

9.^a Aprovechamiento racional de los combustibles.—Don Luis Mazarredo Beutel (Madrid).

13.^a La enseñanza técnica en todos sus grados. Don Felipe Garre Comas (Madrid).

Revista de Revistas

BUQUES MERCANTES

EL BARCO DE CARGA "ANNA BAKKE", DE 16 3/4 NUDOS DE VELOCIDAD, EN LAS PRUEBAS ALCANZO 19,32 NUDOS. (*The Motor Ship*, febrero de 1950.)

El barco de carga "Anna Bakke" alcanzó, en el viaje de pruebas, una velocidad en lastre de 19,32 nudos, con una potencia de 9.950 I. H. P., a 114 revoluciones por minuto. Este barco, de 8.760 toneladas de P. M., está proyectado para mantener una velocidad de 16 3/4 nudos en la mar a plena carga, y la potencia de la maquinaria se ha clasificado en 10.000 I. H. P., a 112 r. p. m. ó 8.200 B. H. P., aproximadamente.

El nuevo barco ha sido construido y equipado de maquinaria por Gotaverken para la Compañía naviera Knut Knutsen O. A. S. (A. S. Marie Bakke), Havgesund, y en diciembre último se botó un barco gemelo para ser entregado este año. Gotaverken ha construido ocho motonaves que explotan estos armadores, incluyendo las tres de carga "Sofie Bakke", "Knut Bakke" y "Olav Bakke", construidas durante la guerra y entregadas en el otoño de 1945, cuyos proyectos son muy similares al del "Anna Bakke".

La construcción se ha realizado conforme a la más alta clasificación del Lloyds Register, y el forro está remachado a las cuadernas y varengas, pero el resto es todo soldado. Los mamparos transversales y longitudinales son del tipo ondulado y soldado, creado por los constructores del casco.

Las características principales del barco son:

- Registro bruto, 5.870 tons.
- Registro bruto sueco, 6.015,09 tons.
- Registro bruto noruego, 6.081,67 tons.
- Eslora total, 144,848 m.
- Eslora p. p., 140,337 m.

- Eslora de la regla de clasificación, 137,157 m.
- Manga máxima, 17,830 m.
- Puntal a la cubierta principal, 8,839 m.
- Puntal a la cubierta shelter, 11,582 m.
- Calado en franco bordo de verano, 7,829 m.
- Peso muerto correspondiente, 8.760 tons.
- Maquinaria, 10.000 I. H. P.
- Revoluciones, 112 r. p. m.
- Diámetro de la hélice, 5.490 mm.
- Paso de la hélice, 5.160 mm.
- Velocidad a plena carga, 16 3/4 nudos.

Espacios de carga.—Hay cinco bodegas de carga, tres a proa y dos a popa de la cámara de máquinas, con una capacidad para carga normal de 12.883,44 metros cúbicos. Además, hay un espacio refrigerado de unos 2.831,5 metros cúbicos, en el que pueden llevarse cargamentos a una temperatura de menos 0,5°C. Hay compartimientos separados para pescado o carne congelada, en cuyo caso la temperatura se mantiene a menos 12°C.

El combustible, además de llevarse en los tanques verticales de proa y popa y en uno del centro, se almacena principalmente en tanques de doble fondo, siendo el total de 1.510 tons. Con un consumo de combustible para todos los servicios de unas 32 toneladas diarias, el barco lleva suficientes provisiones de combustible para más de cuarenta y cinco días en la mar a toda potencia, o, si se permitiera la reserva usual, para viajes con una autonomía superior a 13.000 millas.

Los alojamientos para los 12 pasajeros son estéticos y espaciosos. Hay ocho camarotes individuales y dos dobles en la superestructura en el centro del barco, amueblados en caoba, y cada uno tiene su cuarto de baño o lavabo. En la misma cubierta, la de paseo, está la sala de fumar, con paneles de caoba, mientras que el comedor, en la cubierta shelter, está forrado de olmo, con los muebles de la misma madera.

Todos los oficiales de cubierta tienen los cama-

rotes en la cubierta de botes, y los de los oficiales de máquinas están dispuestos en la cubierta shelter, en torno al guardacalor de la maquinaria, donde también se encuentra instalado el comedor de oficiales y la sala de estar. Los camarotes de la tripulación están a popa y son todos dobles, excepto los del carpintero y contra maestre, que son individuales. Además del comedor, disponen de una espaciosa sala de estar.

El equipo de navegación comprende un radar, un compás giroscópico con piloto automático, una sonda con registro y estación de T. S. H.

Para las operaciones de carga se dispone de chigres eléctricos, ocho de cinco toneladas y seis de tres toneladas. Los cuatro botes salvavidas tienen 7,32 m. de eslora y 2,28 m. de manga, y uno de ellos tiene propulsión a motor.

La maquinaria propulsora es del tipo standard, de dos tiempos, Gotaverken, con el dispositivo de barrido por debajo del pistón, con una válvula de exhaustación colocada en el centro de la tapa del cilindro, obteniéndose de esta forma un barrido unidireccional. Las válvulas de exhaustación están movidas por vástagos conectados a unas palancas instaladas en el carter accionadas por camones dispuestos en el eje del cigüeñal. Como la cantidad de aire de barrido suministrado desde el sistema de barrido por debajo del pistón no es suficiente, hay una bomba suplementaria para cada cilindro, accionada desde la cruceta.

El motor tiene ocho cilindros, con un diámetro de 760 mm. y una carrera de pistón de 1.500 milímetros. Los tres grupos generadores, dos a babor y uno a estribor, comprenden dinamos de 170 kilovatios accionadas por motores Gotaverken, de cuatro tiempos, de 225 B. H. P.

Las cuatro bodegas para transporte de fruta tienen una capacidad total de unos 2.548 metros cúbicos. Las dos de proa pueden también utilizarse para carga de carne congelada a una temperatura de 12°C. Además, hay dos cámaras con una capacidad total de 226 metros cúbicos, utilizadas para pescado congelado a 12°C. Estas están equipadas con refrigeradores de aire y ventiladores, de forma que las cámaras pueden emplearse para llevar fruta si es necesario.

Se han instalado cuatro compresores de amoníaco accionados a motor, con una capacidad total de 320.000 Kg./calorías. Las bodegas están circuladas con salmuera, y cada una de las que transportan fruta tienen un refrigerador de aire y dos ventiladores centrífugos. La energía total necesaria para accionar la planta es de 285 HP. Se han dispuesto termómetros eléctricos a distancia. La maquinaria frigorífica fué suministrada por A/S Drammens Jernstoberi og Mek Verk.

EL BARCO DE CARGA "THERMOPYLAE". EL MAYOR BARCO CONSTRUIDO EN NORUEGA CON MAQUINARIA DE 12.000 I. H. P. (*The Motor Ship*, enero de 1950.)

Con más de cuarenta grandes motonaves en servicio, y las que hay encargadas, el total de la flota de la Whilh Wilhemsen contará a fin de año con más de cincuenta grandes motonaves, y será probablemente la mayor flota privada de motonaves de carga del mundo. El "Thermopylae", entregado a fines del último año, y que fué construido y equipado de maquinaria por la Akers Mek A. S. de Oslo, es, en lo que se refiere a las dimensiones, el mayor barco construido en Noruega.

Es de cubierta shelter, abierta, con proa inclinada y popa de crucero, y fué construido para la clasificación más alta de Norwegian Veritas, y en conformidad con los últimos reglamentos del Norwegian Sea Control.

Las características principales son:

Eslora total, 158,57 m.

Eslora p. p., 146,40 m.

Manga máxima, 19,65 m.

Puntal de construcción a la cubierta shelter, 13,38 metros.

Puntal de construcción a la segunda cubierta, 9,62 metros.

Calado en carga, 8,41 m.

Capacidad de peso muerto, 10.250 tons. M.

Registro bruto, 7.262 tons. R.

Registro neto, 4.329 tons. R.

Potencia, 12.000 I. H. P.

Velocidad de servicio en carga, 16,5 nudos.

El nuevo barco tiene dos cubiertas de acero corridas, castillo, toldilla y sollado en las bodegas de carga números 1 y 2. La bodega de carga núm. 3 y entrepuente bajo se han construido como tanques verticales para el transporte de aceite vegetal, y están provistos de serpentines para calefacción. En la tercera cubierta hay espacio para carga refrigerada en un total de 707 metros cúbicos, divididos en cuatro compartimientos para el transporte de fruta, pescado o carne. La mercancía puede enfriarse a una temperatura de -12°C.

Para las operaciones de carga cuenta el "Thermopylae", con dos palos de acero y 10 posteleros con 19 plumas de acero, movidas por 17 chigres eléctricos. Una de las plumas, dispuesta en el palo trinquete, tiene una capacidad de izada de 25 toneladas. El molinete está accionado eléctricamente y el servomotor es del tipo electrohidráulico, con control de telemotor desde el puente.

MAQUINARIA PROPULSORA.

La maquinaria propulsora comprende dos motores de simple efecto y dos tiempos Akers-B y W,

con 10 cilindros de un diámetro de 620 mm. y una carrera de pistón de 1.150 mm. La potencia normal de cada motor es de 6.000 I. H. P., a 123 revoluciones por minuto, con una presión media indicada de 6,32 kg. por cm². La potencia al freno total correspondiente es de más de 10.000 H. P. El aire de barrido estaba suministrado por dos soplates accionados por cadena desde el eje cigüeñal de cada motor. Como una característica especial puede mencionarse que estos motores están provistos de una nueva disposición para la lubricación de los cilindros, ideada por Akers Mek Verk, con objeto de proporcionar la mejor regulación para la admisión del aceite lubricante.

Los gases de exhaustación del motor de babor se utilizan para generar vapor en una caldera La Mont, y además hay una caldera auxiliar, dispuesta para combustible líquido, que quema aceite. En el viaje de pruebas se observa que cuando se emplea la caldera de gas de exhaustación, la cifra de contrapresión de exhaustación descendía de una cifra media de 250 a 140 mm. —, columna de agua. Estas mediciones se obtuvieron con la ayuda de un indicador de rayo catódico.

Se han instalado tres motores auxiliares del tipo de cuatro tiempos, Akers B. y W., cada uno acoplado a generador de 220 Kw., que funciona a 350 revoluciones por minuto. Los motores tienen seis cilindros, con un diámetro de 280 mm. y una carrera de pistón de 450 mm. El aire de arranque está suministrado por tres compresores Akers cada uno, con una capacidad de tres metros cúbicos de aire libre por minuto.

Los cilindros y culatas de los motores principales y auxiliares están refrigerados por agua dulce, y los pistones de los motores principales por aceite lubricante, suministrado por tres bombas accionadas eléctricamente. Cada motor tiene un sistema de aceite independiente, conectado con una de las bombas, siendo la tercera de respeto. Hay dos bombas de agua salada accionadas eléctricamente, del tipo centrífugo, con una capacidad cada una de 400 metros cúbicos por hora, y una bomba de agua dulce de la misma capacidad.

En el puente bajo, a estribor, se encuentra un amplio departamento para el armador, así como dos camarotes individuales para pasajeros y el alojamiento del capitán. En la cubierta superior está la sala de fumar, y en la primera cubierta, dos camarotes dobles para pasajeros, con un cuarto de baño adjunto, y cuatro individuales, con cuartos de aseo, y un comedor para veinte personas. En torno al guardacalor, en la misma cubierta, están los camarotes para los oficiales de cubierta y máquinas, y en la cubierta de botes se encuentra la sala de recreo de los oficiales, la enfermería, la estación de T. S. H. y el camarote del telegrafista.

Hay un espacio de paseo excepcionalmente grande para oficiales y pasajeros en las cubiertas superior, inferior y del puente.

Para la tripulación hay una gran sala de recreo en la toldilla. El comedor, situado debajo de ésta, tiene cinco mesas independientes, y disponen de diez camarotes individuales, y siete dobles. Tanto los alojamientos de los pasajeros como los de la tripulación están ventilados mecánicamente con ventiladores de exhaustación y presión, dispuestos en las superestructuras. Los aparatos de navegación incluyen una corredera Sal, un compás giroscópico, giro piloto, una instalación de radar, un equipo de radio para onda larga y corta, una alarma automática y goniómetro. Se ha dispuesto una planta extintora ACO₂, con detectores de humo para la protección de las bodegas de carga. Hay cuatro botes salvavidas de 8,5 m., uno de ellos con motor. Hay dos conductores de ventilación para la cámara de máquinas, y cada uno de los ventiladores dispuestos para este servicio tiene una capacidad de 36,7 metros cúbicos de aire por minuto.

La velocidad de servicio del "Thermopylae" a plena carga es de 16,5 nudos.

CONSTRUCCION NAVAL

PROYECTO DE LOS SERVICIOS DE HOTEL PARA LOS BARCOS DE PASAJEROS.—Parte I. La tendencia moderna hacia el acondicionamiento moderno, la necesidad de grandes cantidades de agua dulce para duchas y baños y lo que tienen que pagar los armadores generalmente para los servicios de hotel. (*Shipbuilding and Shipping Record*, 15 de diciembre de 1949.)

La construcción de un barco de pasajeros es una empresa compleja y difícil, que requiere un gran esfuerzo en su proyecto y gran parte de este esfuerzo tiene que aplicarse a los servicios de hotel.

Hay una serie de servicios que deben existir en todos los barcos de pasajeros. Estos comprenden medios de aseo independientes, con lavabos, W. C. y ducha, ascensores para pasajeros, instalaciones de radio, teléfonos en los camarotes, equipo de cine y además otros muchos servicios.

Se han introducido además tres importantes adelantos en lo que se refiere al confort, aceptados ya por algunos barcos de pasajeros modernos y que deben considerarse en los futuros proyectos. El primero es el clima artificial. Si el barco está destinado a una ruta en que la temperatura es excesiva, todos los espacios ocupados por los pasajeros tendrán probablemente el acondicionamiento de aire y

además muchos armadores exigen que los alojamientos de la tripulación sean tratados similarmente. Esto supone un proyecto de ingeniería importante y afecta a la disposición de los alojamientos y exige la instalación de una maquinaria complicada y costosa. El segundo es la cantidad de agua dulce que se necesita para duchas y baños. Esto requiere la obtención de gran cantidad de agua por destilación de agua salada, puesto que es imposible disponer de una provisión de agua dulce en cantidad suficiente para estos fines. La obtenida por destilación tiene la ventaja de estar completamente libre de bacterias, que tiene importancia como garantía para la salud de los pasajeros. El tercero es una tendencia a la perfección en el proyecto de los alojamientos del barco. Esto no se refiere al efecto decorativo de los colores y mobiliario, sino al carácter e instalación de los departamentos propiamente dichos. Es necesario evitar las habitaciones de formas irregulares, con las tuberías e instalaciones eléctricas al descubierto, y aumentar la sencillez de los mamparos y techos. Excepto en los sofitos decorativos, los techos deben estar a un solo nivel y es conveniente que no tengan molduras. Se prefieren los camarotes rectangulares con guardarropas empotrados, y ya no se admiten las sujeciones antiguas para las tuberías verticales y conductos.

El alumbrado se ha mejorado considerablemente, de forma que ahora se instalan varias luces de techo por camarote, así como lámparas de mesa, de aparatos de tocador y de literas y alumbrado decorativo en las salas de uso común. Los aparatos de

luz deberán ir alojados en el techo, y todos los cables totalmente ocultos. No es conveniente el montaje al descubierto de timbres e indicadores de alarma, extintores de incendios, paneles eléctricos y similares. Estas mejoras en el proyecto de interiores requieren cambios en los métodos de construcción que tienden a aumentar las dificultades de instalar las tuberías, conductos y cables necesarios.

Los proyectistas de los barcos modernos de pasajeros, no sólo deben establecer nuevas normas para el confort de éstos, sino que deben también cumplir los últimos reglamentos de seguridad promulgados por los distintos organismos. Los recientes requisitos para la seguridad contra el fuego, la subdivisión estanca y la estabilidad, tienden a exigir compartimentación adicional, aumentando la complicación de acceso a través de los mamparos. En la mayoría de los casos estos requisitos de seguridad afectan las características básicas del barco, y como éstas, deben incorporarse en la primera etapa del proyecto. En algunos casos, estos requisitos aumentan las dificultades ya existentes en lo que se refiere a las características esenciales para proporcionar el confort de los pasajeros. El acceso a los distintos departamentos, ventilación y clima artificial tienen que proyectarse con cuidado para cumplir estos reglamentos.

En el proyecto de la planta para los servicios de hotel es importante obtener el máximo confort para los pasajeros con el mínimo gasto de combustible. Para llevar a cabo esto, la maquinaria auxiliar que constituye la planta para hotel tiene que estar pro-

T A B L A I

Características de un barco de pasajeros típico.

Total de dotación y pasaje	1.000	
Condiciones de vapor	42 Kgs. cm ² 850°F.	
S. H. P.	25.000	
Número de hélices	2	
Refrigeración para acondicionamiento de aire	500 tons. (accionado por motor).	
Planta destiladora	2 para 363.677 litros diarios.	
Agua dulce (planta propulsora)	22.729 litros diarios.	
Agua dulce (servicios de hotel)	250.028 litros diarios.	
Planta eléctrica	4 de 700 Kw. cada una.	
	Verano	Invierno
Carga eléctrica (maquinaria auxiliar en la mar)	345 Kw.	290 Kw.
Carga eléctrica (maquinaria auxiliar en puerto)	65 Kw.	35 Kw.
Carga eléctrica (refrigeración de la carga)	75 Kw.	30 Kw.
Carga eléctrica (servicios de hotel)	1.350 Kw.	810 Kw.
Vapor de calefacción	1.814 Kg.	4.082 Kg.
	(por hora)	(por hora)

yectada para funcionar eficientemente tanto como una unidad independiente, como cuando funciona en paralelo con la planta propulsora.

LOS DIFERENTES SERVICIOS DE LA PLANTA PARA HOTEL.

Los servicios suministrados por la planta para hotel comprenden: acondicionamiento de aire, obtención de agua dulce, calefacción y electricidad para los ventiladores, alumbrado, equipo de cocina y bombas diversos. Generalmente, la planta de refrigeración para acondicionamiento de aire está accionada por motor de forma que las verdaderas necesidades de vapor para los servicios de hotel están limitados a tres categorías principales. Para obtener un buen rendimiento se emplea normalmente para los turbo-generadores vapor recalentado a presión de la caldera. Puesto que aproximadamente el 70 por 100 del combustible quemado para los servicios de hotel se emplea para generar electricidad, un turbo-generador eficiente es un factor decisivo para determinar el rendimiento general. Para calentar el agua dulce para servicios domésticos, calefacción de alojamientos y servicios de cocina se emplea vapor saturado a baja presión, desde 0,70 a 2,46 Kg./cm². Además se necesitan pequeñas cantidades de vapor, a unos 7 Kgs./cm², para el lavadero y planchador. Para la obtención de agua dulce se necesita vapor a baja presión, 0,35 Kg./cm² o menos. Para obtener el máximo rendimiento deberá emplearse vapor de exhaustación de la turbina para estos servicios.

COMBUSTIBLE CONSUMIDO.

La cantidad de combustible consumido para los servicios de hotel dependerá de una serie de factores. Estos comprenden el número de pasajeros, tamaño del barco, condiciones específicas en que tiene que navegar éste, incluyendo el grado de acondicionamiento de aire deseado y las presiones y temperaturas de vapor y rendimiento del ciclo de propulsión.

Se ha determinado que el porcentaje de combustible consumido por la planta para hotel, comparado con la planta propulsora, no varía considerablemente en un amplio margen de condiciones de vapor. El margen considerado fué desde 42 Kg./cm², 850°F, a 84 Kg./cm², 950°F, que probablemente cubre el margen de condiciones de vapor que se empleará en un futuro próximo. La mejora en el consumo de combustible de la planta para hotel, a medida que aumentan las presiones y las temperaturas de vapor, es mayor que la que se había previsto en un principio y es comparable al aumento en rendimiento de la planta de propulsión para un aumento similar en las condiciones de vapor.

Esto se debe a que el turbo-generador de alta velocidad de que se dispone hoy día puede utilizar presiones hasta de 84 Kg./cm², y, desde luego, el rendimiento de la exhaustación para servicios de vapor de baja presión mejora con el rendimiento aumentado de la planta propulsora.

El efecto de otros factores variables con el rendimiento de la planta para hotel pueden calcularse mediante el análisis de un barco de pasajeros típico. Las características del barco elegido para este objeto pueden verse en la Tabla I. Con el fin de obtener un efecto general sobre la economía, fué necesario calcular el tiempo relativo empleado en la mar y en puerto. El primero se consideró en un 70 por 100, y el restante 30 por 100 para las operaciones en puerto se calculó con la completa utilización de los servicios de hotel, excluyendo la obtención de agua dulce. Posiblemente en el análisis de las condiciones en puerto podrían haberse efectuado algunas reducciones en el acondicionamiento de aire y en el alumbrado. Esto, sin embargo, no se tuvo en cuenta, porque se dudaba que los operadores de estas instalaciones fueran a tomarse la molestia de conseguir ni el más mínimo ahorro en la economía general durante la estancia en puerto.

En la Tabla II pueden verse los porcentajes del combustible total empleado en un barco típico de pasajeros. Los servicios de hotel se han dividido en cuatro grupos principales. El primero, acondicionamiento de aire, se limita a la planta de refrigeración, con sus auxiliares y bombas de distribución de agua de refrigeración. El segundo, electricidad para los servicios de hotel, comprende ventilación, alumbrado, cocina y diversas bombas, etc. El tercero, obtención de agua dulce, no requiere más que el vapor necesario para la planta destiladora. El cuarto, las necesidades de calefacción de todo el barco, comprende agua caliente para usos domésticos, precalentadores de aire, calentadores de agua caliente para recalentamiento de la ventilación y diversos servicios de cocina y lavadero.

Como indica la Tabla II, la cantidad de combustible consumido para los servicios de hotel es un porcentaje relativamente alto. Esto ocurre a pesar de haberse elegido una planta para hotel muy deficiente. A los turbo-generadores se les calculó que tenían un consumo de 4,53 Kg. de agua por Kw./h., que para la temperatura y presión de vapor está de acuerdo con el mejor sistema actual. El agua dulce se obtenía de una planta destiladora de triple efecto que funcionaba con vapor procedente de las turbinas, a una presión absoluta de 0,63 Kg./cm² y además, el vapor para las necesidades de calefacción se obtenía de la exhaustación de los auxiliares. El acondicionamiento de aire era completo, incluyendo los alojamientos de la tripulación, y la planta de refrigeración para acondicionamiento de aire

TABLA I

Porcentajes de combustible consumido por un barco de pasajeros típico.

	Verano	Invierno
Acondicionamiento de aire	3,8	0
Electricidad para servicios de hotel	7,0	6,6
Obtención de agua dulce	1,1	1,1
Necesidades de calefacción	1,7	4,0
Total de los servicios de hotel...	13,6	11,7
Propulsión	85,6	84,9
Refrigeración de la carga	0,8	0,4
TOTAL.....	100,0	97,0

consistía en un compresor centrífugo de dos fases de freno, accionado por motor por medio de un elevador de velocidad.

En la figura 1 pueden verse varias disposiciones de la planta para hotel y se incluye una tabla que

indica en libras el combustible que se necesita por hora y por persona para los servicios de hotel para condición. El esquema A representa la planta para hotel descrita en los párrafos anteriores, y el B es otro tipo de disposición en la que el vapor para los servicios de calefacción puede obtenerse del vapor a los turbo-generadores por medio de dispositivo especial, en lugar de obtenerlo de la exhaustación auxiliar. Estas unidades son algo más caras que los turbo-generadores de no extracción, pero como podrá verse más adelante, el vapor de calefacción de este medio tiene sus ventajas. La extracción desde los grupos turbo-generadores no es ninguna novedad, pero el alto rendimiento actual de estas unidades aumenta el incentivo de emplearla. El esquema C indica otra disposición en que una turbina de condensación de fases múltiples está sustituida por el motor que acciona las unidades de refrigeración para acondicionamiento de aire. El resultado de esto será que no se producirá ninguna pérdida en el rendimiento, siempre que la turbina sea eficiente y emplee vapor recalentado a presión de la caldera y con el mínimo recalentamiento.

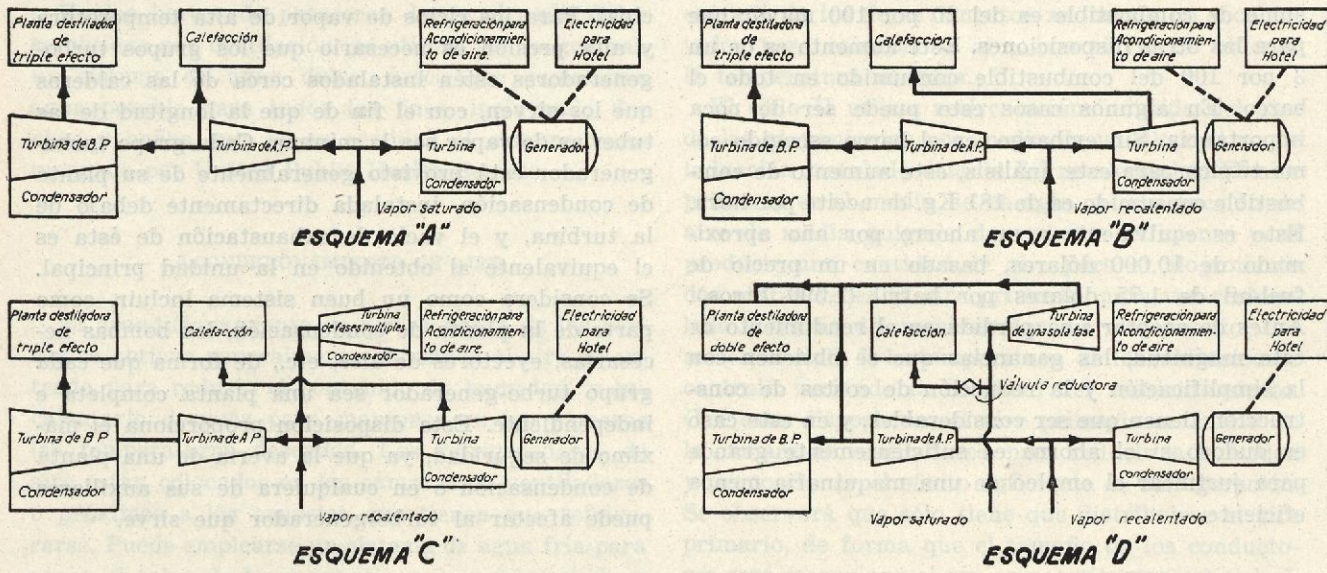


Fig. 1.—Consumos de combustible y esquemas típicos para servicios de hotel.

COMBUSTIBLE NECESARIO, EN LIBRAS, POR PERSONA Y POR HORA

	VERANO				INVIERNO			
	A	B	C	D	A	B	C	D
Electricidad para los servicios de hotel	0,71	0,74	0,72	0,68	0,67	0,70	0,70	0,67
Electricidad para la refrigeración del acondicionamiento de aire.	0,38	0,40	0,09	0,04	—	—	—	—
Vapor para la refrigeración del acondicionamiento de aire	—	—	0,30	0,46	—	—	—	—
Vapor para calefacción.	0,17	0,17	0,17	0,25	0,40	0,39	0,39	0,55
Vapor para planta destiladora	0,11	0,11	0,11	0,29	0,11	0,11	0,11	0,30
TOTAL	1,37	1,42	1,39	1,72	1,18	1,20	1,20	1,52
	(0,58 Kg.)	(0,615 Kg.)	(0,6 Kg.)	(0,74 Kg.)	(0,51 Kg.)	(0,516 Kg.)	(0,516 Kg.)	(0,66 Kg.)

Las plantas para hotel indicadas en los esquemas A, B y C proporcionan los servicios necesarios con un mínimo de consumo de combustible. Es posible, desde luego, proyectar una planta para hotel con una maquinaria menos costosa y algo menos complicada, a expensas del rendimiento general de la planta, y esto puede verse en el esquema D. Para las necesidades de calefacción se emplea vapor saturado, que se obtiene por medio de una válvula de reducción, en vez de tomarlo del turbo-generador o de la unidad principal. También se emplea una planta destiladora de doble efecto, en vez de una unidad de triple efecto, que tenderá a reducir algo los gastos de fabricación. La planta de refrigeración para acondicionamiento de aire emplea una turbina de una sola fase, que evacua al sistema de exhaustación auxiliar. Este es el tipo de unidad generalmente empleado para accionar las bombas de alimentación, y es resistente, seguro y económico. Con estas disposición, con el fin de evitar la descarga de la exhaustación auxiliar a un condensador con la consiguiente pérdida en el rendimiento, es necesario alimentar la planta destiladora desde el sistema de exhaustación auxiliar. En la figura 1 puede verse que con la planta para hotel del diagrama D el consumo de combustible es del 20 por 100 mayor que para las otras disposiciones. Este aumento es de un 3 por 100 del combustible consumido en todo el barco. En algunos casos esto puede ser de poca importancia. Sin embargo, en el barco escogido como típico para este análisis, este aumento de combustible consumido es de 181 Kg. de aceite por hora. Esto es equivalente a un ahorro por año aproximado de 10.000 dólares, basado en un precio de fuel-oil de 1,75 dólares por barril (1.590 litros). Antes de aceptar una pérdida en el rendimiento de esta magnitud, las ganancias que se obtienen con la simplificación y la reducción de costes de construcción tienen que ser considerables, y en este caso es dudoso si el ahorro es suficientemente grande para justificar el empleo de una maquinaria menos eficiente.

TOMAS DE VAPOR.

Se observará que no se ha intentado efectuar tomas de vapor de alta presión para los servicios de hotel ni en las unidades principales de propulsión ni en los turbo-generadores. La presión de la toma en los turbo-generadores se calculó en 2,46 Kg./cm² y en la unidad principal la toma de presión máxima considerada era la que alimentaba el sistema de exhaustación auxiliar. Antes, para los sistemas de calefacción se empleaban tomas de vapor por presiones que alcanzaban una cifra hasta de 8,79 Kg./cm² con el fin de garantizar la utilización de las tomas de potencia más bajas. Sin embargo, para

el futuro se cree que este sistema no resultará una solución fácil o practicable debido a que se tiende a emplear mayores temperaturas de vapor. Con ciclos de vapor de alta temperatura, el vapor en este punto de la turbina es todavía recalentado, de forma que las temperaturas son demasiado altas, para emplearlo en todo el sistema de calefacción del barco, y, por lo tanto, tiene que saturarse antes de utilizarlo. Esta es una complicación más, y un fallo del dispositivo de saturación enviaría vapor a alta temperatura a todo el sistema de calefacción del barco. Esto sería una causa posible de averías que podrían ser peligrosas para los pasajeros y la tripulación. Puesto que para suministrar energía eléctrica a los servicios de hotel de un barco de pasajeros puede necesitarse el 9 por 100 aproximadamente, del total del combustible consumido, el rendimiento de los turbo-generadores tendrá un efecto considerable en el rendimiento general. Por esta razón, estas unidades son generalmente turbinas de alta velocidad (de 8.000 a 10.000 revoluciones por minuto) que accionan el generador a través de engranajes de simple reducción. El vapor para las turbinas, por lo general, tiene la misma presión y temperatura que la suministrada a la unidad principal. Para los ciclos de vapor de alta temperatura y alta presión es necesario que los grupos turbo-generadores estén instalados cerca de las calderas que los sirven, con el fin de que la longitud de las tuberías de vapor sea la mínima. Cada grupo turbo-generador está provisto generalmente de su planta de condensación, instalada directamente debajo de la turbina, y el vacío de exhaustación de ésta es el equivalente al obtenido en la unidad principal. Se considera como un buen sistema incluir, como parte de la planta de condensación, las bombas necesarias, eyectores de aire, etc., de forma que cada grupo turbo-generador sea una planta completa e independiente. Esta disposición proporciona el máximo de seguridad, ya que la avería de una planta de condensación o en cualquiera de sus auxiliares puede afectar al turbo-generador que sirve.

NECESIDADES DE ELECTRICIDAD.

Las demandas principales de electricidad para servicios de hotel son para alumbrado, cocina, ventilación y acondicionamiento de aire. Estas necesidades, además de aumentar el tamaño de la planta eléctrica, exigen también la distribución por todo el barco de electricidad en cantidades relativamente grandes. En estas condiciones no hay que pasar por alto las ventajas de la corriente alterna, ya que ésta permite la distribución de alto voltaje con transformadores colocados estratégicamente por todo el barco, para reducir el voltaje en los aparatos de luz.

La cantidad de agua dulce que se necesita en un barco moderno de pasajeros con un total de unas mil personas se ha calculado en unos 226.800 litros diarios. Para obtener cantidad de agua dulce de esta magnitud se precisan plantas destiladoras de gran capacidad, puesto que la instalación de unidades múltiples es costosa y difícil de operar. Para la obtención de agua dulce en los barcos de pasajeros ha sido posible obtener plantas destiladoras económicas y seguras, de una capacidad de 37.800 a 378. litros diarios.

Las plantas destiladoras para este servicio deben ofrecer completa garantía, ya que la seguridad del barco depende de su buen funcionamiento. La pureza del agua obtenida tiene que ser mejor de 0,016 gramos de sal de mar por galón (3,78 litros), que es el máximo de contenido de sal permitido por la United States Public Health Service, para el agua potable fabricada por destilación de agua salada. La proporción de formación de incrustaciones en los tubos del evaporador debe ser baja, para eliminar las necesidades de renovar constantemente los haces de tubos para limpiarlos. Finalmente, la planta destiladora debe ser fácil de manejar y no debe precisar la atención constante de un operario.

En los barcos de pasajeros donde el agua dulce se obtiene por destilación, se utiliza, por lo general, un sistema de agua dulce, único que suministra agua potable para todos los fines, incluyendo duchas y baños, que es en realidad el sistema recomendado por United Public Health Service.

ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

El acondicionamiento de aire a bordo de los barcos se obtiene generalmente enfriando el aire de entrada para reducir el contenido de humedad, y recalentarlo después para mantener en las cámaras las temperaturas deseadas. Los refrigeradores de aire están colocados en las cámaras de ventiladores o próximos a los espacios que tienen que refrigerarse. Puede emplearse un sistema de agua fría para pasar el calor de los serpentines de refrigeración a la planta de acondicionamiento de aire, donde se hace desaparecer por refrigeración.

A veces en los barcos pequeños mixtos de carga y pasaje se emplean unidades de refrigeración de freon con compresores alternativos idénticos a los empleados para la refrigeración de la carga. Para los grandes barcos de pasajeros, en los que la carga de refrigeración para acondicionamiento de aire es grande, los compresores centrífugos de freon se consideran superiores en rendimiento, volumen, seguridad y coste. En algunos barcos se ha empleado también refrigeración de vacío de chorro de vapor para el acondicionamiento de aire. Sin embargo, las

unidades de chorro de vapor, aunque resistentes, seguras y económicas, no pueden compararse en rendimiento con el equipo de freon.

CICLOS DE REFRIGERACIÓN.

Hay un gran número de ciclos de refrigeración para el acondicionamiento de aire de los espacios habitables. Sin embargo, de momento será suficiente considerar sólo tres tipos básicos. Las ventajas de cada ciclo se consideran con el fin de determinar los factores básicos que rigen la elección del sistema para una aplicación determinada. La figura 2 indica las características esenciales de estos ciclos.

El ciclo I emplea recirculación de cámara de ventiladores. El aire exterior se mezcla con el aire de la cámara recircular, y la mezcla se pasa a través de un refrigerador instalado en la cámara de ventiladores, para reducir la humedad. El aire enfriado se distribuye al espacio que hay que refrigerar y su cantidad tiene que ser suficiente para obtener la debida refrigeración con una diferencia de 20 a 25° entre el aire de entrada y la temperatura de los alojamientos. En los conductos dispuestos a la entrada de los departamentos se instala un recalentador para calentar el aire, con el fin de obtener la temperatura deseada.

El ciclo II utiliza recirculación inducida del aire de los alojamientos por medio de un dispositivo de inducción instalado delante del recalentador. El aire primario es el medio de energía, y una presión de aire de media pulgada de agua es suficiente para producir una cantidad de aire para el alojamiento dos o tres veces el aire primario, para ser recirculado a través del recalentador del alojamiento. Como en el ciclo I, la temperatura de la habitación se controló variando la cantidad del recalentamiento. Con esta disposición, el aire primario se enfría en la cámara de ventiladores, para reducir la humedad y proporcionar el efecto suficiente de refrigeración. Se observará que sólo tiene que distribuirse el aire primario, de forma que el tamaño de los conductores será menor que el que se necesita para el ciclo I. También, en algunos casos, la colocación de las cámaras de ventiladores ofrece menos dificultades si el aire de recirculación no necesita volver a ellas.

El ciclo II (a) es similar al ciclo II, excepto en el recalentamiento terminal. Para pequeños porcentajes de aire primario es imposible obtener el efecto de refrigeración adecuado para la refrigeración de aire primario únicamente. Por lo tanto, es necesario utilizar un refrigerador terminal en vez de un recalentador. Esta unidad también tiene que estar equipada para funcionar como un recalentador, siempre que la temperatura del aire exterior descienda a un punto en que el refrigerador de aire

primario sea más que suficiente para suministrar el efecto de refrigeración necesario. Con cualquier forma de recirculación inducida, el regenerador terminal recibe el aire que no ha sido filtrado, puesto que no es conveniente la caída a presión a través

primario se enfría suficientemente para reducir la humedad y entonces se recalienta a la temperatura de los alojamientos, aproximadamente, antes de la distribución. El aire de los alojamientos y el aire primario recalentado se mezclan en el dispositivo

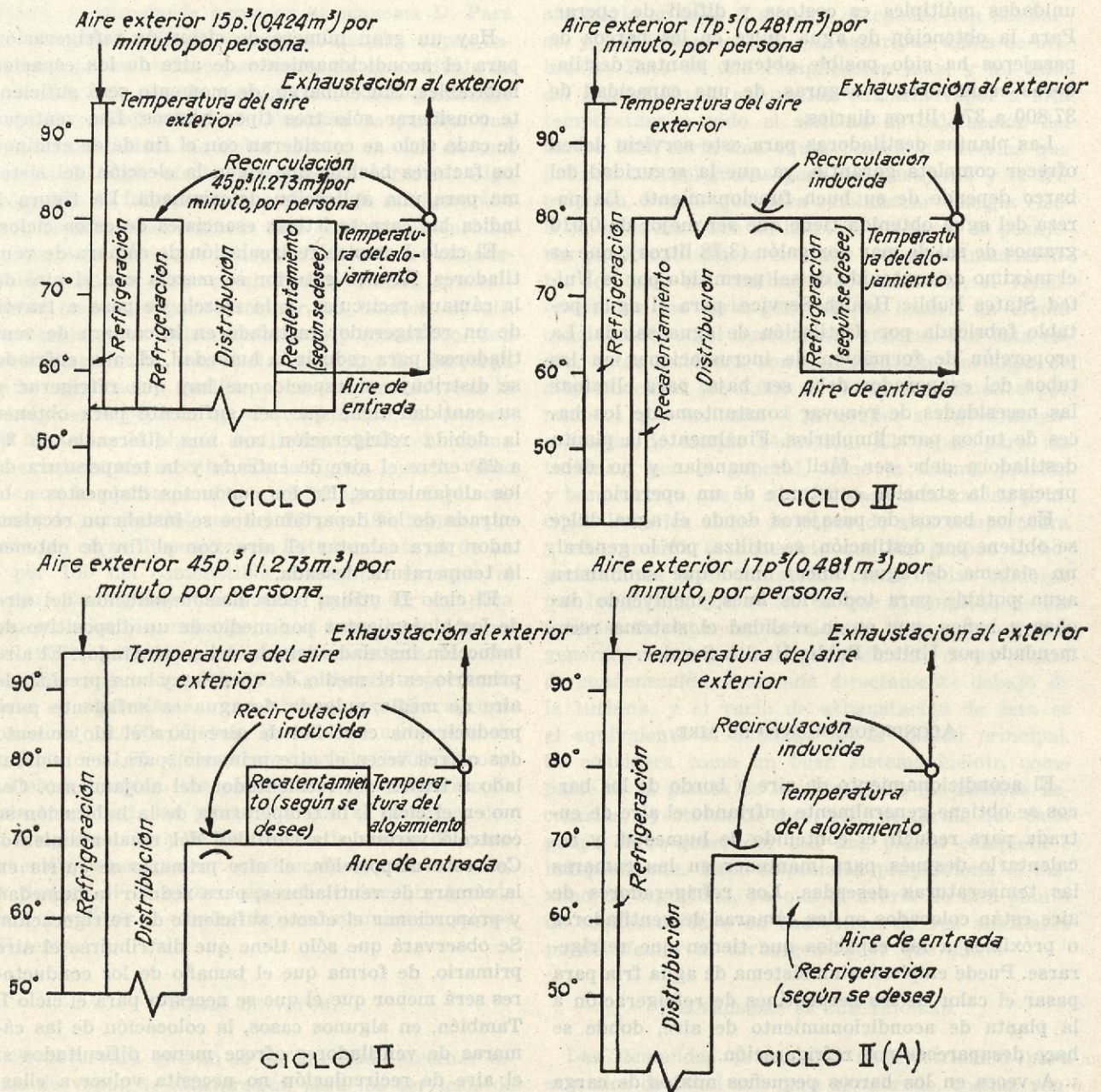


Fig. 2.—Ciclos de refrigeración de aire para clima artificial.

de un filtro. Estas unidades, por lo tanto, pueden necesitar una limpieza a intervalos más frecuentes. Esto se refiere especialmente a los refrigeradores terminales, debido a que a veces tienen tendencia a producir filtraciones.

El ciclo III está basado en el empleo de recirculación inducida similar a la descrita en los ciclos II y II (a). Sin embargo, en este caso, el aire

de inducción y luego pasa a través de un refrigerador terminal, donde el aire se enfría suficientemente para obtener la temperatura deseada.

Las curvas de la figura 3 se han efectuado para demostrar el efecto de recirculación en la carga de refrigeración y las necesidades de energía relativas de los tres ciclos básicos. Estas curvas comprenden también las diferencias en la energía nece-

saria, debido a las diferencias en el ciclo de freón. La reducción en la carga de refrigeración obtenida al proyectar el sistema para varios porcentajes de recirculación puede verse en las curvas. La carga de refrigeración para no circulación y con un flujo de aire suficiente para refrigerar el espacio con una diferencia de 20° entre el aire de entrada y la temperatura del alojamiento, se emplea como base (100 por 100). La cantidad de aire necesaria para pro-

de aire exterior esencial para la ventilación adecuada es relativamente pequeña (entre 0,34 y 0,566 m³ por minuto por persona), entonces en las condiciones supuestas para este análisis, la refrigeración necesaria para el ciclo I es un 40 por 100 menos la de los ciclos II y III. Con el ciclo I aumentará la carga de refrigeración si se emplea una diferencia de 15° en vez de 20° entre el aire de entrada y la temperatura de la habitación. Esto aumentará el tamaño de los conductos de distribución necesarios, puesto que con este ciclo tiene que ser distribuido el aire recirculado del alojamiento y el aire nuevo. Se observará que, como los conductos son de tamaño suficiente para conducir la cantidad total de aire, es posible suministrar el 100 por 100 de aire nuevo para la ventilación máxima. Esto se considera muchas veces como una ventaja importante en el caso de que la planta de refrigeración para acondicionamiento de aire sufriera una avería. Sin

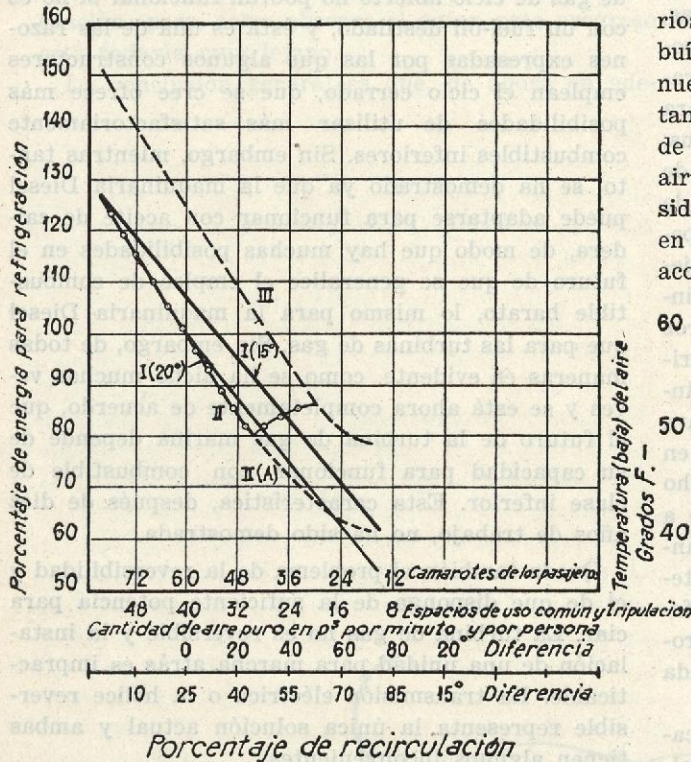


Fig. 3.—Efecto de la recirculación en la energía necesaria para la refrigeración del acondicionamiento de aire.

porcionar la refrigeración deseada se ha variado para mostrar el efecto de emplear una diferencia de temperatura de 15 y 20° entre el aire de entrada y la temperatura del alojamiento. En estas curvas se ha intentado indicar la verdadera cantidad de aire necesario. Esta varía según los casos, pero generalmente será entre 1,275 y 2,547 m³ por minuto por persona, para acondicionamiento de aire de camarotes. Como cifra representativa se ha elegido 1,698 metros cúbicos por minuto por persona, para una diferencia de refrigeración de 20°. Para los espacios de uso común y alojamientos de la tripulación se han empleado 1,132 m³ por minuto, por persona.

La figura 4 indica la reducción necesaria en la temperatura del aire para disminuir el contenido de humedad para cada ciclo.

La refrigeración necesaria en el ciclo I depende principalmente de la relación del aire exterior con el aire recirculado del alojamiento. Si la cantidad

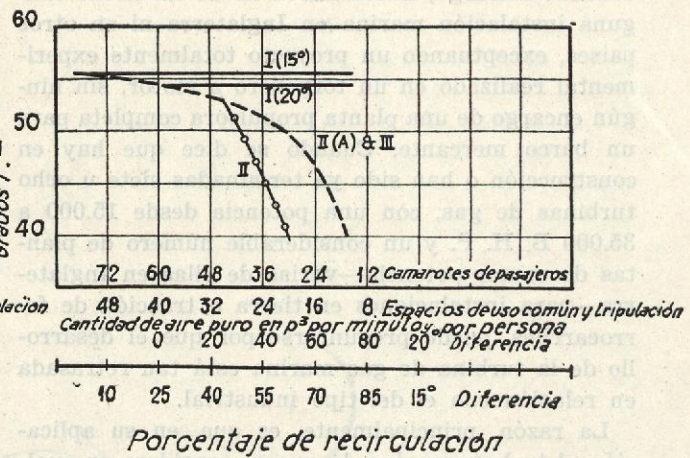


Fig. 4.—Efecto de la recirculación en la temperatura del agua necesaria para deshumidificación.

embargo, con acondicionamiento de aire la cantidad total de ésta se reduce aproximadamente a la mitad del considerado anteriormente esencial para la refrigeración por ventilación, de forma que las condiciones de confort sin refrigeración no igualarán a las de los barcos que no disponen de aire acondicionado. Además, la importancia de aumentar la cantidad de aire nuevo por encima del que se necesita para la ventilación adecuada para obtener únicamente el efecto de refrigeración, si no se dispone de refrigeración para acondicionamiento de aire, no justifica la consideración que hay que prestarle.

Un barco que cuente con el acondicionamiento de aire está provisto de dos o más unidades completas de refrigeración para este fin, conectadas de forma que la avería de una de ellas reduzca el total de acondicionamiento de aire disponible, pero sin dejar a una parte del barco sin una cantidad de refrigeración razonable. (Continuará.)

TURBINAS

LA TURBINA DE GAS MARINA. (*The Motor Ship*, febrero de 1950.)

Para muchos, el progreso de la turbina de gas marina tiene que ser de una lentitud desilucionadora. En 1939, los constructores, que habían sido hasta entonces los que habían efectuado el trabajo experimental relacionado con las turbinas de gas, informaron al Almirantazgo británico que era posible construir instalaciones de garantía para trabajo marino. En 1943 se dieron instrucciones para construir la turbina experimental de gas Parsons, y la planta empezó a funcionar en diciembre de 1945. En el mismo año se encargó una turbina de gas de 1.200 B. H. P. para ser instalada en un petrolero en sustitución de un grupo generador Diesel. Sin embargo, hasta ahora no se ha hecho ninguna instalación marina en Inglaterra ni en otros países, exceptuando un proyecto totalmente experimental realizado en un torpedero a motor, sin ningún encargo de una planta propulsora completa para un barco mercante. Cuando se dice que hay en construcción o han sido ya terminadas siete u ocho turbinas de gas, con una potencia desde 15.000 a 35.000 B. H. P. y un considerable número de plantas de menor potencia—varias de ellas en Inglaterra—para instalaciones en tierra o tracción de ferrocarriles, puede preguntarse por qué el desarrollo de la turbina de gas marina está tan retrasada en relación con el del tipo industrial.

La razón, principalmente, es que, en su aplicación al trabajo marino, lo que se considera en cualquier maquinaria es su rendimiento, y específicamente su rendimiento comercial, aparte de las necesidades particulares de unas cuantas clases de barcos especiales y algunos tipos de barcos de la Armada. Para la producción de potencia en tierra, hay muchos casos en que el rendimiento térmico no es la principal consideración, como, por ejemplo, en instalaciones de carga máxima y de respeto, y en cierto modo en las locomotoras. En los barcos mercantes, a menos que un nuevo tipo de maquinaria pueda ofrecer un consumo de combustible reducido, sin grandes gastos en otros sentidos, hay pocas probabilidades de que se extienda su uso.

La turbina de gas tiene poco que ofrecer a este respecto, comparada con el motor Diesel, en un futuro previsible; pero sí puede representar algo en relación con la turbina de vapor de altas potencias. El máximo rendimiento térmico de cualquiera de las grandes plantas de turbina de gas ahora en construcción será del 33 por 100, aproximadamente, comparado con el 40 por 100 de la maquinaria Diesel; de forma que, a no ser que se realice alguna

mejora considerable, de la que no se tiene noticia, la turbina de gas sólo puede llegar a competir con el motor Diesel si puede funcionar con un combustible más económico.

Hay esperanzas de que el fuel-oil que se quema en las calderas pueda emplearse en las turbinas de gas; pero este resultado no se ha conseguido todavía.

Algunos ingenieros consideran que las turbinas de gas de ciclo abierto no podrán funcionar si no es con un fuel-oil destilado, y ésta es una de las razones expresadas por las que algunos constructores emplean el ciclo cerrado, que se cree ofrece más posibilidades de utilizar más satisfactoriamente combustibles inferiores. Sin embargo, mientras tanto, se ha demostrado ya que la maquinaria Diesel puede adaptarse para funcionar con aceite de caldera, de modo que hay muchas posibilidades en el futuro de que se generalice el empleo de combustible barato, lo mismo para la maquinaria Diesel que para las turbinas de gas. Sin embargo, de todas maneras es evidente, como se ha dicho muchas veces y se está ahora completamente de acuerdo, que el futuro de la turbina de gas marina depende de su capacidad para funcionar con combustible de clase inferior. Esta característica, después de diez años de trabajo, no ha sido demostrada.

Queda también el problema de la reversibilidad y el de que disponga de la suficiente potencia para ciar. La turbina de gas no es reversible y la instalación de una unidad para marcha atrás es impracticable. La transmisión eléctrica o la hélice reversible representa la única solución actual y ambas tienen algunos inconvenientes.

¿Qué es entonces lo que le reserva el futuro a la turbina de gas marina? Evidentemente, no puede producir nunca una revolución como la que promovió la introducción del motor Diesel, con su rendimiento mucho más alto que cualquier fuerza motriz conocida. Con la turbina de gas como se prevé actualmente, con potencia de, por ejemplo, 7.000 a 10.000 B. H. P., se obtendría un consumo de 0,45 lb. (0,20 kg.) por S. H. P., y, por tanto, si se pudiera emplear combustible de caldera, puede ofrecer ventajas sobre las instalaciones de turbinas de vapor de alta potencia. Si nuevos adelantos metalúrgicos permiten aumentar considerablemente las temperaturas de admisión se podrán obtener rendimientos comparados con los de los motores Diesel; pero sólo podrán considerarse potencias relativamente altas.

Esto representa el punto de vista estrictamente comercial desde el aspecto marino, en el que el rendimiento es el factor principal; pero existen barcos especiales en los que el poco peso de la instalación de la turbina de gas es de tal importancia, que el

rendimiento no es la consideración principal. En tales casos hay posibilidades incluso para bajas potencias; pero, en términos generales, no hay adelantos en perspectiva que hagan que la turbina de gas marina pueda competir en general con el motor Diesel, en potencia por debajo de 5.000 S. H. P. Si últimamente los progresos técnicos permiten emplear temperaturas de más de 2.000° F, como ha analizado el doctor T. W. F. Bronw en una reciente Memoria, deberá producirse algún cambio en la situación; pero, como observa el autor, este progreso está todavía muy lejano.

La conclusión general es que, de ahora en ade-

lante, habrá seguramente una demanda satisfactoria de distintos tamaños de turbinas de gas para fines industriales, debido a la variedad de las aplicaciones que pueden darse por diversas y especiales razones, el empleo de esta maquinaria para la gran proporción del tonelaje mercante del mundo en los próximos años será muy limitada. El grado de este empleo dependerá de la capacidad de la turbina de gas para consumir la clase de combustible comúnmente empleado en las calderas marinas y del progreso metalúrgico realizado, que permitirá la adopción de temperaturas de admisión más elevadas que las que se han aceptado hasta ahora.



Información General

EXTRANJERO

EL REEMPLAZO DE LOS PETROLEROS T-2

Hace algún tiempo, el Director general del Departamento Marítimo de una de las Compañías más importantes de Inglaterra manifestó que, como la vida de los petroleros turboeléctricos americanos "T-2", construídos durante la guerra, tenía que calcularse en doce años, y parte de estos barcos habían sido comprados por armadores británicos, su reemplazo exigiría una gran cantidad de tonelaje de nueva construcción. Es interesante ampliar este comentario.

En total fueron vendidos por el Gobierno americano a los armadores británicos 51 petroleros "T-2", con un total de 527.000 toneladas de registro bruto, ó 836.828 toneladas de peso muerto. Cada barco es de unas 16.000 toneladas de peso muerto, con una maquinaria de unos 6.000 S. H. P. Se dijo oficialmente hace algún tiempo que el consumo es alrededor de 0,35 Kg/S. H. P./h, y no hay duda que el consumo diario es de unas 45 toneladas. Si anualmente están en la mar 250 días, la cantidad de combustible consumido, incluyendo el que se necesita en puerto, es probablemente unas 13.000 toneladas. Cuando se reemplacen por motonaves, la cantidad de combustible necesario se reducirá a la mitad, y, por tanto, con los 51 barcos en cuestión habrá una economía anual de unas 650.000 toneladas de aceite.

Además, los armadores noruegos compraron 17 barcos de 175.000 toneladas de R. B., y probablemente la mayoría de estos barcos están arrendados a los armadores británicos. Por consiguiente, el total de 68 barcos, de algo más de 700.000 toneladas de R. B., basándose en los hechos mencionados, tendrán que ser reemplazados en 1958, y como todos los barcos británicos y una proporción de los noruegos se construirán seguramente en astilleros británicos, el volmen de trabajo posible es considerable.

Los barcos, similares a los de la clase "T-2" en

tamaño y velocidad, parecen ser populares entre los armadores noruegos y británicos. En los astilleros ingleses hay 41 petroleros encargados, desde 14.500 a 18.000 toneladas de peso muerto; pero la mayoría son de unas 16.000 toneladas. De éstos, 20 son para armadores ingleses y 21 para armadores noruegos. En los astilleros del continente europeo hay 45 barcos dentro de este tamaño, la mayoría también de unas 16.000 toneladas de carga y con maquinaria de 6.000 B. H. P. Como todos estarán terminados antes de 1952, ninguno se está construyendo, evidentemente, para reemplazar a un petrolero "T-2". Este problema surgirá más adelante. También es importante registrar, en relación con la popularidad de este tipo—solamente respecto a las dimensiones, y no en otros aspectos—, que los 10 petroleros encargados por el Lloyds Brasileiro en enero de este año son todos barcos de 16.000 a 16.600 toneladas de peso muerto, con maquinaria de unos 6.000 B. H. P. Estos barcos no están incluidos en las cifras dadas anteriormente.

COSTE DEL PROGRAMA DE RECONSTRUCCION DE LA FLOTA ALEMANA: 1.600 MILLONES DE DEUTSCHE-MARKS

Durante una reciente conferencia de Prensa, el Ministro de Transportes de la República Federal, doctor Seeböhm, ha declarado que la reconstrucción de la flota alemana necesitaría 1.600 millones de deutschemarks. El Gobierno federal aportaría a este efecto 650 millones de marcos; las inversiones se elevarían a unos 800 millones, y se podría contar con la contrapartida de la Ayuda Marshall para los 150 millones de marcos restantes.

El Ministro ha dejado entender que los derechos al crédito concedido por la Gran Bretaña, alrededor

de 18.500.000 libras, se utilizarían para compra de buques extranjeros.

El empleo de estos derechos al crédito concedidos en octubre de 1948, cuando tuvo lugar la constitución del Fondo monetario internacional, está previsto en el caso de déficit de esterlinas en el comercio de Alemania occidental con la Gran Bretaña. Estos derechos al crédito deberán emplearse en un porvenir próximo, puesto que están llamados a desaparecer con la entrada en vigor del nuevo acuerdo de pagos intereuropeos que se prepara actualmente.

Los constructores alemanes serán objeto de un tratamiento preferente en el reparto de estos créditos, y, por algún tiempo, no se les cargará ningún interés.

El Ministro alemán ha subrayado, por otra parte, la urgente necesidad de reconstruir y modernizar los puertos marítimos.

PROYECTO DE UN NUEVO TRASATLANTICO PARA LA HOLLAND-AMERICA

Entre los proyectos que le han sido presentados figura el de una unidad de 45.000 toneladas de registro bruto. La construcción de un barco de este tonelaje presenta, sin embargo, problemas financieros y técnicos que todavía no han sido resueltos.

Los trasatlánticos "Veendam" y "Volendam", que aseguran el servicio de Nueva York conjuntamente con el "Nieuw Amsterdam", no responden ya a las exigencias de la clientela trasatlántica. El "Veendam", construido en 1922, toca a su fin.

EN 1949 SE CONSTRUYERON 926 BARCOS, CON UN TONE- LAJE DE 3.131.805 TONS.

El Registro naviero del Lloyd anuncia que el tonelaje de los barcos construidos en el mundo durante el pasado año excede al de 1948 en 822.060 toneladas. Sin contar los barcos menores de 100 toneladas y los barcos de guerra, han sido construidos 926 barcos, con un total de 3.131.805 toneladas. De este total de toneladas, 1.287.567 proceden de los astilleros de Gran Bretaña e Irlanda del Norte y 1.864.338 de otros países. Entre éstos figuran: Suecia, con 323.099; Holanda, con 169.295; Francia, con 154.359; Italia, con 99.150; Dinamarca, con 36.134; Noruega, con 59.213; Bélgica, con 45.402; Estados Unidos, con 633.306; Japón, con 147.974, y Canadá, con 69.681 toneladas.

LAS MARINAS HOLANDESA Y FRANCESA

La Marina mercante holandesa ha aumentado considerablemente durante los doce meses últimos, y ha llegado a su más elevado porcentaje desde el año 1931. Sus barcos suman en conjunto cerca de tres millones de toneladas gruesas registradas.

La Marina mercante francesa inició el año 1950 con 657 barcos, con un total de 2.709.786 toneladas, contra 670 barcos, con un total de 2.733.633 toneladas, antes de la guerra. En 1° de enero, Francia tenía en servicio 75 trasatlánticos, contra 146 en 1° de septiembre de 1939; 85 barcos-cisternas, contra 72, y 497 barcos de carga, contra 452. Otros 27 trasatlánticos, 16 barcos-cisternas y 76 mercantes estaban en construcción para Francia en los astilleros nacionales y extranjeros, y 13 trasatlánticos, un barco-cisterna y 10 mercantes iban a ser construidos.

UN GRAN PETROLERO PARA PORTUGAL

Ha sido botado el 28 de enero pasado, en Bélgica, el buque "Avelos", de 23.000 toneladas, destinado a la Sociedad portuguesa de Navíos Tanques, y será el mayor de esta clase de las flotas de Portugal.

BARCOS INGLESES PARA COLOMBIA

La Fairfield Shipbuilding and Engineering Co., Limited Govan ha recibido un pedido para dos cargueros de motor de una sola hélice, de cerca de 5.500 toneladas brutas cada uno, para la flota mercante Gran Colombiana, S. A., Bogotá (Colombia).

MAS BUQUES PARA ARGENTINA

Van a ser entregados por astilleros italianos a la Flota Mercante del Estado, de Argentina, otros nuevos buques de motor: el "Río de la Plata", de 8.500 toneladas, con dos motores Fiat de 16.000 H. P. y 20 nudos en servicio, construido en los Astilleros Ansaldo, de Génova, y los "Río Cuarto" y "Río Dulce", que se construyen en los Astilleros Cautieri Reuniti dell Adriatico.

SOBRE LA MARINA MERCANTE ARGENTINA

Ha sido notable el aumento de la flota mercante argentina, llegando a 1.364.000 toneladas, construídas y en construcción, contra 223.700 toneladas en 1946. Para 1952 se espera que la flota mercante argentina sea la tercera del mundo. Argentina tiene 40 barcos de motor pedidos en astilleros británicos y continentales, con un total de 275.000 toneladas de peso muerto, y llegan barcos nuevos casi cada semana. Con la compra de la flota de la Doderro, que representa 400.000 toneladas, la flota mercante pertenece casi enteramente al Estado.

LA FLOTA MERCANTE ALEMANA

Los armadores alemanes están preparando un programa de reconstrucción de su flota sobre toneladas 500.000 de nuevos buques, 400.000 toneladas de grandes buques y 100.000 de costeros.

17 BARCOS PARA LA ARGENTINA SE CONSTRUYEN EN INGLATERRA

En 1949 el Gobierno argentino ordenó la construcción de 40 barcos, 17 de los cuales se construirán en Inglaterra, según declaraciones hechas por el presidente de los astilleros de Jarrow en una fiesta dada con motivo de la botadura del "Punta Medanos". Este ha sido el primer barco que ha construído esta Compañía para el Gobierno argentino. Se trata de un petrolero muy rápido, aunque no se sabe la velocidad que alcanza, por mantenerse en secreto. Estará totalmente terminado en agosto o septiembre próximos.

REUNION ANUAL DE LA A. T. M. A.

La Association Technique Maritime et Aeronautique celebrará su reunión anual los días 6, 7, 8 y 9 de junio actual en su domicilio de París, Plaza de la Bolsa, 2.

El programa prevé la lectura y discusión de numerosas comunicaciones técnicas, de orden marítimo y aeronáutico, cuyo valor garantiza el alto interés de las sesiones.

Entre las varias Memorias que serán leídas figuran las siguientes:

— El portaaviones en 1950, por el Almirante Barjot.

— Buques de línea modernos, por M. Gisserot, Ingeniero Jefe de la Marina.

— Nota sobre el tiempo para subir a la superficie de los submarinos. Achique de los ballast, por M. de Dinechin, Ingeniero Jefe de la Marina.

— La representación gráfica de los ensayos de hélices cavitantes, por M. Lefol (Jean).

— Nota sobre el retroceso de una hélice trabajando en distintas condiciones, por M. Dinechin, Ingeniero Jefe de la Marina.

— Ensayo en el canal de los modelos de buques autopropulsados, por M. Brard, Ingeniero Jefe del Canal de Experiencias de la Marina.

— Introducción al estudio del ala en régimen transitorio, por M. Barberon, Ingeniero de la Marina.

— Problemas actuales de acústica aeronáutica, por MM. Lienard y Kobrynski, Doctor en Ciencias e Ingeniero, respectivamente.

— Descripción de un aparato de mando a distancia por radio para modelos de buques, por M. Simon, Ingeniero de la Marina.

— Aplicación de los métodos de la mecánica del móvil dirigido a la teoría del vuelo planeado, por M. Contensou, Ingeniero Jefe de la Marina.

— Medidas de estabilidad de los aerodinos, por M. Frager, Ingeniero.

— Determinación rápida de la influencia, sobre el número de revoluciones de una hélice, de las pequeñas variaciones, de sus características o de los datos de su funcionamiento, por M. Lamoureux, Director-adjunto de los Astilleros de Seine-Maritime.

— Las posibilidades de aplicación de los materiales compuestos en la construcción naval, por M. Fabre, Ingeniero civil de Aeronáutica.

— Consideraciones sobre la concepción del "Liberté" y mejoras introducidas durante su reconstrucción, por M. Ricard, Ingeniero en la Compañía Trasatlántica.

— Construcción de los cargos de 3.700 toneladas "Cambraisien" y "Douaisien". Prefabricación del forro exterior, por M. Labbens, Ingeniero Jefe de la Marina.

— Estudio de las vibraciones de flexión y de torsión por medio de analogías electromecánicas. Aplicación a las estructuras de buques y aeronaves, por M. Cahen, Ingeniero Jefe de la Marina.

— Tensiones en las placas de tubos de los colectores de calderas, por MM. Ballet y Mallet, Ingeniero de la Marina y Licenciado en Ciencias, respectivamente.

— Nota sobre los cálculos de estabilidad después de avería, en las condiciones previstas en la Con-

vención de Londres en 1948, por M. Crenn, Ingeniero principal de la Marina.

— Líneas de influencia relativa a los momentos de flexión en los buques, por M. Solda, Director del Registro Naval Italiano.

— La resistencia comparativa a las vibraciones de las estructuras remachadas y soldadas de escantillones de espesor relativamente débil, por MM. Dutilleul y De Leiris, Ingenieros Jefes de la Marina.

— Las medidas extensométricas en los lanzamientos, por M. Ballet, Ingeniero Jefe de la Marina.

— Algunas observaciones sobre las instalaciones frigo a amoníaco o a freón 12, por M. Merlin, Ingeniero de la Compañía Trasatlántica.

— Ultrasones inducidos y seguridad. Una causa mecánica probable de incendios y explosiones de los buques, por M. Jarry, Ingeniero civil de minas.

— Contribución al estudio de la prerrefrigeración.

— Aplicación a los buques de un aparato propulsivo constituido por generadores de gas de pistones libres y turbinas de gas, por Agustín Normand (hijo), Director de los Astilleros de su nombre.

— Procedimiento aproximado de cálculo de la distribución de la temperatura en los discos y paletas de las turbinas de gas, por M. Sochat, Ingeniero de los talleres del Creusot.

— Medida de presiones rápidamente variables con manómetro a magnetoestricción, por M. Vincent, Ingeniero de Artillería Naval.

— Observaciones diversas sobre el flujo en las turbinas de circulación variable, por M. Legendre, Ingeniero Jefe de la Marina.

NACIONAL

BOTADURA DE UN BUQUE BACALADERO

En los Astilleros San Martín, de Santander, ha sido botado al agua el nuevo buque "Santa Rita",

construido por dichos astilleros con destino a Pesquerías Españolas de Bacalao. El nuevo barco desplaza 2.360 toneladas.

PRUEBAS DE MAR Y ENTREGA DEL VAPOR "VILLAGARCIA"

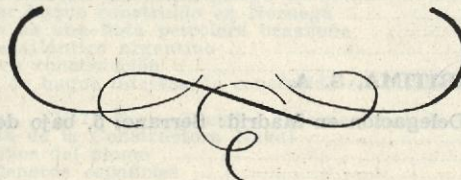
En los últimos días del pasado mes de marzo, y en aguas de Bilbao, tuvieron lugar las pruebas de mar y la recepción del vapor "Villagarcía", construido por la Sociedad Española de Construcción Naval, para la Empresa Nacional Elcano de la Marina mercante.

El buque es uno más de la serie de los fruteros de 5.500 toneladas de peso muerto nominales (peso muerto que en la realidad se ha convertido en unas 2.900 toneladas). Es el tercero construido en Sestao de este tipo y el octavo construido por este mismo astillero con igual instalación de maquinaria. Otros seis buques gemelos han sido construidos por la Unión Naval de Levante y Echevarrieta y Larrinaga. Y otros cuatro se están construyendo en el astillero de Matagorda.

Todos estos buques están propulsados por una máquina de vapor de tipo uniflujo: En el caso del "Villagarcía" y los demás barcos de Sestao, Matagorda y Valencia, es una Christiansen and Mayer, y en el caso de los construidos en Echevarrieta, una máquina Lentz. Las calderas son La Mont, de vapor recalentado. El "Villagarcía" y los demás buques gemelos de la Empresa Nacional Elcano tienen alojamientos para cuatro pasajeros, colocados en las antiguas carboneras adicionales, que han resultado inútiles al emplear como combustible petróleo de calderas.

Las pruebas han constituido un verdadero éxito para la casa constructora, y se ha alcanzado una velocidad máxima de 14,3 nudos y un consumo que es el menor obtenido en los buques de su serie.

El barco ha efectuado su primer viaje a Villagarcía, y de allí, con madera, a puertos de Levante.



Proveedores de la Industria Naval

ASTILLEROS DE PALMA, S. A.

Especialistas en material flotante para puertos.—Proyectos, construcción y reparación de buques.—“La Pedra-ra”. MALLORCA.

BOMBA PRAT, S. A.

Bombas rotativas. Bombas centrifugas. Compresores. Humidificación y ventilación.—Apartado 16. Wifredo, nú-meros 109-113. BADALONA.

COMERCIAL PIRELLI, S. A.

Cables y conductores eléctricos aislados de todos los tipos. Unica Empresa española especializada en conduc-tores eléctricos para la Marina Mercante y la Armada. Neumáticos. Correas y artículos varios de goma. Susursales en Madrid, Bilbao, Sevilla, Valencia y La Coruña.—Ronda Universidad, 18. BARCELONA.

CONDUCTORES ELECTRICOS ROQUE, S. A.

Fábricas en Manlleu. Oficinas en BARCELONA. Diputación, 185. Teléfono 234136.

CONSTRUCCIONES ELECTROMECHANICAS ABRIL, S. A.

Maquinaria Eléctrica.—Villarroel, 195. BARCELONA.—Dirección telegráfica: “Abrilmotor”.

OCURNY, S. A.

Tubería, Baldosin y Mosaico de Grès y Refractario, resistente a altas temperaturas.—Calle Princesa, 58 y 61. BARCELONA.

EDUARDO BATISTE-ALENTORN

Avenida de José Antonio Primo de Rivera, 416. BARCELONA.—Construcción de generadores y electromotores especiales para buques. Grupos convertidores para soldadura eléctrica.—Teléfono 231285.

“FAMA”. FABRICA DE ARTICULOS DE MATERIAL AISLANTE, S. A.

Material para instalaciones eléctricas. - Telefonía. - Radiotelefonía. - Tranvías. - Accesorios de automóvil. - Ca-lefacción. - Construcciones navales, etc. - Piezas moldeadas de resinas sintéticas de alta precisión técnica.—Aparta-do 91.—BARCELONA, Mártires Santa Cruzada, 125. CORNELLA (Barcelona).

FRANCISCO LACAMBRA LACAMBRA

Metales y Conductores Eléctricos.—Avenida de José Antonio, 500, y Alí-Bey, 23. Teléf. 250807. BARCELONA.

LA MAQUINISTA TERRESTRE Y MARITIMA, S. A.

Apartado 94. BARCELONA.—Delegación en Madrid: Serrano, 5, bajo derecha.

MAS, GOBERNA Y MOSSO, ING., S. L.

Aparatos de elevación, grúas, ascensores, montacargas, polipastos “Magomo”.—Pamplona, 95, 97 y 99. Teléfo-no 250843. BARCELONA.

S. A. M. MAS BAGA

Cocinas para buques, a carbón, leña y aceite pesado.—Hortaleza, 17. MADRID.—Valencia, 348. BARCELONA.