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 XII — MADRID, OCTUBRE DE 1944 — NÚM. 112

Sumario

Págs.

Hidrodinámica y Aerodinámica (continuación), por *Federico Araoz y Vergara,* Ingeniero Naval 574
España país exportador de buques mercantes, por *Juan Navarro Dagnino* 587
Consideraciones sobre la aplicación de aleaciones con metales ligeros en la construcción del buque (conclusión) 590
La construcción por secciones prefabricadas y la soldadura 595

INFORMACION LEGISLATIVA

Revisiones de los precios de los buques 601
La formación de los Maquinistas navales en Inglaterra 603

INFORMACION PROFESIONAL

Las dificultades creadas a la construcción naval por las restricciones en la energía eléctrica 604
Posible retorno, en casos aislados, a la inyección por aire en algunos motores Diesel. 606
Grafito coloidal como superlubrificante 607
Nuevo aparato eléctrico para medir fatigas estáticas 608
El confort en los alojamientos del pasaje en los trasatlánticos 608
El difícil problema de la formación del Maquinista naval 610
Precios de los combustibles líquidos para instalaciones marinas 612
Revista de Revistas 614

INFORMACION GENERAL

Extranjero.—Un nuevo motor propulsor completamente soldado, construído en los Astilleros de Götaverken 630
Hundimiento del supertransatlántico "Rex" 631
La construcción naval en el Canadá 632
Los Astilleros de Burmeister & Wain adquieren un nuevo Astillero 632
Nacional.—Entrega de tres remolcadores de 800 I. H. P. 633
Los futuros Astilleros de Sevilla 635
Botadura del vapor "Santo Domingo" 637

Redacción y Administración: Velázquez, 46. — Apartado de Correos 457. — Teléfono 64833

Suscripción: Un año para España y América, 60 pesetas. Demás países, 84 pesetas.

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

Hidrodinámica y Aerodinámica

CONTINUACION)

Resultados de las experiencias realizadas sobre modelos de vehículos terrestres en el Canal Nacional y publicadas en los volúmenes V y IX de los «Anales del Canal Nacional para experiencias de Arquitectura Naval en Roma»

POR

FEDERICO DE ARAOZ Y VERGARA

NGENIERO NAVAL

Además de las experiencias que hemos reseñado en el número de julio último, se llevaron a cabo en el Canal Nacional de Roma otras series de ensayos en relación con el mismo tema y que por su particular interés pasamos a detallar a continuación.

Las experiencias realizadas consistieron solamente en una serie de ensayos de remolque de modelos de vehículos terrestres profundamente sumergidos en el agua, ya que el objeto que se perseguía era únicamente determinar las formas que proporcionasen la menor resistencia al aire, o sea las más aerodinámicas, que en realidad, y de acuerdo con los ensayos llevados a cabo, eran las más hidrodinámicas.

En la figura 1.ª puede apreciarse claramente la disposición adoptada, consistente en dos robustos bastidores de tubo *A*, colocados a una distancia de 8,60 metros, montados rígidamente en el carro remolcador y por el interior de los cuales pueden deslizarse dos tubos *B*, que pueden fijarse a la altura que se desee, hasta llevar su extremo inferior a la profundidad correspondiente a cada caso particular, que puede ser hasta de 3 metros bajo el nivel del agua.

Las dos extremidades inferiores están unidas por un alambre de acero *C* de un diámetro de 2 ó 3 mm., mantenido en línea recta por medio de los tirantes *D* y tensores *E*, hasta su carga de resistencia. Este hilo hace de guía al modelo del vehículo en prueba, modelo que es lastrado para permanecer en equilibrio vertical entre dos aguas.

Al modelo son fijados dos hilos *F* y *G*, el primero de remolque y el segundo de tensión, que a través de las poleas *H* y *K* pasan por el interior de las columnas tubulares y van a terminar, el primero, a la balanza de medición *M*, y el segundo, al contrapeso *P*. El hilo de tensión *G* tiene por objeto sujetar al modelo al final de la carrera y evitar que pueda chocar contra la columna delantera, y al mismo tiempo facilita mucho la puesta en cero de la balanza con el modelo quieto, puesta a cero que se hace necesaria por la influencia del peso del trozo de hilo vertical. La medida se lleva a cabo por medio del peso *W* y muelle registrador *O* movido por el servomotor eléctrico.

Bajo el modelo, y figurando el plano de tierra, hay una plataforma de 55 metros de longitud por 11,50 de ancho, fija a un armazón metálico y que por medio de un mecanismo de suspensión y maniobra puede situarse y fijarse rápidamente a la profundidad y distancia que se desee del modelo en prueba.

Las ruedas no se apoyan sobre el plano de tierra, pues de otra forma la resistencia hidrodinámica estaría influenciada por la resistencia

de rozamiento rotatoria y de rozamiento en los pernos. Sin embargo, se sitúa el modelo a la distancia que se desea del plano de apoyo, y para ello, en los modelos de vehículos automóviles, se recorta un pequeño segmento circular de las ruedas en correspondencia con el apoyo, y en los ferroviarios se suprimen totalmente las ruedas en la realización experimental.

Parte de la instalación que se describe hemos podido verla en todos sus detalles durante nuestra visita al Canal de Roma el pasado año.

* * *

Aparte la esencia propia del método de ensayar en agua en lugar de en aire, existen las siguientes objeciones que pudieran hacerse:

a) *Plano de deslizamiento.*—La superficie que figura el plano de la carretera está asegurada a una suspensión funicular que, teóricamente, podría permitir algún corrimiento, aunque en el empleo corriente no se ha lamentado ningún inconveniente de este género, y los resultados experimentales no han dado lugar a incertidumbre alguna. La longitud de 55 metros no es excesiva y sí suficiente hasta velocidades de 5 m/s. (9).

b) *Influencia perturbadora de las columnas de soporte tubulares.*—Las columnas de soporte se encuentran a bastante distancia del modelo que se prueba; la anterior, a unos 4 metros, y la posterior, a 2,5 metros aproximadamente. Además, en su parte inferior, están adecuadamente fuseladas, y en la superior, redondeadas, estando preservadas con formas de buena penetración, que no se representan en el esquema de la figura 1.ª.

Sin embargo, no se puede admitir "a priori" en el fenómeno hidrodinámico una influencia perturbadora dependiente de la proximidad del modelo que se prueba a la columna anterior. Para la máxima velocidad alcanzada en los experimentos objeto de la presente relación con modelos de dimensiones máximas, no se ha re-

(9) Este plano de deslizamiento es el mismo fondo móvil que se emplea en los ensayos de buques en pequeñas profundidades.

INSTALACIÓN PARA ENSAYOS DE VEHICULOS TERRESTRES

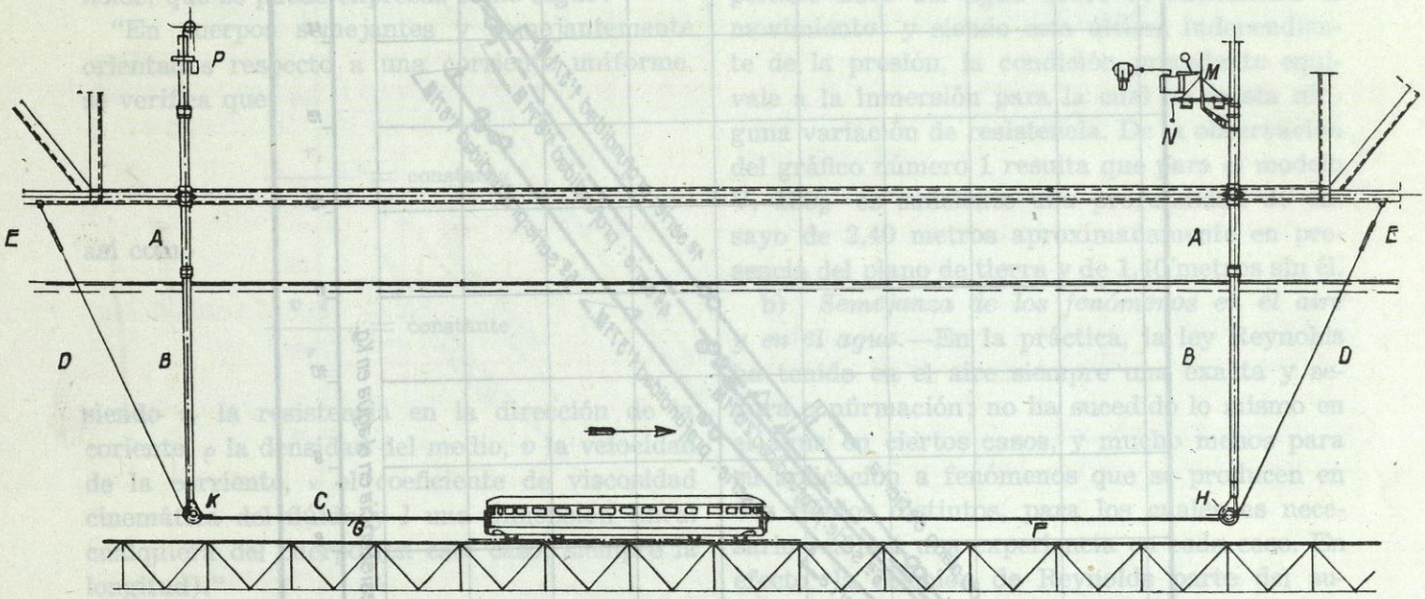


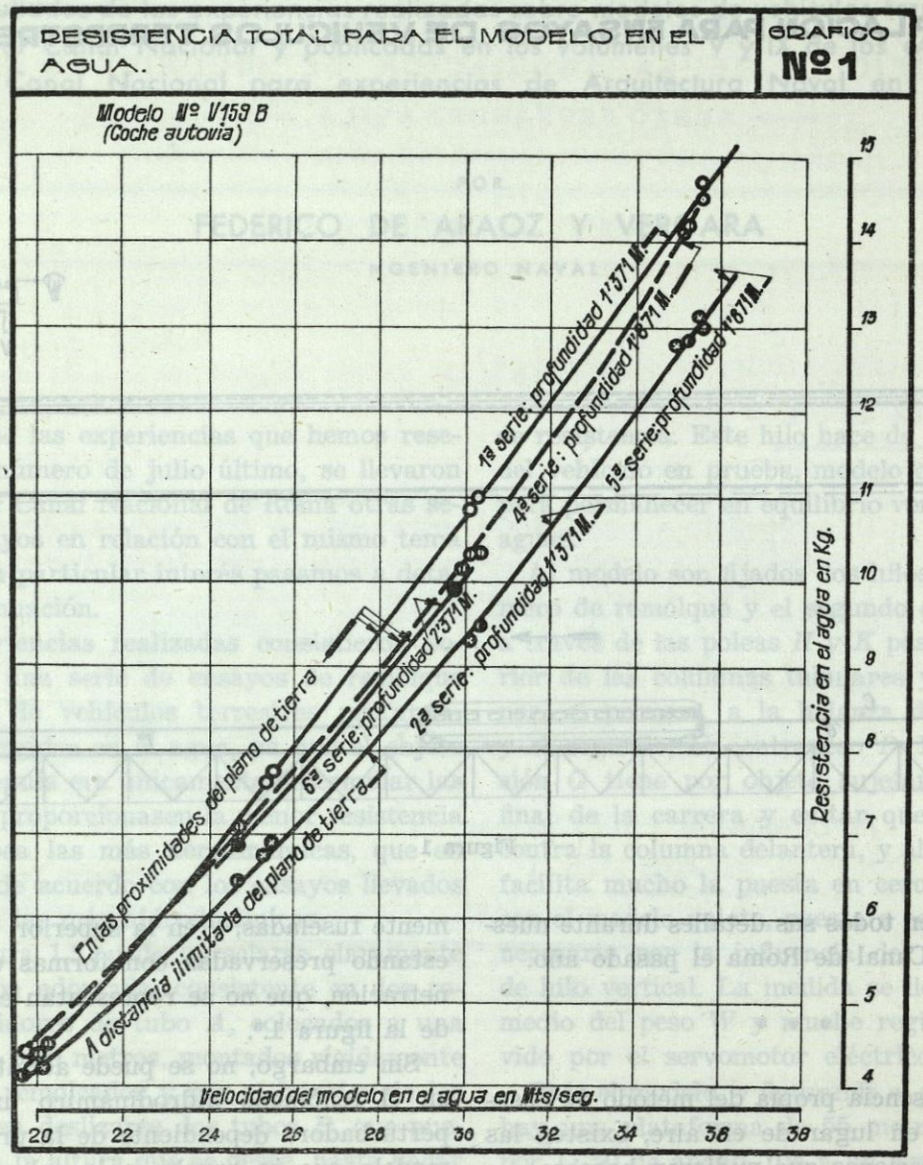
Figura 1

gistrado ninguna alteración de la resistencia para variaciones de un metro, en más o en menos, de la posición normal.

c) *Sistema de guía.*—El modelo se guía durante la carrera por un hilo *C* todo lo tenso posible (cerca de 300 Kg.). Es sabido que los cuerpos en movimiento en el aire tienen tendencia a "colear", y por lo tanto, esa tensión se puede juzgar quizás insuficiente para la exactitud de las mediciones.

Aunque no se puede defender a toda costa la buena calidad del mecanismo empleado, ya que se han adaptado para este objeto aparatos dinamométricos destinados a otro género de investigaciones, hay que observar que no se han apreciado a primera vista movimientos sensibles de los modelos, ni que éstos chocasen nunca con el plano de deslizamiento, colocado generalmente a una distancia de 15 mm. del modelo; nunca se experimentó incertidumbre alguna en los resultados, y la dispersión de las aristas vivas sobre la curva media es casi nula,

INFLUENCIA DE LA PROFUNDIDAD DEL MODELO BAJO EL NIVEL LIBRE DEL AGUA.



menor de la que se ha observado corrientemente en experiencias de remolque con carenas de superficie (10).

d) *Movimiento relativo de las ruedas.*—Las ruedas no se apoyan en el plano de deslizamiento; por consiguiente, por una parte se excluye la presencia de la resistencia por rozamiento y rodadura, y por otra, la influencia del movimiento relativo de las ruedas. Con ruedas llenas, dicho efecto es prácticamente despreciable.

* * *

Como se sabe, los fenómenos aerodinámicos y su estudio por medio de modelos mecánicos son regulados por la ley de similitud de Reynolds, que se puede expresar como sigue:

"En cuerpos semejantes y semejantemente orientados respecto a una corriente uniforme, se verifica que:

$$\frac{r_t}{\rho \cdot l^2 \cdot v^2} = \text{constante.}$$

así como

$$\frac{v \cdot l}{\nu} = \text{constante.}$$

siendo r_t la resistencia en la dirección de la coriente, ρ la densidad del medio, v la velocidad de la corriente, ν el coeficiente de viscosidad cinemática del flúido y l una dimensión lineal cualquiera del cuerpo (en este caso, siempre la longitud)."

Tales relaciones son independientes de la naturaleza del flúido, siendo válidas sea para el aire o para el agua, y siempre son aplicables al estudio de las formas de los vehículos terrestres por medio de modelos ensayados en el agua.

Vamos ahora a hacer algunas consideraciones respecto a las distintas circunstancias que concurren en esta clase de ensayos.

a) *Profundidad de los modelos bajo el nivel libre del agua.*—Los vehículos terrestres se mueven profundamente sumergidos en el aire que los rodea, y por tanto, a los efectos de similitud, los modelos deberían ser ensayados en agua libre a una profundidad infinita, cosa que es imposible realizar en la práctica. Sin embargo, no es necesario esto, ya que basta una cierta profundidad para eliminar los efectos perturbadores de la superficie libre del agua.

Para dilucidar este punto fueron llevados a cabo cinco series de ensayos a profundidades crecientes con un modelo V. 139_B de coche autovía construído en escala 1 : 10. Los respectivos resultados pueden verse en el gráfico número 1, habiéndose realizado en presencia del plano de tierra las series 1, 4 y 6, y las 2 y 5 sin él.

La profundidad suficiente será evidentemente la que no dé lugar—aun a la velocidad más elevada—a la formación de ondas de superficie, ni a cualquier otra influencia apreciable de la superficie libre del agua sobre la resistencia al movimiento; y siendo esta última independiente de la presión, la condición precedente equivale a la inmersión para la cual no exista ninguna variación de resistencia. De la observación del gráfico número 1 resulta que para el modelo V. 139_B es suficiente una profundidad de ensayo de 2,40 metros aproximadamente en presencia del plano de tierra y de 1,40 metros sin él.

b) *Semejanza de los fenómenos en el aire y en el agua.*—En la práctica, la ley Reynolds ha tenido en el aire siempre una exacta y segura confirmación; no ha sucedido lo mismo en el agua en ciertos casos, y mucho menos para su aplicación a fenómenos que se producen en dos flúidos distintos, para los cuales es necesario realizar una experiencia en cada caso. En efecto, la relación de Reynolds parte del supuesto de que sobre el fenómeno de la resistencia al movimiento influyen solamente los elementos siguientes:

— Dimensiones geométricas del cuerpo y su colocación.
— Velocidad de avance.
— Densidad del flúido ambiente.
— Viscosidad del flúido ambiente.

lo que no es más que el resultado del análisis de las dimensiones respectivas.

Si otras variables, como por ejemplo, la compresibilidad del flúido, influyen sobre el fenómeno, la ley de Reynolds no es aplicable.

En el caso que nos ocupa podrían surgir motivos de posibles diferencias por una separación de la vena líquida a popa del cuerpo en movimiento, e incluso por ruptura de la misma, fenómenos estos que introducen otros elementos,

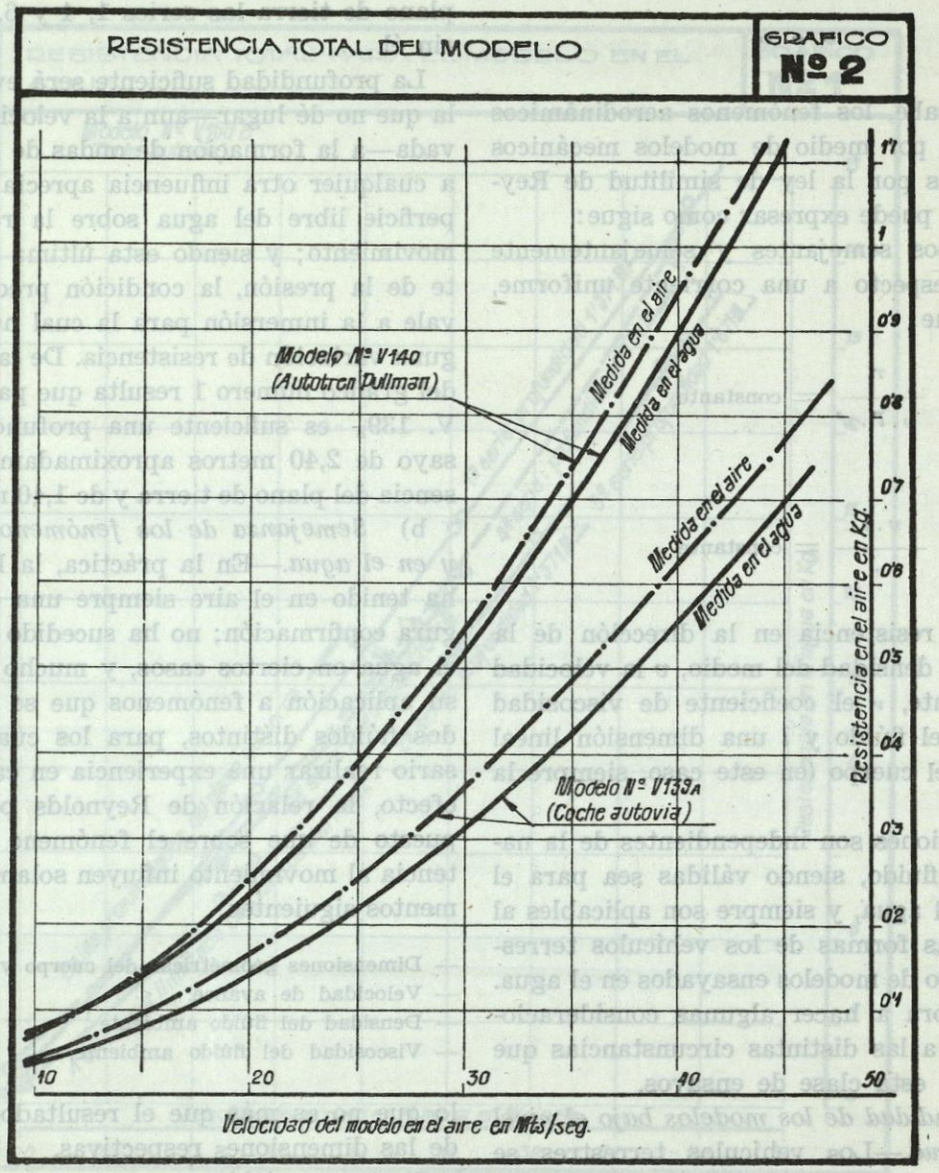
(10) Para otros futuros ensayos se podría emplear un sistema de guía rígido, mediante una instalación estudiada exclusivamente para pruebas de este género.

como son la presión estática a la profundidad a que se está probando el modelo, la tensión del vapor de agua saturado a la temperatura ambiente y las fuerzas de cohesión.

Teniendo en consideración cuanto hemos expuesto, se realizaron pruebas comparativas en agua con modelos semejantes, pero de diferente tamaño, y con modelos idénticos, pero experimentados sucesivamente en aire y en agua.

Los resultados de la primera comparación se expresan en el gráfico número 3 (V. 139_A y V. 139_B. Resistencias específicas totales; serie 2.ª, sin plano de la carretera), y los dos modelos se refieren a un mismo coche de ferrocarril: el uno, V. 139_A, en escala 1 : 20 del natural, y el otro, V. 139_B, en escala 1 : 10.

COMPARACIÓN ENTRE LOS ENSAYOS REALIZADOS SUCESIVAMENTE EN EL AGUA Y EN EL AIRE



Para los valores del número de Reynolds superiores a $3{,}5 \times 10^6$, las curvas de las resistencias específicas coinciden prácticamente; para los valores inferiores, la concordancia es menor. Pero hay que observar que a velocidades pequeñas, diferencias de pocos gramos conducen

a variaciones de importancia en el valor de la resistencia específica. En los gráficos 4 y 5 pueden verse también los resultados de ensayos realizados con los modelos V. 147 y V. 140.

De acuerdo con estos resultados, se puede sin más considerar confirmada la ley de Reynolds para pruebas en agua con modelos de distinta escala, para las formas y velocidades experimentadas.

Las experiencias comparativas en aire y agua se realizaron con un modelo V. 139_A de coche de ferrocarril, y un modelo V. 140 de autovía Pullman, ambas realizadas en la escala 1 : 20 del natural.

Los respectivos resultados se indican en el gráfico número 2.

Las *medidas en el aire* son las efectivamente registradas en el túnel aerodinámico; las *medidas en el agua* son las registradas en el Canal y trasladadas al aire en la relación:

$$\text{para las velocidades: } \frac{\nu_{aire}}{\nu_{agua}}$$

$$\text{para las resistencias: } \frac{\rho_{aire}}{\rho_{agua}} \times \left(\frac{\nu_{aire}}{\nu_{agua}}\right)^2 \quad (11)$$

Y siendo en este caso concreto:

	Agua	Aire
Temperatura de prueba.....	20°	15°
Coef. de viscosidad (m^2/seg).	$1{,}009 \times 10^{-6}$	$14{,}556.10^{-}$
Densidad (Kgs. masa/m^3)....	101,08	0,125

resulta:

$$\frac{\nu_{aire}}{\nu_{agua}} = 14{,}4$$

$$\frac{\rho_{aire}}{\rho_{agua}} \times \left(\frac{\nu_{aire}}{\nu_{agua}}\right)^2 = 0{,}2545$$

Debe observarse que la comparación de los ensayos no confirmaría de un modo completo la aplicabilidad de la ley de Reynolds al caso que examinamos, y ello es debido a que, desgraciadamente, esas pruebas comparativas, llevadas a cabo por la Dirección de Estudios y Experiencias de la R. Aeronáutica y por el Canal Nacional independientemente, no fueron realizadas en las mismas perfectas condiciones.

1) Las pruebas en el túnel aerodinámico se realizaron en un túnel de un radio de 0,75 metros, con el modelo y el plano de tierra parados y el flúido en movimiento; las pruebas en el Canal se realizaron con un modelo en movimiento y el flúido y el plano de tierra parados, siendo la profundidad de prueba de 1,40 metros.

2) La distancia entre las llantas de las ruedas y el suelo, en las pruebas en el túnel, era prácticamente cero, y en cambio en las pruebas en el Canal fué de 30 mm.

Estos dos elementos pueden tener mucha importancia, y a ello se pueden atribuir las diferencias del gráfico 2. Pero, sin embargo, se puede augurar una confirmación más segura, que se puede conseguir realizando las experiencias sin el plano de tierra.

c) *Efecto de escala.*—La relación de Reynolds exige para el modelo y para el original la igualdad del valor:

$$\Re = \frac{v \cdot l}{\nu} \text{ (Número de Reynolds.)}$$

En los túneles aerodinámicos (excluyendo los que son a presión) esa condición no se consigue nunca.

Para el modelo V. 139_A de 1,16 metros de largo, a la velocidad máxima de prueba de 50 m/seg., es:

$$\Re = \frac{v \cdot l}{\nu} = \frac{50 \times 1{,}16}{14{,}556.10^{-6}} = 4.10^6$$

y para el coche respectivo de 23,20 metros de largo, marchando a una velocidad de 135 kilómetros-hora (máxima conseguida):

$$\Re = \frac{v \cdot l}{\nu} = \frac{37{,}5 \times 23{,}20}{14{,}556.10^{-6}} = 59{,}8.10^6$$

En aerodinámica se suele experimentar hasta el máximo número de Reynolds permitido, y se supone que desde ese número en adelante la resistencia específica $\frac{r_t}{\rho \cdot l^2 \cdot v^2}$ se mantiene constante. Eso determina un error inevitable del *efecto de escala.*

En las pruebas en agua se pueden conseguir valores de $\Re$ superiores; para el mismo coche

(11) Tal como hemos deducido en la página 397 del artículo publicado en el número de julio.

probado en el Canal a la temperatura de 18° con un modelo en escala 1 : 10, a la velocidad de 3,5 m/seg., es $\mathfrak{R} = 7{,}65 . 10^6$, o sea cerca del doble del de las pruebas realizadas en el túnel. Por consiguiente, en este caso, el efecto de escala es menor, aunque existe siempre. Por lo tanto, puede preguntarse ¿de qué importancia es el error que se produce?

En los gráficos números 3 y 4 se indican las resistencias específicas totales para algunas de las series de pruebas realizadas con los modelos de coches de ferrocarril. Entre el límite máximo de las pruebas en el túnel

$$\mathfrak{R} = 4 . 10^6$$

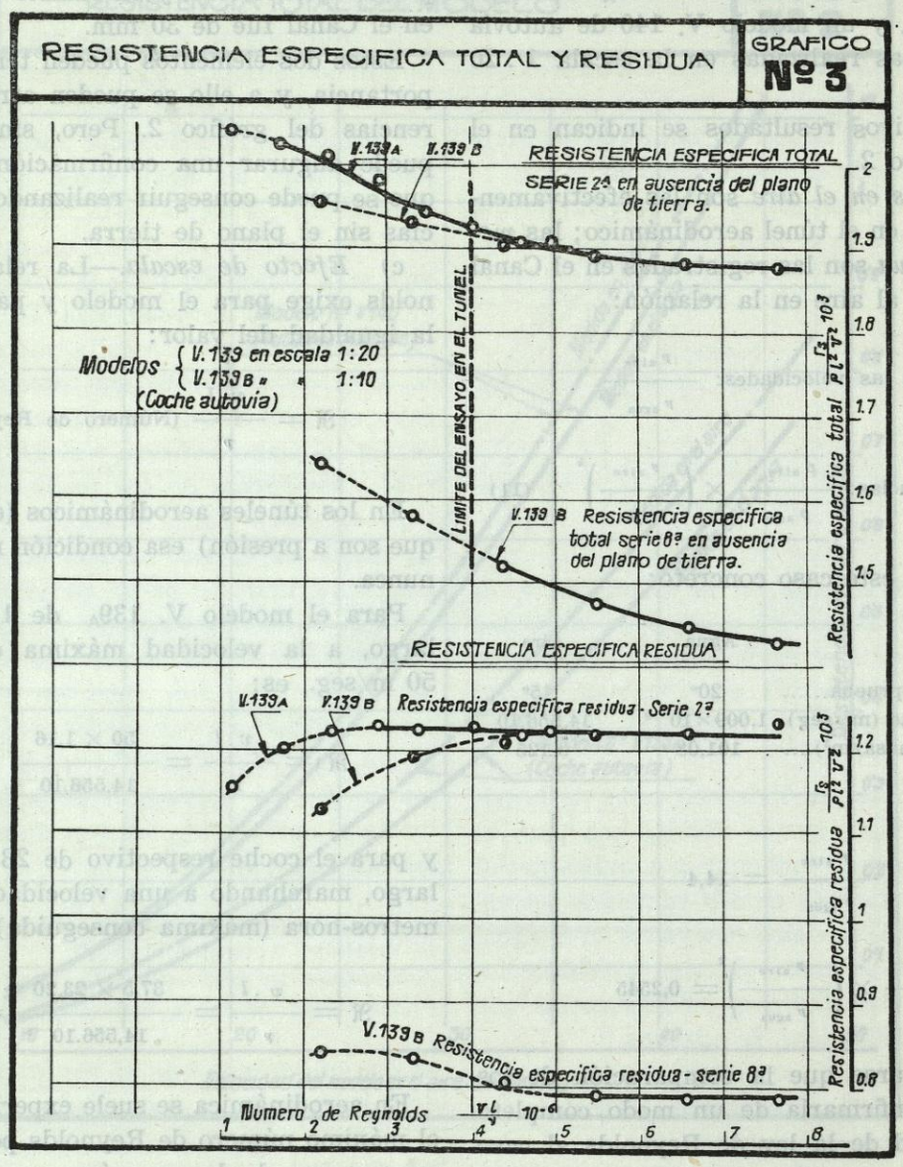
y el límite máximo de las pruebas en el Canal

$$\mathfrak{R} = 7{,}65 . 10^6$$

existen los tantos por ciento de error siguientes:

V. 139_B	—	Serie 2.ª	2,1 %
V. 139_B	—	Serie 8.ª	7,7 %
V. 147	—	Serie 1.ª	8,6 %
V. 147	—	Serie 3.ª	8,6 %
V. 147	—	Serie 5.ª	8,5 %

SIMILITUD HIDRODINAMICA Y EFECTO DE ESCALA.

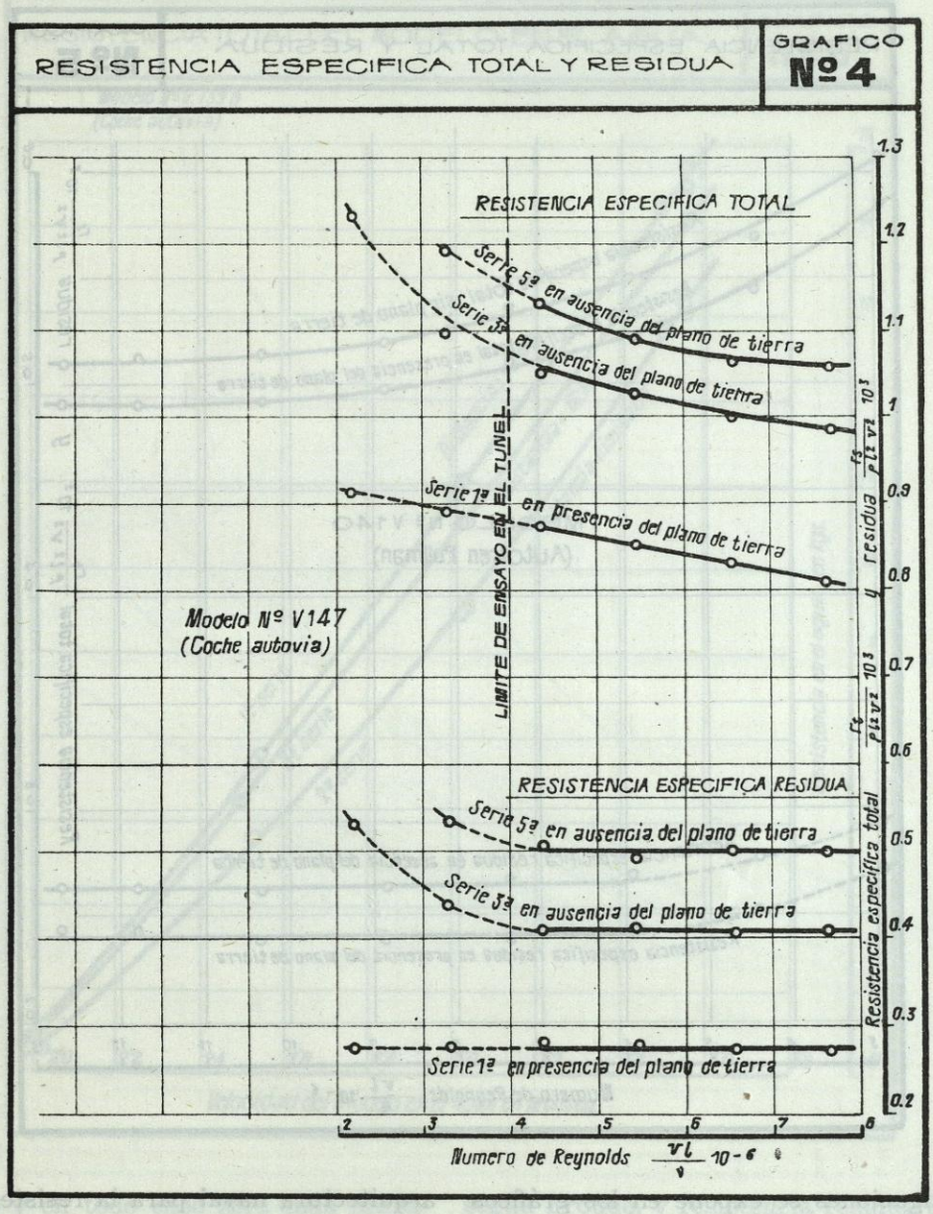


El valor de $\mathfrak{R}$ para el coche es, como hemos dicho, $59{,}8 \cdot 10^6$.

Además, hay que considerar que al aumentar el número de Reynolds, la variación del coeficiente de resistencia tiende a ser cada vez más pequeño; sin embargo, los tantos por ciento anteriores se deben considerar elevados, hasta el punto de hacer sugerir la conveniencia de un correctivo para la previsión exacta de las resistencias para el vehículo en su verdadero tamaño. También hay que tener en cuenta que los tantos por ciento más elevados corresponden a valores más pequeños del coeficiente de resistencia, esto es, a formas de buena penetración, como es corriente expresar en aerodinámica, o a alta resistencia al rozamiento y baja resistencia residua, según locución de los técnicos navales.

La analogía de estas pruebas con las que se realizan en arquitectura naval ha hecho que se

SIMILITUD HIDRODINAMICA Y EFECTO DE ESCALA

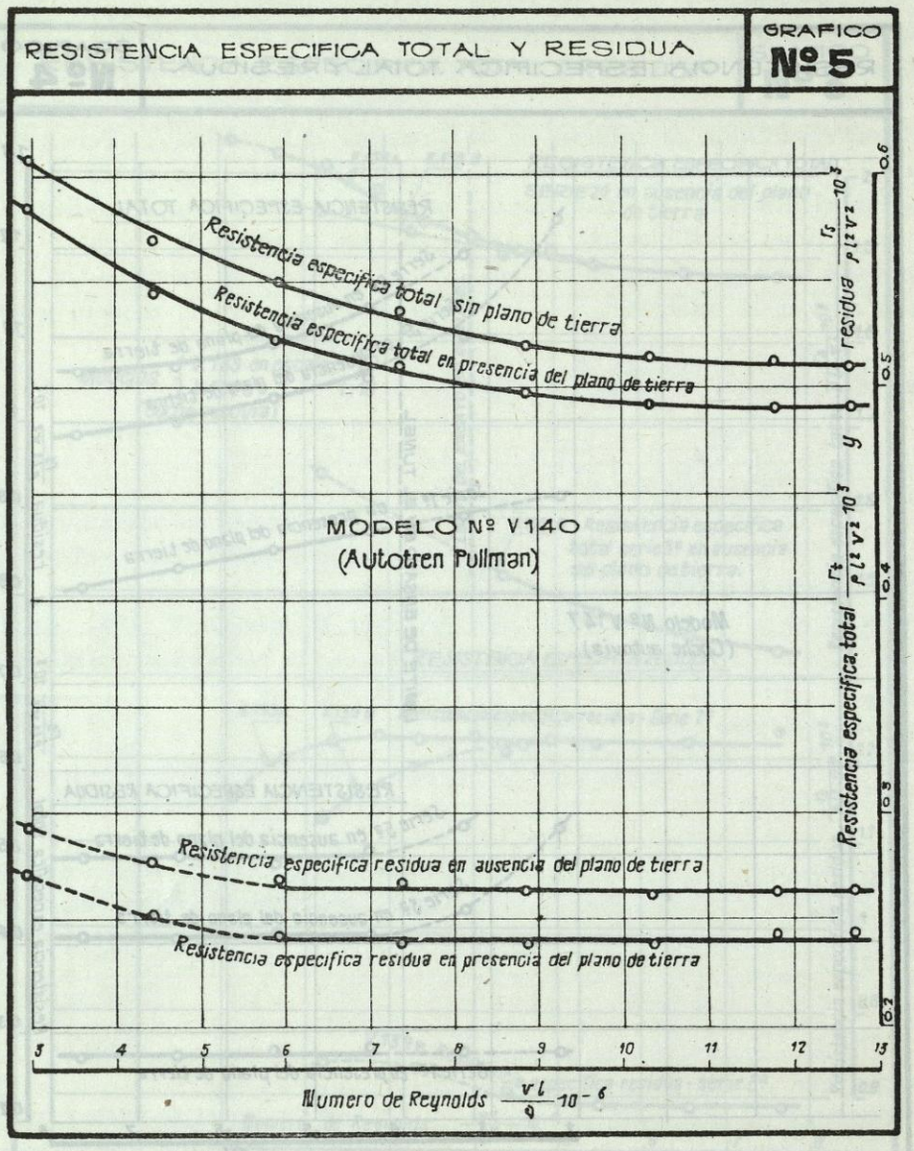


aplicara a las pruebas de vehículos la conocida división, empleada en arquitectura naval, entre resistencia de rozamiento y resistencia residua, usando para el cálculo de la primera la fórmula y los coeficientes de Froude. El resultado de estas investigaciones se expone en los gráficos números 3, 4 y 5, sobre los cuales, en unión de las curvas de los coeficientes de resistencia total, se expresan los valores de los coeficientes de resistencia residua. Aparte el grupo inicial (señalado con trazos), que no puede constituir base de deducciones por las razones indicadas anteriormente, *la resistencia específica residua es constante con el valor de* $\mathfrak{R}$.

Esta conclusión no es completamente imprevista, sino que está en perfecta armonía con la ley de variaciones admitida corrientemente en arquitectura naval para la resistencia de remolinos y con la ley de semejanza que se aplica en los ensayos de hélices aisladas.

Pero, por otra parte, no puede afirmarse de ningún modo que sea o deba ser así en todos los casos (también para las hélices existe un efecto de escala), ni, en rigor, se puede tampoco

SIMILITUD HIDRODINAMICA Y EFECTO DE ESCALA



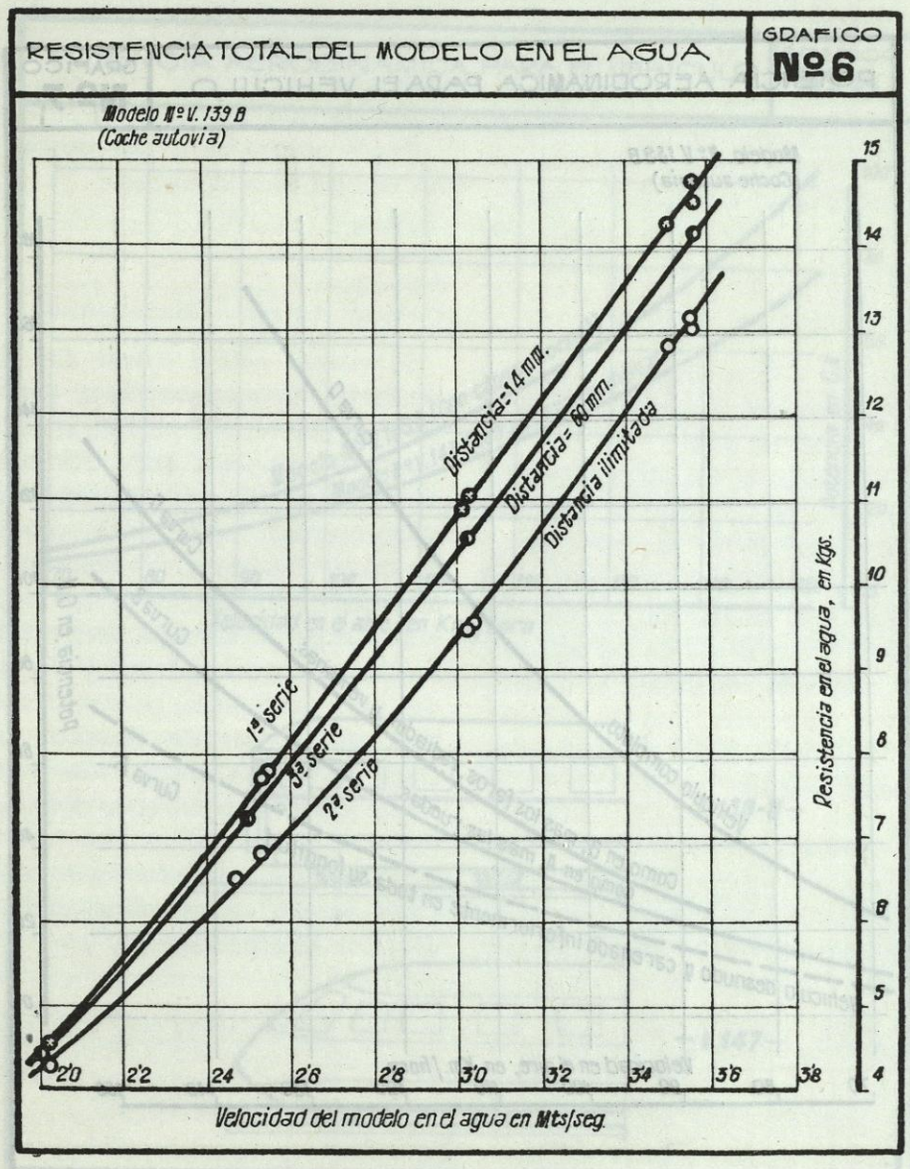
afirmar que la constancia de la resistencia específica residua se mantendrá para todo el campo de los valores de $\mathfrak{R}$ que median entre el modelo y el original. Esa constancia aparece como probable para el género de investigaciones que nos interesan, y en todo caso será más probable que la constancia de las resistencias específicas totales; por lo tanto, se ha empleado como base del método para trasladar a la realidad los resultados de las pruebas; ese método, en síntesis, es el siguiente:

1) Se divide la resistencia total medida con el modelo en el agua, en dos elementos: resistencia de rozamiento y resistencia residua.

2) Se determina la resistencia total del *vehículo en el agua,* como la suma de dos elementos: resistencia de rozamiento, calculada según Froude, y resistencia residua deducida de la del modelo, en relación del cuadrado de la escala y cuadrado de la velocidad.

3) Se pasa del vehículo en el agua al vehículo en el aire, variando las velocidades en la relación de los coeficientes de viscosidad respectivos, y las resistencias, en la relación de

INFLUENCIA DE LA DISTANCIA DEL PLANO DE TIERRA SOBRE LA RESISTENCIA AL MOVIMIENTO



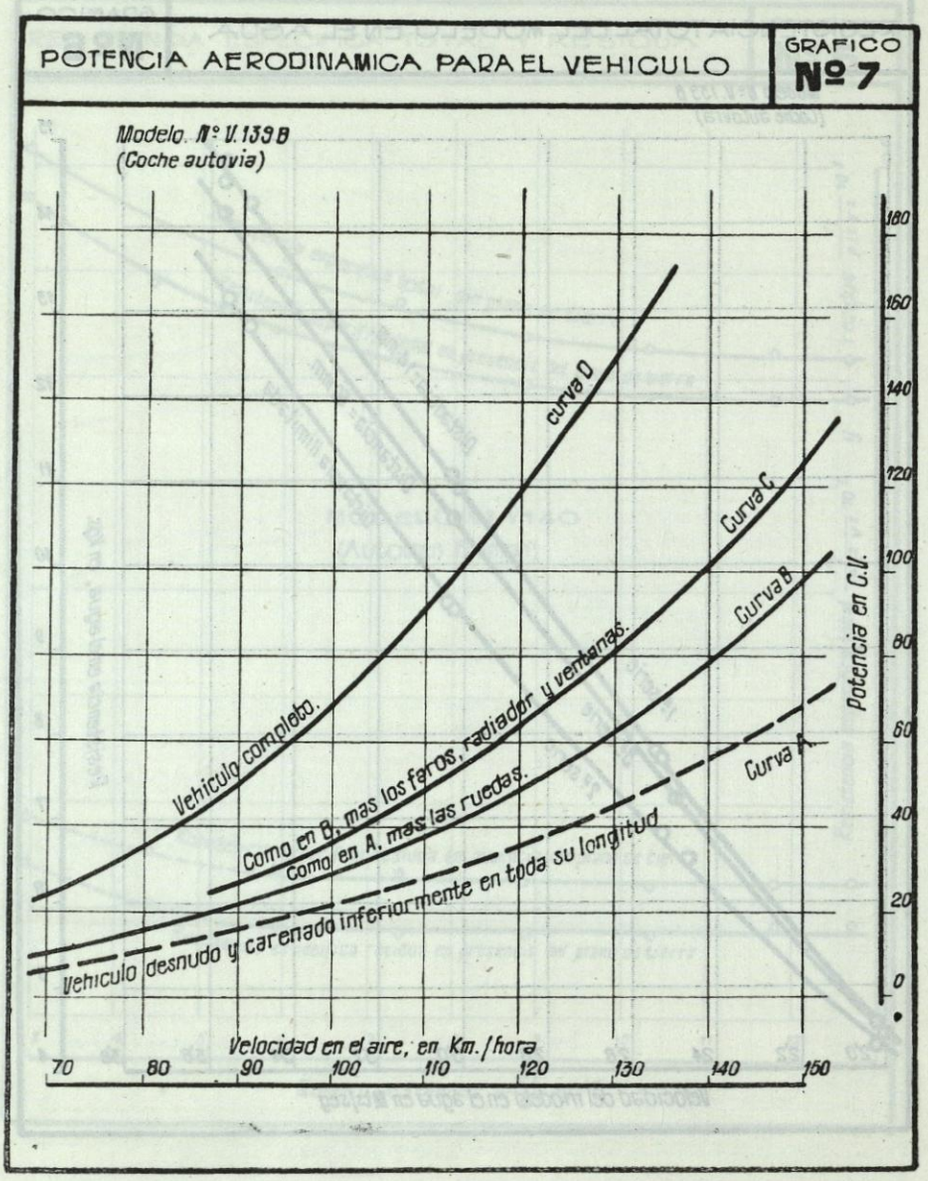
las densidades y del cuadrado de las velocidades (12).

Naturalmente, en el cálculo práctico no es necesario partir del *vehículo en el agua.*

Las diferencias entre este procedimiento y el que se sigue en aerodinámica varían desde un mínimo próximo acero—para los vehículos de gran resistencia residua—hasta un máximo, en los vehículos de gran tanto por ciento de rozamiento; máximo que en las pruebas que se han realizado ha resultado (V. 147, primera serie —chasis—, gráfico 5) del 17 por 100, si se parte del límite máximo de las pruebas realizadas en el Canal, y del 27 por 100, si se parte del límite de las pruebas realizadas en el túnel.

* * *

INFLUENCIA DE LOS APENDICES SOBRE LA POTENCIA AERODINAMICA



Hasta ahora han sido once los modelos de vehículos terrestres ensayados en el Canal, divididos en tres grupos:

a) Modelos V. 137, V. 138, V. 149, de coches experimentados bajo la dirección del Dott. Ing. Bruno Finzi Contini;

(12) Véase pág. 579, nota (11).

b) Modelos V. 139_A, V. 139_B, V. 140, V. 147, de coches de ferrocarril; pruebas solicitadas por los FF. SS. (Ferrocarriles del Estado), y

c) Modelos V. 177, V. 178, V. 179, V. 180, de los coches Fiat 508, 508 III, 508 C, 1.500; experimentados a petición de la Fiat.

Los resultados del primer grupo se han reseñado en las tablas I, II, III y IV del mencionado artículo del mes de julio.

Del segundo grupo de experiencias ya ha hablado extensamente, en lugar más adecuado, el Dott. Ing. Corvellini; aquí solamente reproducimos los gráficos números 6, 7 y 8—para no dejar incompleto este trabajo—, referentes a la influencia sobre la resistencia al movimiento:

1) De la distancia del plano de tierra;

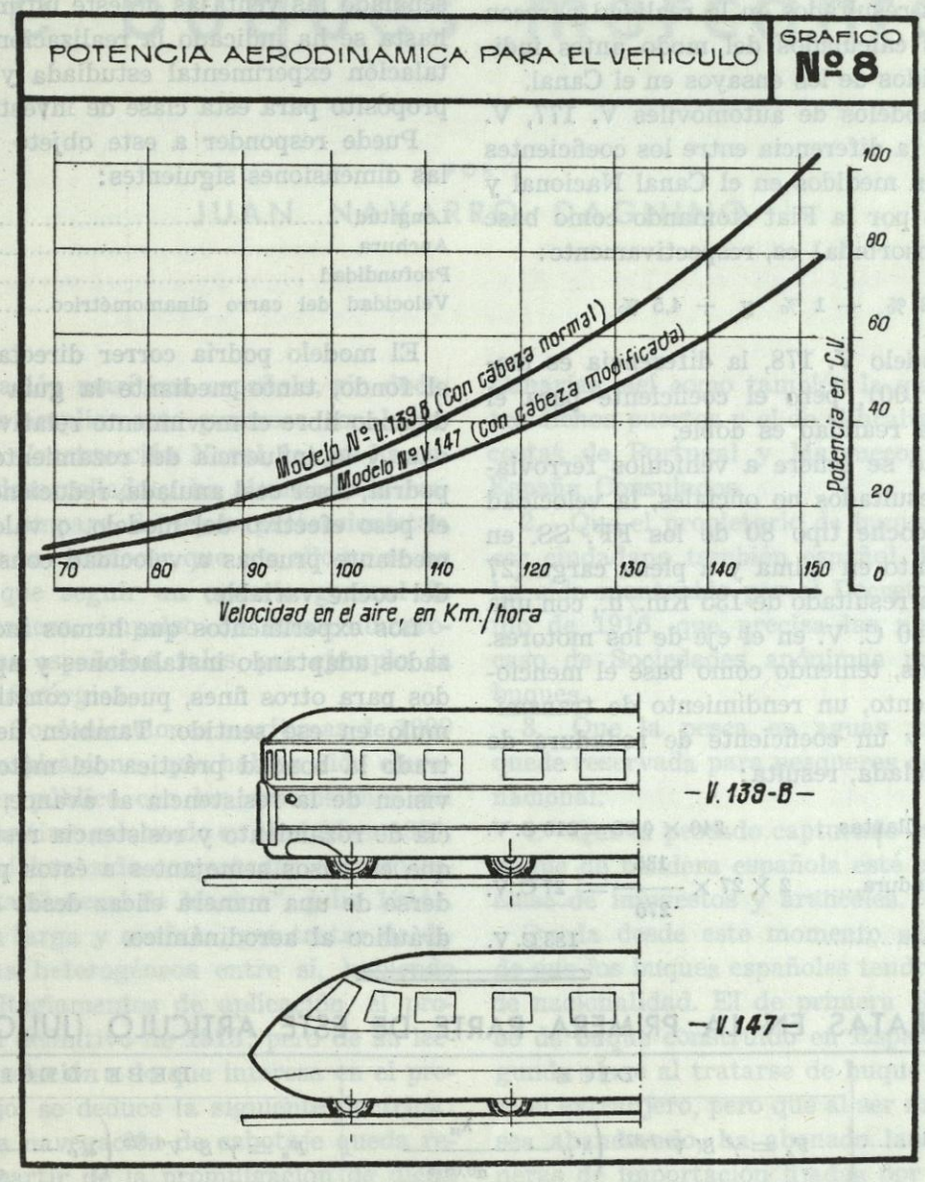
2) De la presencia de los apéndices, y

3) De la forma del vehículo.

Estos diagramas son suficientemente claros y de tal evidencia, que no necesitan explicación.

Solamente hay que observar que la influencia del plano de tierra, como se ve en el gráfico 6, no puede ser objeto de generalización, y que la

INFLUENCIA DE LA FORMA DE LA PARTE DELANTERA



enorme absorción de potencia por los apéndices, expresada en el gráfico 7 (el doble del chasis), se refiere a los accesorios colocados en el coche rápido original tipo 80 de los FF. SS. y que posteriormente se han reducido. El modelo V. 139_B (gráfico 8) se refiere precisamente a ese tipo de coche; y el modelo V. 147 se refiere, por el contrario, a una forma en estudio, dibujada por el Canal de Roma.

Debe añadirse todavía, lo que es más importante, que los resultados en la realidad parecen confirmar los calculados del modo antes indicado y deducidos de los ensayos en el Canal.

Para los modelos de automóviles V. 177, V. 179 y V. 180, la diferencia entre los coeficientes de penetración medidos en el Canal Nacional y los admitidos por la Fiat (tomando como base la potencia absorbida) es, respectivamente:

— 2 % — 1 % y + 4,5 %

Para el modelo V. 178, la diferencia es mayor (11 por 100), pero el coeficiente para el vehículo en la realidad es doble.

Para cuanto se refiere a vehículos ferroviarios, según resultados no oficiales, la velocidad máxima del coche tipo 80 de los FF. SS. en llano, con viento en calma y a plena carga (27 toneladas), ha resultado de 135 Km./h., con una potencia de 240 C. V. en el eje de los motores.

Si admitimos, teniendo como base el mencionado experimento, un rendimiento de transmisión de 0,88 y un coeficiente de rodadura de 2 Kg. por tonelada, resulta:

Potencia en las llantas...	$240 \times 0{,}88 = 210$ C. V.
Pérdida por rodadura.....	$2 \times 27 \times \frac{135}{270} = 27$ C. V.
Potencia residua	183 C. V.

En el gráfico 7, la curva *D* nos da para 135 Km./h.:

Potencia aerodinámica	170 C. V.
Tanto por ciento de diferencia	7,5 %

del orden de magnitud de la tolerancia admitida sobre la potencia desarrollada por el motor (5 por 100).

Otros autores ya se han ocupado de ensayos de vehículos en el aire y en el agua, habiendo señalado las ventajas de este último sistema, y hasta se ha indicado la realización de una instalación experimental estudiada y dispuesta a propósito para esta clase de investigaciones.

Puede responder a este objeto un Canal de las dimensiones siguientes:

Longitud	150,00 m.
Anchura	6,00 m.
Profundidad	3,00 m.
Velocidad del carro dinamométrico.....	5,00 m/s.

El modelo podría correr directamente sobre el fondo, tanto mediante la guía rígida como dejando libre el movimiento relativo de las ruedas; y la influencia del rozamiento en el suelo podría, o ser casi anulada, reduciendo al mínimo el peso efectivo del modelo, o valorarse mejor mediante pruebas a velocidad constante y peso del coche variable.

Los experimentos que hemos indicado, realizados adaptando instalaciones y aparatos creados para otros fines, pueden constituir un estímulo en ese sentido. También hemos demostrado la bondad práctica del método de la división de la resistencia al avance, en resistencia de rozamiento y resistencia residua, método que en casos semejantes a éstos podría extenderse de una manera eficaz desde el campo hidráulico al aerodinámico.

ERRATAS EN LA PRIMERA PARTE DE ESTE ARTICULO (JULIO)

	DICE	DEBE DECIR
Pág. 395, línea 16.....	$F_a = \gamma' S' V'^{1.825} \left(\lambda'_t, - \frac{\lambda_{15}}{a^{0,0875}}\right.$	$F_a = \gamma' S' V'^{1,825} \left(\lambda'_t, - \frac{\gamma_{15}}{a^{0,0875}}\right)$
Pág. 397, línea 34.....	$\frac{r_a}{r_w} = \frac{\rho_a}{\rho_w}, \frac{V^2_a}{V^2_w} = \frac{\rho_a}{\rho_w} \cdot \left[\frac{\nu_a}{\nu_w}\right]^2$	$\frac{r_a}{r_w} = \frac{\rho_a}{\rho_w} \times \frac{V^2_a}{V^2_w} = \frac{\rho_a}{\rho_w} \times \left[\frac{\nu_a}{\nu_w}\right]^2$
Pág. 400, subtítulo....	Tabla IV	Tabla III
Pág. 401, subtítulo....	Tabla III	Tabla IV
Pág. 401, cuadro.....	$\mathfrak{R} = \frac{v \cdot l}{\nu}$ | $3{,}6316.10^{-6}$ | $1{,}6975.10^{-6}$ | $2{,}9171.10^{-6}$	$\mathfrak{R} = \frac{v \cdot l}{\nu}$ | $3{,}6316.10^{6}$ | $1{,}6975.10^{6}$ | $2{,}9171.10^{6}$

España país exportador de buques mercantes

POR

JUAN NAVARRO DAGNINO

La legislación marítima española, sin duda, ha sido y es ampliamente generosa con la industria de la Construcción Naval, la que ha nacido, se ha desarrollado y ha alcanzado la mayor edad al amparo de leyes proteccionistas, aunque justo es reconocer que con ello no se ha hecho más que seguir un criterio general de barrera aduanera, impulso de otras numerosas industrias españolas, tales, por ejemplo, la textil y la siderúrgica.

La Ley de Comunicaciones marítimas de 1909 recogió las aspiraciones que habían sido elevadas al Poder público con las conclusiones del Congreso Marítimo celebrado en Madrid en 1901, y que por mí han sido comentadas en otro lugar ("Revista General de Marina", julio 1944). Esta Ley es larga y confusa, por tratar de diversos temas heterogéneos entre sí, habiendo tenido dos Reglamentos de aplicación, el provisional y el definitivo de 1913; pero de su lectura, y con relación a lo que interesa en el presente trabajo, se deduce la siguiente doctrina:

1. Que la navegación de cabotaje queda reservada, a partir de la promulgación de dicha Ley, para los buques de construcción nacional, aparte, claro es, de los que ya la practicaban en dicho momento. Es navegación de cabotaje, a los efectos de esta Ley, la que verifiquen los buques nacionales directamente entre los puertos españoles de la Península, posesiones del Norte y Noroeste de Africa y las Baleares y Canarias, así como también la que realicen entre dichos puertos y el de Gibraltar y los de las costas de Portugal y Marruecos donde tenga España Consulados.

2. Que el propietario de buque español debe ser ciudadano también español. Este principio ha sido mantenido por el Decreto de 13 de junio de 1916, que precisa las normas para el caso de Sociedades anónimas propietarias de buques.

3. Que la pesca en aguas jurisdiccionales quede reservada para pesqueros de construcción nacional.

4. Que el pescado capturado en mar libre en buque de bandera española esté exento de toda clase de impuestos y aranceles.

Queda desde este momento sentada la base de que los buques españoles tendrán dos grados de nacionalidad. El de primera clase al tratarse de buque construído en España, y el de segunda clase al tratarse de buque construído en en el extranjero, pero que al ser nacionalizado, o sea abanderado, ha abonado las tarifas aduaneras de importación fijadas por el Arancel en vigor. Como idea aproximativa, digamos que unas 15 pesetas oro por tonelada de arqueo bruto, aunque los aranceles prevén diversos casos y tipos de buques con Arancel distinto, incluso el de buques destinados al desguace.

El principio rotundo de que el cabotaje y los servicios de puerto son exclusivos del buque

construído en España tiene en la citada Ley su válvula de escape, o sea el artículo que especifica los tres casos de excepción en que buques de construcción extranjera podrán practicar la citada navegación:

a) Cuando se trata de unidad que precisa ser adquirida en el exterior por razones de índole técnica.

b) Cuando el precio de construcción en el extranjero sea el 15 por 100 inferior al de construcción en España.

c) Cuando el plazo de entrega en la construcción nacional exceda al de la extranjera en un período equivalente al comprendido entre la mitad y las dos terceras partes del segundo.

En plena Dictadura fué promulgado el Decreto-ley de 21 de agosto de 1925, que modificaba el sistema de primas a la navegación y a la construcción naval fijado en la Ley del 9, recogiendo los preceptos proteccionistas que quedan señalados; pero, apretando un poco más la tuerca, prohibía la compra de buques extranjeros de más de diez años de edad, fijando, además, recargos arancelarios, según su edad, para los menores de diez años que pudieran adquirirse.

Las circunstancias de la guerra mundial aconsejaron modificar este criterio rígido, promulgando la Ley de 5 de abril de 1940, cuyo primer beneficiado fué la Empresa Ibarra, que así pudo adquirir los "Cabo de Hornos" y de "Buena Esperanza", de veintitrés años de edad. Posteriormente, y al amparo de los beneficios de esta Ley, se han adquirido diversas unidades extranjeras que el azar de los negocios ha puesto en manos de armadores españoles a buen precio. Citemos los buques "José Trujillo", "Carmen", "Stan-grove" ("Condestable"), "Telena" ("Gerona"), "Matelier" ("Coname"), "Katrine Maersk" ("Campana"), "Santa Helena" ("Campechano"), "Somersby" ("Herbar"), "Pagao" ("Zaragoza").

Un Decreto de 1927, modificado por otro de 1934, amplió los tres casos de excepción antes citados para que el buque construído en el extranjero pueda practicar navegación de cabotaje con un cuarto, consistente en dar dicha autorización cuando en el buque adquirido se efectúen obras de transformación en cuantía superior a cierto valor. La redacción de estos Decretos, de por sí confusa, ha dado lugar siempre a interpretaciones dudosas en cuanto al alcance de su aplicación, y en lo que a mí atañe, he sido y soy partidario de la supresión de este caso d).

Toda esta legislación proteccionista ha sido recogida en el reciente texto refundido aprobado por Decreto de 26 de mayo de 1943, que, junto con la moderna Ley del Crédito naval y la de Primas a la construcción, de 5 de mayo de 1941, constituyen los que podemos llamar tres ángeles tutelares de la industria de la construcción naval española.

Pero simultáneamente a esta legislación proteccionista, el Estado ha dictado disposiciones que se pueden conceptuar como antagónicas de las primeras, cuales son la prohibición de venta de buques al extranjero, pues si simultáneamente se impide la compra de buques forasteros y la venta de los propios, se produce un anquilosamiento o aislamiento del mundo exterior, cosa, sin duda, perjudicial.

La Ley de 2 de marzo de 1938, dictada en plena contienda, tuvo el resultado eficaz que se perseguía, pues se había iniciado por los rojos el peligroso y criminal sistema de vender buques al extranjero, y esta Ley, promulgada por nuestro Caudillo en Burgos, al mismo tiempo que prohibía la venta de toda suerte de material flotante, decía que no se reconocerían las ventas autorizadas por las autoridades rojas. Igualmente esta Ley confirmó y mantuvo en vigor la de 14 de octubre de 1931, de la etapa republicana. Tuvo ésta por misión el evitar la evasión de capitales que, temerosos de la implantación de la República, trataran de emplear este medio de fuga del país.

Pero anteriormente ya existieron disposiciones prohibitivas de venta; así, una de enero de 1917, que prohibía la venta de buques mayores de 250 toneladas y tácitamente autorizaba los inferiores de este tamaño, y en virtud de la cual numerosos pesqueros fueron vendidos a los beligerantes, produciendo una cuantiosa riqueza a nuestros pequeños Astilleros. Considero sumamente útil esta disposición, que, sin duda, debe ser reproducida, pues la realidad es que los pequeños Astilleros nacionales son capaces de producir buques en grado muy superior a las necesidades patrias.

La exportación de buques es prevista en el antes citado Decreto de mayo de 1943, cuyo artículo 14 concede primas al buque directamente construído en España para armador extranjero,

así como el 9 detalla el modo y cuantía de devolución de estas primas cuando se trata de buque que ya ha navegado varios años.

La posibilidad o conveniencia de vender buques depende directamente, como se comprenderá, de la previa satisfacción de las necesidades propias. Se ha especulado mucho últimamente sobre el desiderátum en cuanto al volumen de la flota nacional, y yo mismo he incurrido en ello ("Revista de Marina", febrero de 1943). Pero, sin duda alguna, podemos afirmar que un número de toneladas de arqueo expresado con carácter de sentencia (uno, dos o tres millones) no dice nada, como no sea el resultado de una suma en que los sumandos sean los tonelajes parciales de cada tipo de buque afecto a las diversas clases de transportes, pues hoy día vemos que en España van sobrando buques pequeños (motoveleros, costeros, etc.) y faltan otros tipos, cual el transatlántico de clase única y el buque mixto para las Filipinas y Oriente.

El fin de la guerra traerá una gran apetencia de buques pequeños para los países mediterráneos, y España puede obtener fuente muy saneada de ingresos autorizando ventas que el Poder público tiene elementos suficientes para controlar y regular, evitando una salida exagerada que pudiera comprometer la primordial satisfacción de las necesidades patrias.

Consideraciones sobre la aplicación de aleaciones con metales ligeros en la construcción del buque

Memoria leída ante la North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders de Newcastle-Upan-Tyne, en la sesión celebrada el día 20 de diciembre de 1943, por W. MUCKLE

(Conclusión.)

Esfuerzos cortantes en los costados de la superestructura de aleaciones. — La conocida fórmula $q = \frac{Fm}{Ib}$ que da el esfuerzo cortante en cualquier punto de una estructura, necesita modificarse al ser aplicada a la construcción mixta en una estructura de acero y aleación (figura 13).

Consideremos un elemento a distancia y del eje neutro, situado en la parte de aleación de la estructura, y sea

b = anchura del elemento.
dl = longitud del elemento.
dy = espesor del elemento.

Fuerza que actúa en el elemento =

$$= (p + dp)\ bdy - pbdy = bdpdy$$

Fuerza total en la porción $ABCD = \int_y^{y_{max}} bdpdy$

La fuerza $p = \frac{M}{I/y} \times \frac{E_A}{E_s}$ en la que I/y es el módulo de la sección equivalente en acero, por consiguiente, $dp = \frac{yE_A}{IE_s} \times dm$.

$$\text{fuerza total} = \int_y^{y_{max}} bdy \times \frac{y}{I} \times \frac{E_A}{E_s} \times dM =$$

$$= \frac{dM}{I} \cdot \frac{E_A}{E_s} \int_y^{y_{max}} ybdy;$$

$$\int_y^{y_{max}} ybdy$$

puede representarse por m como en la fórmula ordinaria.

El esfuerzo cortante a lo largo de $AB = qbdl$, luego para que haya equilibrio,

$$q \times bdl = \frac{dM}{I} \times \frac{E_A}{E_s} \cdot m$$

y

$$q = \frac{Fm}{Ib} \times \frac{E_A}{E_s}$$

en la que

F = fuerza cortante que actúa en la sección.
m = momento con respecto al eje neutro del área de aleación sobre el punto considerado.
b = ancho de la sección.
I = momento de inercia de la sección equivalente de acero con relación al eje neutro.
$\frac{E_A}{E_s}$ = relación de módulos de elasticidad.

Ahora los esfuerzos cortantes y de flexión serán bajos, debido al módulo de elasticidad de la aleación.

APÉNDICE IV.

Esfuerzos en la estructura por cambios de temperatura (fig. 14).—Consideremos una barra (a) compuesta de aleación en área A_A y de

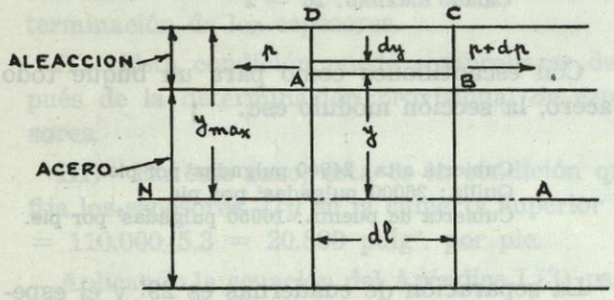


FIG. 13

acero en área A_s. Sea l la longitud de la misma. Si tiene un extremo libre y el otro no, con una elevación de temperatura T, la diferencia en longitud es $l\,(\alpha_A - \alpha_s)\,T$, ($b$), siendo α_A α_s los coeficientes lineales de alargamiento de los dos materiales. Si los dos extremos están sujetos y la temperatura sube, entonces la barra compuesta tomará la posición (c). La aleación estará comprimida una pequeña cantidad x de la posición libre, y la de acero se estirará una cantidad $l\,(\alpha_A - \alpha_s)\,T - x$. La condición necesaria es que la carga compresiva y la de tracción sean iguales. Si suponemos que tales fuerzas son f_A y f_s y que ambas están distribuídas uniformemente sobre las secciones de los dos materiales, entonces

$$f_A\,A_A = f_s\,A_s$$

y también

$$\frac{f_s}{E_s} \times l + \frac{f_A}{E_A} \times l = l\,(\alpha_A - \alpha_s)\,T$$

y sustituyendo f_A en la segunda ecuación,

$$\frac{f_s}{E_s} + \frac{f_s}{E_A} \times \frac{A_s}{A_A} = (\alpha_A - \alpha_s)\,T$$

$$f_s = \frac{E_s\,E_A\,A_A}{E_A\,A_A + E_s\,A_s} \times (\alpha_A\,\alpha_s)\,T =$$

$$= \frac{E_s}{1 + \frac{E_s}{E_A} \times \frac{A_s}{A_A}} \times (\alpha_A - \alpha_s)\,T$$

De igual modo, el esfuerzo en la aleación es

$$f_A = \frac{E_A}{1 + E_A/E_s \times A_A/A_s}$$

En el caso que la parte de acero sea perfectamente rígida, el esfuerzo en la aleación sería

$$f_A = E_A\,(\alpha_A - \alpha_s)\,T$$

En el caso de una disposición desimétrica con aleación solamente en un lado de la parte de acero, habrá, además, un momento flector, lo que dará lugar a un quebranto que elevaría algo el efecto comprensivo en la aleación (figura 15).

Supongamos la sección XX de la barra compuesta como en la figura 15. Las líneas de acción de las fuerzas opuestas estarán aplicadas a una distancia z. Si el reparto de fuerzas es

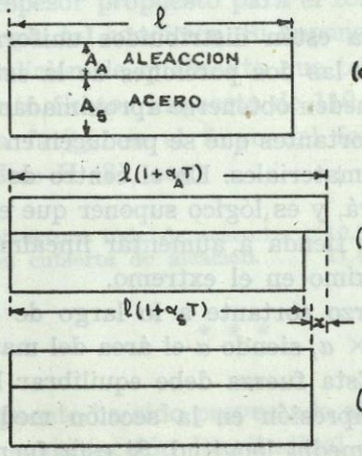


FIG. 14

lineal, como supuesto anteriormente, entonces las líneas de acción se aplicarán a los c. de g. de las áreas de acero y aleación respectivamente; la distancia z puede, pues, calcularse fácilmente.

El momento flector de la sección es $P \times z$, y el esfuerzo a cualquier distancia y del eje neu-

tro de la sección de acero equivalente, es $\frac{Pz}{I} \times y$ cuando se refiere a un punto de la parte de acero, y $\frac{Pz}{I} \times y \times \frac{E_A}{E_S}$, cuando se sefiere a un punto de aleación, con I momento de inercia de la sección acero equivalente.

Aplicando la teoría aproximada precedente a la estructura de un buque con una superestructura de aleación, es dudoso si todas las hipótesis quedarán satisfechas.

No es probable que los esfuerzos por alza de

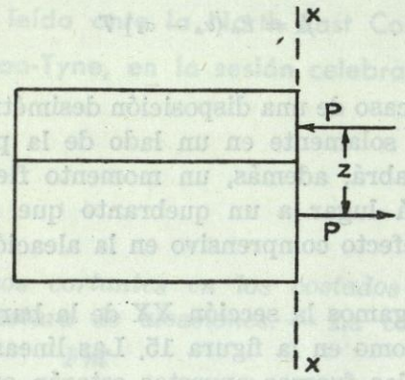


FIG. 15

temperatura estén distribuídos uniformemente a través de las dos porciones de la estructura. También pueden obtenerse aproximadamente los esfuerzos cortantes que se producen en la unión de los dos materiales. En el centro de la barra no los habrá, y es lógico suponer que el esfuerzo cortante tienda a aumentar linealmente hacia un máximo en el extremo.

El esfuerzo cortante a lo largo de la unión es $\frac{1}{2}\, q_{max} \times a$, siendo a el área del material en la unión. Esta fuerza debe equilibrar las fuerzas de compresión en la sección media de la aleación a media longitud. Si esta fuerza es **P**, entonces

$$\tfrac{1}{2}\, q_{max} \times a = P$$

o

$$q_{max} = \frac{2P}{a}$$

Puede dar una idea del tamaño necesario y separación de remaches usados en la conexión entre las superestructuras de aleación y acero.

Apéndice V.

1. Espesores de un puente de aleación en un buque de dos cubiertas:

Dimensiones:

400′ × 54′ × 32′ a la cubierta alta.
24′ a la segunda cubierta.

Erecciones:

Toldilla: — 40′ × 7′ — 6″
Cubierta: 160 × 8′
Castillo: 35′ × 7′ — 6″
Calado máximo: 26′ — 2″

Con escantillones como para un buque todo acero, la sección módulo esc:

Cubierta alta: 24900 pulgadas² por pie.
Quilla: 26000 pulgadas² por pie.
Cubierta de puenta: 16950 pulgadas² por pie.

La separación de cuadernas es 29′ y el espesor del puente de 0,42 de pulgada, y la fatiga de Montgomery para el forro de este último,

$$\frac{18}{1 + \frac{1}{950}\left(\frac{29}{0{,}42}\right)^{1{,}75}} = 6{,}5 \text{ tons. por pulg}^2.$$

El momento flector en arrufo que dará lugar a esta fuerza en dicho forro es

$$6{,}5 \times 16950 = 110.000 \text{ toneladas pie.}$$

El buque con una cubierta corrida de aleación, para que realmente pueda compararse con uno todo de acero, debe poder resistir este momento flector. El espesor del forro de la cubierta alta es de 0,35 de pulgada. La fatiga de Montgomery para esta cubierta es 5,3 toneladas por pulgada cuadrada. El espesor de la cubierta en la aleación se determina para que satisfaga las condiciones siguientes:

1.ª La fatiga no excederá al límite de seguridad de la aleación.

2.ª La fatiga debe ser menor que la del pandeo.

3.ª El valor de I/y de la sección combinada en la cubierta alta, debe ser tal que no produzca un esfuerzo mayor que 5,3 toneladas por pulgada cuadrada, con un momento flector en arrufo de 110.000 toneladas pie.

I) Conforme con el Apéndice I (2), si $h/y_o = E_s/E_A \times f_A/f_s - 1$, la carga de segu-

ridad en la cubierta de aleación no puede ser rebasada sin ver sus espesores. En tal caso,

$$h = 8' \quad y_o = 21' \quad \therefore \frac{h}{y_o} = \frac{8}{21} = 0{,}38$$

Con $E_s / E_A = 3$ y $f_s = 7$ tons/pulg^2., f_A descendería a 3,2 tons/pulg^2. Como f_A es mucho mayor que este valor, la condición 1.ª queda automáticamente satisfecha y no influye en la determinación de los espesores.

II) Esta condición puede comprobarse después de la determinación provisional de espesores.

III) En este caso, esta es la condición que fija los espesores. I/y en la cubierta superior = = 110.000/5,3 = 20.800 pulg^2. por pie.

Aplicando la ecuación del Apéndice I (3) para hallar el área de cubierta de aleaciones, el valor de a es 563 pulg^2. El área del material longitudinal del puente de acero es 300 pulg^2., así que si la aleación pesa 167,5 libras por pie cúbico, la relación de pesos

$$w_a/w_s = 563/300 \times 167{,}5/489{,}6 = 0{,}645$$

Esta relación es alta. Como alternativa, puede aumentarse el espesor de la cubierta alta, aumentando así la fatiga y disminuyendo lo necesario el I/y de la sección en la cubierta alta.

Con ésta aumentada en 0,04 de pulgada, aquella fatiga es de seis toneladas por pulgada cuadrada.

I/y en la cubierta alta = 110.000/6 = 18.300 pulgadas cuadradas pie.

El valor de a en la ciudadela, determinado para el I/y anterior, es de 404 pulgadas cuadradas.

Dando a los forros laterales del puente 0,60 pulgadas de espesor como en la cubierta de acero, el área de tal forro es de 122 pulgadas cuadradas. El efecto de este forro puede ser tenido en cuenta del modo siguiente:

El lateral está a una distancia de 25′ sobre el eje neutro original, y la cubierta a 29′. El área modificada de ésta está dada por $122 \times 25^2 + a' \times 29^2 = 404 \times 29^2 \therefore a' = 3.8$.

El área total de material = 430 pulgadas cuadradas.

$$w_a/w_s = 430/300 - 11{,}5 \times 167{,}5/489{,}6 = 0{,}51$$

Y los escantillones deducidos de estos datos son:

Trancanil en la cubierta	0,84
Forro a través de abertura	0,77
Forro en línea	0,50
Forro lateral	0,60

Los espesores de baos y cuadernas fueron elegidos para dar resistencia equivalente a un puente de acero. Para evitar más espesores de los forros laterales, los espesores de cuadernas y baos se determinarán como montados en cada uno; los valores de I/y y de la sección equivalente de acero, basados en tales escantillones, son:

Para el puente	12.940
Para cubierta alta	18.600
Para la quilla	23.700

y las fuerzas correspondientes a cada una, 2,84 — 5,90 y 4,63 toneladas pulgada cuadraaa.

La condición 2.ª puede ahora comprobarse. Del Apéndice II (1)

$$t_A = t_s \sqrt{\frac{E_s}{E_A} \times \frac{p_a}{p_s}} = 0{,}42 \sqrt{\frac{3 \times 2{,}84}{6{,}5}} = 0{,}48 \text{ pulg}$$

El espesor propuesto para el forro de cubierta cumple tal condición. Si suponemos el buque en condición de quebranto que tenga el mismo momento flector impuesto de 110.000 toneladas pie, la fatiga en el forro del fondo, según el Apéndice II (2), son:

Estructura toda de acero	10,8 tons/pulg^2.
Con cubierta de aleación	11,4 tons/pulg^2.

* * *

El puente ha sido proyectado alternativamente de construcción longitudinal de cubierta y laterales con refuerzos transversales de altos traveses separados diez pies. Los longitudinales separados dos pies y supuestos de 6 × 3 × × 3 × 0,4 en forma de U; el máximo esfuerzo en estos miembros según Apéndice II (3), es de 6,12 toneladas por pulgada cuadrada.

Los longitudinales se consideran como en compresión, contribuyendo al I/y de la sección, lo que permite una reducción en espesores de cubierta y forros laterales, mientras se mantie-

ne aún el área total mínima requerida. Los espesores modificados son:

Trancanil	0,64
Forro a través de abiertos	0,58
Forro en línea	0,40
Forro lateral	0,46

El espesor de una cubierta de acero se ha deducido también con 0,06 pulgadas y 0,08 de aumento en el forro de la cubierta alta para trabazón transversal y longitudinal.

2. Escantillones para una ciudadela de aleación en un buque de una cubierta:

Dimensiones:
Toldilla: 40′ — 3 × 8′ — 6
Cubierta: 270 — 0 × 9′ — 0
Castillo: 37 — 3 × 8′ — 6
Calado: 24′ — 9½

Con escantillones para un buque todo de acero, la seción módulo resulta:

Cubierta alta	25.800
Cubierta	16.050
Quilla	25.600

El momento de flexión, con los "ballast" y carboneras en condiciones, se dedujo para este buque, siendo el valor máximo 117.000 toneladas pie, y éste fué tomado como base de comparación.

Tomando un aumento de espesor en la cubierta alta de 0,08 de pulgada, la fatiga de Montgomery es 7,48 tons/pulg., y el I/y requerido

$$\frac{117.000}{7,48} = 15.600.$$

El área de cubierta de aleación es de 418 pulgadas cuadradas, y corregido para el afecto de laterales, de 322. Los espesores son:

Cubierta	0,62
Trancanil	0,82
Forro a través de abiertos	0,75

La construcción por secciones prefabricadas y la soldadura

Debido al desarrollo de la Construcción Naval, principalmente en el sentido de la velocidad de montaje, se ha podido comprobar la ventaja indiscutible de la soldadura sobre las juntas remachadas, en caso de estar las dos hechas con pericia.

Coincidiendo con la introducción de la soldadura en la Construcción Naval, ha aumentado cada vez más el empleo de secciones previamente montadas. Los constructores han utilizado las ventajas de este sistema en la construcción remachada, y podrían haberse hecho con más extensión de no existir la creencia equivocada de que es preciso remachar los extremos; pero, aparte de esto, con el equipo de soldadura y electrodos actuales la fabricación previa constituye casi una rutina.

DIMENSIÓN MÁXIMA DE LAS SECCIONES

Con el sistema de secciones previamente montadas en el taller, el trabajo se efectúa en menos tiempo que si toda la soldadura se hiciese en la grada. El taller suministra ventajas que ayudan a obtener una mano de obra más perfecta y permiten reducir considerablemente la soldadura de techo y la vertical. Limita la dimensión de las secciones de fabricación previa, la capacidad de los aparatos de levar del astillero, el espacio disponible, condiciones climáticas y el grado de exactitud que pueda lograrse. Esta última condición debe ser suficiente para que el montaje de secciones grandes en la grada se lleve a cabo sin dificultades.

Los métodos de fabricación previa han hecho posible utilizar en gran escala la capacidad de producción de los talleres nacionales de construcciones de acero. En los Estados Unidos, la producción en masa de secciones de 40 a 50 toneladas de peso es cosa corriente, y se ha llegado a fabricar una de 250 toneladas que comprendía las casetas de cubierta del centro del buque con todos los accesorios. En este país se han conseguido buenos resultados utilizando secciones más pequeñas, de 10 a 15 toneladas. A veces conviene fabricar secciones soldadas en los talleres, y, con objeto de simplificar el montaje, añadir algo de remachado en la labor que ha de hacerse en la grada. La combinación de soldadura y remachado, mezclada con acierto, ha demostrado su eficiencia en el servicio, pero si se hace sin discernimiento producirá casi seguramente trastornos importantes.

La introducción en gran escala de la soldadura al arco ha planteado varios problemas que exigen un estudio inmediato. Se dispone ya de considerable experiencia en lo que se refiere a buques total o parcialmente soldados, y esto, unido a las investigaciones que se llevan a cabo, tanto en este país como en los Estados Unidos, permitirá vencer la mayor parte, si no la totalidad, de las dificultades actuales.

AHORRO DE ACERO

Se han publicado datos un tanto contradictorios sobre el peso en acero que puede economizarse con la construcción soldada, debido a la supresión de las bridas solapadas y de empalme, etc. Si no es posible dar, de momento, un

cálculo exacto del ahorro que puede esperarse en cada caso, tan vez sea interesante mencionar que en un buque de 10.000 toneladas de peso muerto, el ahorro logrado sustituyendo totalmente el remachado por la soldadura puede ser del orden de 250 toneladas. No parece probable que se construyan en los próximos años muchos buques grandes para carga completamente soldados, pero la tendencia hacia una proporción mayor de soldadura en la estructura del casco se acusará cada vez más. En las circunstancias actuales, parece que los armadores obtendrían el máximo beneficio si se soldasen las siguientes secciones:

1. Obra de forja de ángulo, los tanques de agua y aceite.
2. Fondos y mamparos de los tanques verticales de agua.
3. Planchas del doble fondo y conexiones de las planchas de refuerzo de la estructura.
4. Cubiertas inferiores.
5. Polines de la máquina principal y auxiliares.
6. Estructura del fondo en los pantoques.

La mayor parte de los constructores convendrían fácilmente en la soldadura de las secciones marcadas 1, 2, 3, 4 y 5, pero tal vez no estuviesen de acuerdo en lo que se refiere al número 6. Los constructores que dispongan de personal e instalación adecuados para soldadura lograrán una economía soldando también los polines y túneles del eje. En general, cuando el espesor de las plantas sea superior a media pulgada, resultará más económico remachar las costuras y soldar los topes.

La estructura de los primeros buques enteramente soldados conservaba gran semejanza con la conocida forma de la construcción remachada, debido a que el proyecto se hacía, basándose en las ideas existentes, con forro o solape. Los últimos modelos tenían importantes cambios, y han ido haciéndose cada vez mayores a medida que se aplicaba el resultado de la experiencia adquirida. Cuando se trata de problemas de proyecto, el primer factor es conseguir una estructura que no ocasione dificultades, pero rara vez es la única consideración. Es necesario un plan cuidadoso para que el proyecto se adapte a la disposición del astillero y pueda realizarse la obra con la máxima economía y facilidad. Esta última característica ejercerá una influencia marcada en la disposición de los diversos elementos de rigidez de la estructura.

CAMBIOS DE SECCIÓN BRUSCOS

Con la construcción remachada, las diferentes secciones parecen capaces de adaptarse por sí mismas a la forma adecuada, resistiendo los esfuerzos a los cuales el buque está sometido en el servicio; pero el buque soldado no posee, al parecer, esta cualidad en el mismo grado, y la experiencia ha puesto ya de relieve la importancia de un buen proyecto y elevado nivel de mano de obra, especialmente cuando existen cambios bruscos de sección en la estructura principal del casco, como sucede en los ángulos de las aberturas de las cubiertas y el forro y en los extremos de las superestructuras y casetas de cubierta.

Es práctica corriente en los Estados Unidos soldar por completo el forro del fondo, mientras en Inglaterra la mayor parte de los constructores prefieren soldar únicamente los topes. En las circunstancias actuales, la última disposición conviene a los constructores y no desagrada a los armadores la eliminación de los topes remachados a solape, reduce la resistencia friccional del buque y, combinándola con costuras y cuadernas remachadas, se obtiene una estructura que no ofrece ninguna dificultad extraordinaria para las reparaciones, incluso cuando no se dispone de un equipo completo para emprender reparaciones soldadas importantes. Por lo general, la soldadura de los topes en los buques remachados simplifica las reparaciones, puesto que las costuras y cuadernas remachadas permiten quitar el forro y volverlo a montar fácilmente.

Como ya hemos dicho, la construcción soldada en la zona de unión está muy indicada. Se ha comprobado que existe menos peligro con mar gruesa en esta zona con la soldadura que con la construcción remachada.

La adopción de soldadura para las conexiones de los tanques permite que ajuste mejor la estructura lateral, relativamente flexible al doble fondo, dotada de mayor rigidez. Esta parte ha sido, en los buques remachados, una de las más dificultosas, debido especialmente a la imposibilidad de proyectar la unión en forma de evitar la tensión en los remaches, circuns-

tancia que soportan mal en las secciones estancas al agua y aceite. La figura 1 muestra la combinación indicada de remache y soldadura, que suprimirá el peligro de fugas.

Ha sido práctica corriente en los buques soldados que las planchas que forman la tapa del tanque corran hacia el costado del buque, disposición que en principio beneficia al constructor y puede resultar ventajosa para los armadores.

Los inconvenientes que pueden presentarse con la soldadura del forro interior del doble fon-

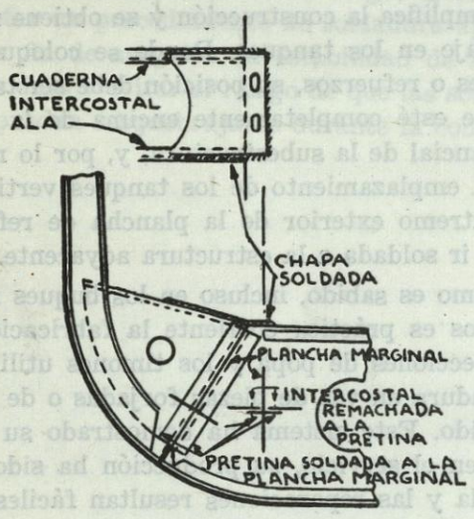


FIG.-1

do dependen principalmente de la extensión con que se haya adoptado el sistema de fabricación previa. La armazón longitudinal unida al sistema de varengas bastante espaciadas facilita la construcción y es una característica favorable cuando es necesario efectuar reparaciones.

Muchos constructores prefieren soldar el forro interior del doble fondo, ya que el espesor del material rara vez excede de media pulgada y prácticamente toda la soldadura puede ser horizontal, realizada bien a mano o a máquina.

La soldadura en el interior de los espacios del doble fondo debe evitarse todo lo posible, y teniendo en cuenta las actuales facilidades de que se dispone en los astilleros, se indica la siguiente combinación de remache y soldadura, que puede resultar beneficiosa para armadores y constructores:

1. Carlinga central completamente soldada.
2. Forro. Topes soldados y costuras remachadas o soldadas.
3. Varengas soldadas al fondo interior, quilla vertical y plancha de margen.
4. Varengas y longitudinales remachados al forro y soldados o remachados a las varengas.
5. Empalme del margen remachado al forro y soldado o remachado a la plancha de margen.

Con lo que precede se simplifica el montaje y puede evitarse la soldadura en el espacio del doble fondo.

El número de buques mercantes en los cuales se ha utilizado la soldadura para el forro lateral y sistema de cuaderna es relativamente reducido, aunque va en aumento, pero existen muchos con el forro soldado y las cuadernas remachadas. La ventaja práctica obtenida con esta combinación es que conduce por sí misma a la fabricación previa, y, en realidad, con las costuras del forro lateral soldadas, la fabricación es una necesidad económica.

No se dispone todavía de secciones laminadas que convengan por completo a las estructuras laterales soldadas, pero se llevan a cabo extensos trabajos de investigación en este sentido. Los constructores procurarán con todo empeño utilizar las planchas de mayores dimensiones que se obtengan en las laminadoras y cuyo manejo sea fácil en el astillero, y pueden ampliar lo más posible la clara entre cuadernas con objeto de reducir el número de secciones que han de fabricarse.

Muchas de las dificultades con que se tropieza en los buques soldados se han producido en la zona de los trancaniles, y las discontinuidades de cualquier tipo, como son los imbornales en la proyección de las tracas, deberán evitarse todo lo posible. Además, las planchas de la amurada no deben estar unidas al extremo superior de la cinta.

Es conveniente, en la proyección de ésta, reducirla a un mínimo, y el proyecto mejorará con ello. Desde el punto de vista técnico y práctico, es muy recomendable para buques grandes la introducción de un ángulo de trancanil remachado en una o ambas bridas.

CUBIERTAS INFERIORES

Los escantillones de las cubiertas interiores son, por lo general, relativamente ligeros y muy apropiados para soldadura. En el remachado se

tropieza con grandes dificultades cuando las cuadernas son continuas a través de las cubiertas de los tanques, pero los toxinos soldados son sencillos y suelen suministrar una estanqueidad perfecta contra el agua o el aceite. Los toxinos de cemento pueden evitarse si se adopta la disposición de la figura 2. Con fuerzas de este tipo, los gastos de sostenimiento pueden reducirse de forma considerable.

Es esencial para todos los detalles estructurales de la cubierta resistente que su proyecto

FIG.-2

y construcción se haga cuidadosamente. Los procesos de soldadura y el orden en que se efectúen las juntas exige asimismo una consideración especial si se han de utilizar con el máximo rendimiento y evitar serias dificultades.

El trazado de los ángulos de las aberturas, uniones de las casetas de cubierta y la posición de las juntas soldadas con relación a la estructura contigua figuran entre las características más importantes que requieren atención en las cubiertas resistentes. No parece que exista ninguna ventaja especial en la soldadura de las costuras de la cubierta resistente cuando el espesor de la plancha es superior a media pulgada, y no se ahorra en peso, aparte de la dificultad de colocar y soldar juntas largas a proa y a popa. La soldadura de las costuras transversales en las planchas de la traca no presenta ninguna dificultad particular, y el ahorro en peso es efectivo. No existen objeciones técnicas en el remache de costuras en una cubierta soldada, y esta combinación ha demostrado su utilidad en el servicio.

Los constructores opinan que una de las piezas más indicadas para soldadura son los mamparos, y en la actualidad es de práctica corriente; desde luego, para los refuerzos de mamparos, las secciones laminadas existentes no puede decirse que sean el ideal, pero en lo que respecta a las superficies de planchas planas de mamparos, pueden adoptarse refuerzos de plancha flangeada. La plancha ondulada o estriada se obtiene directamente de las laminadoras de acero, y este tipo de construcción, rara vez usado antes a causa de su falta de adaptación para el remachado, ha adquirido gran incremento, debido quizá a la disminución del número de empalmes y el ahorro en peso en el acero. Cuando se utiliza la soldadura, las conexiones finales de la estructura normal del refuerzo pueden ser angulares, en lugar de las planchas de refuerzo acostumbradas con reborde, con lo cual se simplifica la construcción y se obtiene mejor drenaje en los tanques. Donde se coloquen tirantes o refuerzos, su posición debe ser tal que el pie esté completamente encima de la parte sustancial de la subestructura, y, por lo menos en el emplazamiento de los tanques verticales, el extremo exterior de la plancha de refuerzo debe ir soldada a la estructura adyacente.

Como es sabido, incluso en los buques remachados es práctica corriente la fabricación de las secciones de popa y los timones utilizando soldadura en vez de piezas forjadas o de acero fundido. Este sistema ha demostrado su utilidad en el servicio, su producción ha sido más rápida y las reparaciones resultan fáciles. Las secciones de popa están proyectadas, por lo general, en forma que incluyen una parte de la estructura de la misma, con objeto de eliminar las dificultades que se presentan con frecuencia en el montaje. Las soldaduras en las secciones de popa, timones y planchas próximas a ellos que están expuestos al agua de mar deben tener un revestimiento suave, a fin de reducir la corrosión.

El detalle en el proyecto de las casetas de cubierta y superestructuras con relación a la soldadura es de importancia capital, y nunca se encarecerá bastante el cuidado que debe ponerse en ello. De acuerdo con los conocimientos y experiencia actuales, parece conveniente añadir cierta cantidad de remachado, especialmente en las casetas de cubierta de gran extensión en la cubierta resistente. Las juntas de expansión son, por lo general, una disposición perjudicial en las superestructras y casetas de cubierta.

Pueden aliviarse los esfuerzos de tensión en cierto grado remachando el empalme de los costados de la caseta de cubierta a la brazola de la

cubierta resistente y a la unión con la cubierta superior. Las disposiciones de la estructura en la línea de rotura del puente son de importancia vital, y si no se toman las precauciones debidas serán, indudablemente, causa de dificultades en el servicio.

En la actualidad es práctica corriente soldar los polines de la máquina principal y auxiliares, y este sistema ha demostrado su eficacia. Aparte del considerable ahorro en peso del acero, se fabrican fácilmente en los talleres donde pueden colocarse de tal modo que toda la soldadura sea horizontal. Desde luego, es esencial adoptar un procedimiento de soldadura aprobado, a fin de asegurar la estabilidad de las dimensiones y evitar el riesgo de que las soldaduras puedan resquebrajarse durante la construcción.

(Las notas precedentes están basadas principalmente en buques para carga sólida del orden de 9.000 a 10.000 toneladas de peso muerto. En buques más pequeños se aumentará la proporción de soldadura, y en los de mayores dimensiones esta proporción será, desde luego, menor, por razones de economía. Unos cuantos buques de construcción enteramente soldada no han dado resultado satisfactorio en el servicio.)

La mayor parte de los inconveniente puede atribuirse a un proyecto desacertado y soldadura defectuosa; no obstante, se ha adquirido suficiente experiencia para comprobar que si la estructura del casco está trazada en forma conveniente para el sistema de soldadura y se dispone de una mano de obra de alta calidad, los armadores no tienen motivo para rechazar la soldadura en el tonelaje futuro.

En el artículo del Sr. Arévalo, «Cálculo del casco resistente de submarinos. Solución general», del número de agosto último, aparecieron varias erratas que se subsanan a continuación:

Página...	Línea...	Columna	DICE	DEBE DECIR
462	-1	1.ª	$\sigma_L = \frac{pr}{s}\left[0{,}5 + 1{,}815\left(0{,}85 - \frac{bs}{F+bs}\right)\frac{L(z)}{l+\beta}\right]$ [2]	$\sigma_L = \frac{pr}{s}\left[0{,}5 + 1{,}815\left(0{,}85 - \frac{bs}{F+bs}\right)\frac{L(z)}{1+\beta}\right]$ [2]
«	1	2.ª	$\sigma_T = \frac{pr}{s}\left[1 - 2\left(0{,}85 - \frac{bs}{F+bs}\right)\frac{P(z)}{l+\beta}\right]$ [3]	$\sigma_T = \frac{pr}{s}\left[1 - 2\left(0{,}85 - \frac{bs}{F+bs}\right)\frac{P(z)}{1+\beta}\right]$ [3]
«	-7	«	$P(z) = \frac{0{,}4545 \,.\, sh\frac{z}{2} + \ldots}{shz + \operatorname{sen} z}$	$P(z) = \frac{0{,}455 \,.\, sh\frac{z}{2} + \ldots}{shz + \operatorname{sen} z}$
«	-4	«	$0{,}5 + 1{,}815\left(0{,}85 - \frac{bs}{F+bs}\right)\frac{L(z)}{l+\beta} =$	$0{,}5 + 1{,}815\left(0{,}85 - \frac{bs}{F+bs}\right)\frac{L(z)}{1+\beta} =$
«	-3	«	$= \rho - 2\rho\left(0{,}85 - \frac{bs}{F+bs}\right)\frac{P(z)}{l+\beta}$	$= \rho - 2\rho\left(0{,}85 - \frac{bs}{F+bs}\right)\frac{P(z)}{1+\beta}$
«	-2	«	$\left(0{,}85 - \frac{bs}{F+bs}\right)1{,}815\frac{L(z)}{l+\beta} + 2\rho\frac{P(z)}{l+\beta} = \rho - 0{,}5$	$\left(0{,}85 - \frac{bs}{F+bs}\right)1{,}815\frac{L(z)}{1+\beta} + 2\rho\frac{P(z)}{1+\beta} = \rho - 0{,}5$
«	-1	«	$\ldots = \frac{(\rho - 0{,}5)\ (l+\beta)}{1{,}815\,L(z) + 2\rho P(z)}$ [6]	$\ldots = \frac{(\rho - 0{,}5\ (1+\beta)}{1{,}815\,L(z) + 2\rho P(z)}$ [6]
463	4	1.ª	$\ldots = \frac{(\rho - 0{,}5)\left[1 + 1{,}998\frac{s\,.\,H(z)}{a(F+bs)}\right]}{A(z)}$	$\ldots = \frac{(\rho - 0{,}5)\left[1 + 1{,}998\frac{s\,.\,N(z)}{a(F+bs)}\right]}{A(z)}$
«	-6	«	$\ldots = \frac{1{,}998\,(\rho - 0{,}5\ sl\,N(z)}{z\,[0{,}85\,A(z) - (\rho - 0{,}5)]} +$	$\ldots = \frac{1{,}998\,(\rho - 0{,}5)\ sl\,N(z)}{z\,[0{,}85\,A(z) - (\rho - 0{,}5)]} +$
«	-4	«	$F = \frac{z\,[0{,}85\,A(z) - (\rho - 0{,}5)]}{1{,}998\,(\rho - 0{,}5)\ sl\,N(z)} +$	$F = \frac{1{,}998\,(\rho - 0{,}5)\ sl\,N(z)}{z\,[0{,}85\,A(z) - (\rho - 0{,}5)]} +$
«	13	2.ª	$\ldots \div 1{,}40 \div 1{,}454 \div 1{,}50 \ldots$	$\ldots \div 1{,}40 \div 1{,}45 \div 1{,}50 \ldots$
«	-2	«	$\sigma_L = \frac{pr}{s}\left[0{,}5 + 1{,}815\frac{A(zJ}{(\rho - 0{,}5)\ (1+\beta)}\cdot\frac{1+\beta}{L(z)}\right] =$	$\sigma_L = \frac{pr}{s}\left[0{,}5 + 1{,}815\frac{(\rho - 0{,}5)\ (1+\beta)}{A(z)}\cdot\frac{L(z)}{1+\beta}\right] =$
467	15	«	$P_e = \ldots\ldots$	$p_e = \ldots\ldots$
470	11	1.ª	$E = 2{,}1 \times 16^6$ kg/cm².	$E = 2{,}1 \times 10^6$ kg/cm².
471	18	2.ª	límite superior a z	límite superior de z
473	-12	«	cualquiera	cualesquiera

Información Legislativa

REVISIONES DE LOS PRECIOS DE LOS BUQUES

Uno de los trabajos que absorben más tiempo en la actualidad en las oficinas de Coste y Presupuesto de nuestros Astilleros son los cálculos de las revisiones de precios de los buques.

Las circunstancias actuales y la falta de estabilidad en los valores de los jornales, de las cargas sociales (que, en resumidas cuentas, también son jornales) y de los materiales, son causa de que no exista un solo contrato de construcción naval en el cual no se estipule una cláusula por cuya virtud el precio del buque pueda revisarse periódicamente, recogiendo la influencia en el coste de las alteraciones sufridas en los factores más arriba indicados.

La revisión de precios puede hacerse de dos maneras distintas: la revisión directa y por la aplicación de una fórmula preconvenida.

La revisión directa es la manera más exacta de calcular el nuevo precio, y consiste en tomar de los datos de coste el valor desembolsado hasta el momento de la revisión, teniendo en cuenta aquellos materiales acopiados y no pagados o aquellos otros contratados a precio fijo, sin revisión posible. A continuación se estima la obra que falta por ejecutar hasta la entrega definitiva del buque, y se prespuesta esta obra con los mismos coeficientes hora y kilogramo que sirvieron para el presupuesto definitivo, teniendo en cuenta los nuevos precios.

Este resultado se suma con el valor obtenido de la cifra de coste, y el gran total será el nuevo coste del buque.

Conforme la obra vaya adelantando, en cada nueva revisión el primer sumando irá creciendo y el segundo disminuyendo, con lo cual el error cometido será cada vez menor. Al final de la construcción y entrega, el segundo sumando es cero y el valor arrojado por la ficha de coste, aumentado, naturalmente, en los beneficios, debe ser igual al coste del buque y a lo cobrado del cliente.

Como se ve, esta forma de revisión es un sistema de trabajo por administración encubierto, y se presta al abuso de aumentar el coste de una construcción no por el valor intrínseco de materiales y jornales, sino por errores de organización y mano de obra.

En resumidas cuentas, el trabajo por administración enerva "a forciori" la organización y el personal, haciendo, a la larga, que la producción disminuya y que los costes salgan cada vez más caros como consecuencia de la relajación industrial. Desde los puntos de vista del armador, no es tampoco agradable, porque no le permite hacer cálculos aproximados ni avances económicos y porque, a fin de cuentas, tiene que pagar más por su buque.

Otro sistema consistiría en valorar el buque usando los mismos coeficientes en materiales y jornales en cada instante que se produjera una marcada diferencia en su precios, o bien anualmente. Esta revisión es mucho más injusta que la anterior, pues considera siempre al beneficio del Astillero el valor de la obra ejecutada con anterioridad, multiplicado por la diferencia de precios.

La revisión directa más exacta consistiría en encargar en una hoja de coste ideal los materiales por su precios y multiplicados no por los pesos consumidos, sino por los pesos proyectados, y los jornales también por los precios que difieran al momento de ser aplicados, multiplicados por las horas presupuestadas y no por las empleadas efectivamente. Como es natural, de esta manera el riesgo de pérdidas o de ganancias seguiría conservándose para el Astillero en función de la mejor o peor ejecución de la obra, y se retrotraería el coste final del buque al presupuesto inicial convenido con el Armador.

Todos los procedimientos de revisión directa tienen el gran inconveniente de que se basan sobre un presupuesto cuyo detalle no fué conocido por el armador al firmar el contrato, y que necesita los datos de coste y de precios unitarios, que son co-

nocidos únicamente por la contabilidad del Astillero.

Todo esto lleva consigo una larga discusión entre constructores y armadores, que por regla general dura meses, y aun años, y puede ser motivo de muy serios disgustos. A este aspecto recordamos algunos ejemplos, uno de ellos el de un petrolero, cuya revisión directa de precios duró, por lo menos, dos años y medio.

En el momento actual, y por las razones antes expuestas, la mayor parte de las revisiones se llevan a cabo por medio de fórmulas explicadas con el mayor detalle posible en el contrato de construcción, y que automáticamente determinan el nuevo precio del buque, en función de los tantos por ciento de alteración de los jornales y de los principales materiales y de coeficientes de influencia de éstos en el valor de la obra previamente convenidos.

La fórmula más completa que conocemos en España es la que se aplica en las obras en construcción correspondientes a la Empresa Nacional Elcano. En ella se divide la obra, desde el punto de vista de su coste, en dos grandes secciones, a saber: casco con accesorios y montura de la maquinaria y maquinaria propulsora.

En la primera sección se comprenden todas las obras del casco, desde la estructura metálica hasta la habilitación, a excepción de las máquinas de cubierta, que no entran en la revisión por fórmula; la tubería de casco y de máquinas, las auxiliares montadas en la máquina para el servicio del casco. En la segunda sección se engloban las máquinas propulsoras, las calderas, las líneas de ejes y hélices, todas las auxiliares propias de la propulsión y los grupos electrógenos.

El coste del buque queda así descompuesto en tres grandes sumandos:

a) Primera sección: el coste del material descrito.

b) Segunda sección: el coste del material descrito.

c) La suma de los valores en el momento de contratar, de aquellos materiales que tienen personalidad propia y que no se construyen por el Astillero. Son estos materiales los auxiliares de cubierta: chigres de carga, molinetes, cabrestantes, servomotor y frigorífica.

Cada uno de los principales materiales que entran en la construcción del casco y de la maquinaria, los totales y los gastos generales reciben un coeficiente de influencia en el precio total, cuya suma es ciento para la sección primera y ciento para la sección segunda. Al hacer la revisión, los aumentos por ciento de cada uno de estos materiales, de los jornales y cargas sociales y de los gastos generales se multiplican por el coeficiente de influencia, y la suma de los productos dará el tanto por ciento de aumento de la sección segunda o de la sección primera.

Esta fórmula ha sido ya aprobada en varios casos, habiéndose encontrado justa y con una exactitud de más o menos cinco por ciento.

La única dificultad que tiene su aplicación es el cálculo de los tantos por ciento de aumento de materiales, jornales y gastos generales.

Esta determinación se suele hacer por medio de facturas para los materiales y basándose en las disposiciones oficiales para los jornales, cargas sociales y gastos generales.

La práctica de aplicación de esta fórmula solamente recomienda la precaución de señalar los valores unitarios de materiales, jornales y gastos generales en el momento de la firma del contrato.

La determinación de los jornales y cargas sociales con las disposiciones oficiales conduce fatalmente a un error favorable al Astillero. En efecto, las disposiciones oficiales no se refieren más que a jornales mínimos, por lo cual, según la Ley, solamente deben ser aumentados aquellos obreros o empleados que disfruten los mínimos de sus categorías, con lo cual la nómina no sube en un tanto por ciento igual al aumento del mínimum como se admita en la fórmula. Se objeta a esto que el Astillero debe subir a aquel personal que cobra más que los mínimos, para restablecer las diferencias necesarias a la emulación en el trabajo. Esto es cierto, pero ni el aumento por este concepto llega al tanto por ciento antes apuntado ni se verifica instantáneamente a la subida de los mismos.

Sin embargo, esta ventaja no suele tenerse en cuenta en las revisiones actuales.

Existen otras fórmulas de revisión más simplificadas, pero más inexactas.

Por último, en los Astilleros pequeños se suelen presentar presupuestos parciales de la obra en el momento de empezar a ejecutarse y cuando ya se tienen acopiados los materiales. Este procedimiento suele dar buenos resultados.

En el extranjero se aplican fórmulas de revisión en algunos países, como en Francia, pero en otros todavía se conserva el trabajo a precio fijo, porque en los plazos de construcción relativamente cortos permite el reconocimiento casi exacto de los precios. Tal sucede en Estados Unidos, Inglaterra, Suecia, Alemania y Suiza.

Sería muy de desear la estabilización de los precios de materiales, jornales y cargas sociales, pues la revisión de precios no conduce más que a graves perjuicios para todos, aunque en la actualidad resulta inevitable.

LA FORMACION DE LOS MAQUINISTAS NAVALES EN INGLATERRA

Leemos en la Prensa técnica extranjera que en el Instituto de Maquinistas Navales se ha constituído una Comisión que ha informado al Consejo con relación al problema de la formación de los Maquinistas Navales dedicados a la Marina Mercante. El pleno del Consejo ha estudiado la ponencia de la Comisión y ha presentado a las autoridades del Merchant Navy Training Board las líneas generales o directrices que, según la autorizada opinión de la dicha Sociedad, deben presidir el plan de formación de los nuevos Maquinistas Navales.

Esta proposición ha sido hecha al objeto de regularizar la condición de mucho personal admitido a trabajar en los buques mercantes como maquinistas por las necesidades de la guerra y que no poseen conocimientos suficientes para desempeñar estas plazas en tiempo normal, en el cual las averías y los excesos de consumo tienen gran importancia en la explotación comercial de los buques.

El Consejo de la Asociación estima que se deben crear una o varias Escuelas de Capacitación de Maquinistas, en donde pueda recibir la instrucción necesaria el personal que hasta ahora no ha tenido facilidades para ello.

La Escuela debe tener dos secciones o departamentos distintos: en el primero podrán entrar los que tengan unos conocimientos básicos comunes a la politécnica, y en la segunda entrará aquel personal ya formado en la mar, pero que no tenga aquellos conocimientos.

La cantidad y calidad de conocimientos necesarios para ingresar en la primera sección deben ser similares a los que se necesitan para el ingreso en las Universidades, en las Facultades de Ciencias o bien el necesario para obtener el más alto Diploma Nacional.

Se debe dar extraordinaria importancia a la formación práctica en talleres, empleando en la misma, por lo menos, dos años. El 25 por 100 de este tiempo debe ser empleado, por lo menos, en los talleres de la Escuela.

La carrera debe constar, por lo menos, de cinco años. El primero se debe emplear en la Escuela en estudios mixtos de teoría y taller. Los otros cuatro años deben emplearse también en conocimientos teóricoprácticos, empleando el sistema llamado vulgarmente "emparedado". Es decir, por cursos de seis meses alternados de clases teóricas y prácticas de taller y de prácticas a bordo de buques, Factorías, etcétera.

La admisión en esta sección debe hacerse por rigurosa oposición.

En la segunda sección de la Escuela deben tener entrada, según el Consejo de la Asociación de Maquinistas Navales, aquellas personas que se encuentren ya en el servicio de la Marina Mercante trabajando de Maquinistas, pero que no posean un conocimiento mínimo, que debe fijarse, y que en todo caso debe tener cualquier Maquinista Naval con título en propiedad.

Dos clases de candidatos pueden entrar en esta sección:

Primeramente, aquellos que han recibido una formación buena como Maquinistas Navales, pero que no han podido tener una educación técnica nece-

Segundo, personal sobresaliente de Maquinistas en activo. Para esta segunda clase de personal, el Consejo recomienda hacer dicha selección con la colaboración de las autoridades gubernamentales.

Después del ingreso se cursarán en la Escuela estudios durante cuatro meses, que versarán sobre el inglés, matemáticas elementales, mecánica, termodinámica y, en general, dibujos de máquinas.

El Consejo recomienda también la creación de un tercer departamento en la Escuela para capacitar a los Maquinistas que ya hayan navegado para obtener el certificado gubernamental de competencia de Maquinista Naval.

El Consejo recomienda que se den facilidades a los Maquinistas para poder obtener después del certificado de primera clase un diploma de dicha Escuela.

La Escuela o las Escuelas deben ser emplazadas en localidades apropiadas en donde haya industria naval y navegación. Su número y emplazamiento deben ser determinados por el Gobierno.

En otra parte de esta misma Revista nos ocupamos del difícil problema de la formación de Maquinistas Navales, bien sean de la Marina Mercante, bien sean de la Marina de Guerra; por eso consideramos interesante para nuestros lectores conocer las últimas orientaciones inglesas sobre esta materia, después de haber adquirido una indudable experiencia a través de los años de guerra.

Naturalmente, se trata de resolver un problema bastante distinto del de los países neutrales, especialmente del de España. Ocurre en este momento en Inglaterra como ocurría al final de nuestro año de liberación en el Ejército. Existe una serie grande de personas habilitadas que han prestado inestimables servicios durante la guerra y cuyos conocimientos técnicos no son lo suficientemente completos para poder desempeñar el servicio en tiempo de paz y normalidad comercial.

De todas maneras, es siempre interesante esta proposición de admisión en dos secciones distintas y, sobre todo, la gran importancia que se concede al aprendizaje en talleres como base de la formación de los Maquinistas.

Información Profesional

LAS DIFICULTADES CREADAS A LA CONSTRUCCION NAVAL POR LAS RESTRICCIONES EN LA ENERGIA ELECTRICA

Recientemente han sido implantadas nuevas y severas restricciones en el consumo de energía eléctrica, como fatal consecuencia de la extremada sequía de este año.

Estas restricciones han sido, por lo que se refiere a nuestros Astilleros y Talleres de Maquinaria naval, de diferente reglamentación, pero su importancia viene a ser casi igual en todas las regiones españolas.

Por lo que se refiere a los Astilleros del Norte de España, que representan el mayor volumen de Factorías, las últimas restricciones han consistido en la cesación absoluta de suministro eléctrico durante dos días a la semana (generalmente los sábados y los lunes) y el suministro solamente del 50 por 100 del consumo normal durante los restantes días de labor.

Es inútil encarecer la gran dificultad que para la Construcción Naval representan estas restricciones. La parada de dos días por semana desarticula casi por completo la organización, haciendo insuficiente la producción de los Talleres de herreros de ribera y de Maquinaria, por lo cual los operarios con trabajo manual tampoco pueden rendir lo suficiente. Pero las restricciones diarias del 50 por 100 no permiten el funcionamiento de las máquinas grandes y restringen e impiden por completo la utilización de la planta neumática del Astillero o del Taller.

Pueden nuestros lectores darse cuenta de lo que esto significa teniendo en cuenta que hoy en día prácticamente todo el remachado del casco se hace con pistola neumática, lo mismo que el calafateado y muchas operaciones de ajuste y armado de chapas. Para mejor comprender los perjuicios que la falta de energía eléctrica acarrea a la Construcción Naval, podemos dividirlas en tres clases:

a) Perjuicios de índole económica, que se reflejan en los costes de construcción o de fabricación. Estos perjuicios pueden, a su vez, dividirse en perjuicios directos por jornales no recuperados y perjuicios indirectos por mal rendimiento de los talleres, desarticulación de la organización y falta de materiales.

b) Retrasos en los plazos de entrega, como consecuencia de la falta de horas trabajadas en el maquinado.

c) Perjuicios en el acopio de suministros y de materiales como consecuencia de las restricciones impuestas a los suministradores, especialmente a las acererías.

Cada día que permanece inactivo el Taller de Maquinaria de una de nuestras Factorías Navales se pierde el importe aproximado de 400 a 500 jornales, que a una medida de 18 pesetas, hacen unas 9.000 pesetas de jornales, o sea cerca de 20.000 pesetas de coste, teniendo en cuenta los gastos generales. La parada no solamente influye en el Taller de Maquinaria, sino también en los Talleres de herreros de ribera, equipos, fundición, calderas, electricidad, y especialmente en el trabajo de los gremios de remachadores y de armadores, así como deja también parados gran número de los peones de movimiento por falta de grúas y métodos eléctricos de locomoción.

No es, pues, muy equivocado el cálculo en unas 30.000 a 35.000 pesetas de pérdidas de jornales y gastos generales por día de parada. Es cierto que se están estudiando por las entidades sindicales, por nuestras autoridades y por las mismas agrupaciones industriales los medios encaminados a la ayuda mutua entre los industriales y a la compensación en parte de las pérdidas que estos gastos significan, pero en resumidas cuentas, y al cabo de un cierto tiempo, no cabe duda que el gasto producido por pérdidas en jornales más arriba apuntadas tiene que traducirse en un aumento de coste en la producción.

Al principio de la implantación de las restriccio-

nes se pensó en hacer recuperables las horas dejadas de trabajar y cobradas por los obreros, pero esta solución resulta en la práctica poco menos que ilusoria, porque el número de horas perdidas durante el estiaje es tan grande, que no podrán seguramente ser recuperadas en las épocas de mayor abundancia de energía eléctrica más que un pequeño tanto por ciento de las horas cobradas y no trabajadas. Además de esto, los débitos de horas de los obreros no suelen amortizarse en muchos casos, por traslado de personal o baja en las factorías debido a cualquier otro motivo.

Si importante es la pérdida de jornales, que pueden contarse y calcularse como hemos hecho más arriba, más importante es, a nuestro juicio, las pérdidas indirectas. Señalaremos las causas más importantes que producen aumento en el coste natural de las obras:

1.ª La falta de horas de maquinado y de la preparación del acero produce en la fabricación el mismo efecto que si se redujeran en igual tanto por ciento el número de máquinas de la Factoría. De todos es conocido el efecto desastroso que esto produce en la economía de la construcción. Los ajustadores tienen que aumentar el trabajo manual y, como es de sobra conocido, el coste de las obras aumenta extraordinariamente.

2.ª El número de trabajadores manuales, dividido por las horas de maquinación de las piezas, crece, por disminuir el denominador. Esto quiere decir que para la producción que puede llevarse a cabo con las horas de máquinas disponibles sobran ajustadores, armadores y calafates. Como no se despide personal de estos gremios, el rendimiento de ellos baja necesariamente.

3.ª Conforme luego se analizará, las restricciones producen un aumento en el tiempo de fabricación. Es de sobra conocido el hecho de que el coste de una construcción es función creciente del tiempo.

4.ª Por último, la falta de maquinado y transporte produce la desorganización en el trabajo, con lo cual se da muchas veces el caso de encontrarse colas de obreros esperando material para monturas.

Resultaría muy difícil cifrar en pesetas o en tanto por ciento del coste de obra los perjuicios indirectos por el concepto que apuntamos, pero desde luego podemos asegurar que si esto se hiciese, se obtendría una cifra verdaderamente impresionante.

Las restricciones de energía eléctrica producen fatalmente un retraso en los plazos de entrega como consecuencia de las horas no trabajadas y de la falta de rendimiento a que más arriba hemos apuntado. Disminuye de este modo la capacidad de producción de las Factorías y, además, tiende a aumentar el tanto por ciento de gastos generales.

Este aumento relativo de gastos generales no se entiende bien a primera vista, puesto que la restricción de energía eléctrica lleva consigo una disminución de los gastos por este concepto. Pero debe tenerse en cuenta que en los gastos generales predominan aquellos sumandos que son función del tiempo, tales como sueldos, cargas sociales, impuestos, amortización, etc.; por lo tanto, al aumentar los plazos de entrega aumenta también el tanto por ciento de gastos generales.

Como es natural, el mayor perjuicio de los retrasos en las entregas corresponde a los armadores, especialmente en estos momentos en los cuales se espera la presentación a no muy largo plazo de una crisis en el comercio marítimo.

Las restricciones de energía eléctrica, que también sufren los suministradores, repercuten en dificultades para los Astilleros, cuyos acopios se ven entorpecidos por esta causa. Especialmente por lo que se refiere al acero.

En la actualidad, nuestras acererías sufren también las restricciones. Las principales acererías del Norte poseen centrales térmicas propias, pero aunque pudieran trabajar a plena capacidad, la energía de este modo suministrada no alcanzaría a cubrir todas las necesidades de las fábricas. Pero las centrales térmicas tampoco pueden trabajar a plena potencia, por faltar en algunos momentos el suministro de carbón necesario.

Todo esto conduce a que los trenes de laminación más importantes del Norte de España se han encontrado o se encuentran prácticamente parados.

Cabría la solución de seguir trabajando en los hornos obteniendo lingote, para en su día proceder a una laminación intensiva. Pero esto no puede ser una solución radical, por dos razones: la primera, porque para la producción de lingote se necesitan grandes cantidades de chatarra, que hasta el presente ha sido obtenida en su mayor parte de los despuntes de la laminación, que ahora no funciona prácticamente, y segunda, porque la capacidad de los trenes de laminación actuales no es lo suficientemente grande para hacer el esfuerzo a que aludimos.

Si el régimen de restricciones continúa como hasta el presente o se agudiza, se corre el riesgo de que los Astilleros consuman, con mal rendimiento, las existencias actuales de acero, y que el día en que se atenúen las restricciones tengan aún todavía que parar, porque entonces las acererías no puedan en algún tiempo hacer nuevos suministros de laminados.

Tenemos entendido que en los principales Centros fabriles de España se estudia este problema por Comisiones y organismos nombrados al efecto, y esperamos que la buena voluntad de todos llegue a producir algún paliativo a las dificultades que crean las restricciones.

Sin embargo, no creemos que pueda obtenerse

una solución de este problema mientras no pueda disponerse de más energía eléctrica. Para ello no hay más que las siguientes directrices:

1.ª Estimular en cuanto sea posible la montura de centrales térmicas de socorro que puedan convertirse en centrales auxiliares de suministro de energía eléctrica.

2.ª La creación de la Red Nacional de Energía Eléctrica, con la cual se regulen los consumos y las producciones.

3.ª El fomento de las obras hidráulicas.

4.ª El control de la instalación de nuevas industrias que desequilibren más todavía la relación entre el consumo y la producción.

5.ª Y más importante de todas. La montura rápida de las centrales de bocamina que está efectuando el Instituto Nacional de Industria.

De todas estas medidas, solamente compete a los Astilleros la implantación de centrales térmicas auxiliares y de socorro. Aun en régimen normal y en tiempos en que no ha habido restricciones, estas centrales han sido muy necesarias a los Astilleros. Recordamos innumerables veces, hace ya años, haber visto interrupciones en el suministro eléctrico de varios días de duración, por diversas causas.

Esperamos confiadamente que nuestras Autoridades y las personas interesadas en la Construcción Naval y en la industria en general encontrarán algún medio de paliar esta penuria de energía eléctrica hasta que Dios sea servido de proporcionar a España abundancia de nieves que proporcionen la energía hidroeléctrica que necesitan nuestras industrias.

POSIBLE RETORNO, EN CASOS AISLADOS, A LA INYECCION POR AIRE EN ALGUNOS MOTORES DIESEL

El sistema de inyección directa en los motores de combustión interna sistema Diesel, ha desplazado por completo en el mercado al antiguo y primitivo de inyección por aire.

Es bien sabido que los primeros motores Diesel inyectaban el combustible dentro de los cilindros por una presión de aire de 40 a 70 kgs./cm.^{2} Para esto se disponía, generalmente en la proa de las máquinas, un compresor bifásico o trifásico, con refrigeración por agua del aire comprimido entre cada fase consecutiva. El compresor descargaba a una botella de la cual partían los ramales principales de tubería hasta las válvulas pulverizadoras.

Estas válvulas se habían recibido merced a una bomba de combustible de B. P., la cantidad de combustible necesaria para ser quemada en un ciclo, desarrollando la potencia determinada. La válvula estaba mandada por un sistema de camones y palancas, de igual manera que se mueven las válvulas de aspiración y descarga de un motor de cuatro tiempos.

Este sistema presenta, desde el punto de vista termodinámico, muchas ventajas. La pulverización es muy buena, merced a la gran energía que puede almacenarse en el aire comprimido, energía que después es devuelta por el aire al expansionarse. Sobre todo, este sistema permite el empleo de combustibles más viscosos y más densos, sin que por eso el retardo a la ignición sea mucho más grande, aumente el consumo y se produzca combustiones retardadas y hasta humo negro.

En cambio, tiene el enorme inconveniente de orden práctico de su extremada complicación, por los cuidados que necesita recibir un compresor de A. P. para poder conservarse en un buen estado de funcionamiento. Otra desventaja es que el compresor de aire absorbe para su funcionamiento de 6 a 8 por 100 de la potencia indicada.

Estas dos razones han sido la causa principal de la desaparición del sistema de inyección por aire, que tan buenos resultados ha dado en la práctica y que fué concebido por el genio de Rodolfo Diesel.

Al sistema de inyección por aire ha venido a sustituir el sistema de inyección directa, que consiste en comprimir el combustible a una altísima presión y hacerlo después pasar a través de unas estrechísimas toberas. Con esto el combustible adquiere una velocidad enorme y se precipita en forma de chorro en la cámara de combustión, llena de gases a una presión y a una temperatura elevada. Los chorros encuentran para su penetración una resistencia muy notable, que depende de la velocidad y de la densidad de medio ambiente. Esta resistencia ocasiona, por un fenómeno muy parecido al de la erosión, la disgregación de las gotas de combustible en motículas pulverizadas, cuyo espesor depende de la velocidad de la densidad del medio ambiente, y muy especialmente de la viscosidad del combustible. Cuando el combustible es muy viscoso, estas gotas son mayores; el retardo a la ignición es más grande y se producen combustiones retardadas, aumento de consumo específico y hasta humo negro.

En la actualidad se están haciendo por parte de todos los constructores de motores Diesel, para poner a sus máquinas en condiciones de poder quemar aceite de muy bajas cualidades. Estos aceites de tipo de calderas tiene mucha viscosidad y un número muy bajo de cetanos. Para su utilización estos combustibles son previamente calentados, a fin de disminuir la viscosidad, y después de una separación centrífuga son enviados a las bombas A. P.

Pero, a pesar del citado calentamiento, la viscosidad rara vez alcanza los valores correspondientes a un gas-oil, o todo lo más a un Diesel-oil. Por esta razón, la pulverización directa resulta algo defectuosa con esta clase de combustible.

Los motores dotados de inyección por aire que aún se conservan en servicio, pueden aguantar mejor los combustibles de baja calidad, y así ha sido probado en varios casos.

Por otra parte, en los últimos años se han desarrollado tipos de compresores sumamente sencillos y económicos y con un alto rendimiento. Han sido empleados en motores de aviación, y en la actualidad se empieza a usar para la propulsión de reacción para los aeroplanos cohetes.

Generalmente estos compresores son del tipo rotativo, por lo cual se ha llegado a eliminar las válvulas.

Se ha llegado a emplear algunos de estos compresores en una instalación marina de motores Diesel de inyección neumática con la disposición siguiente:

El compresor estaba movido por un motor eléctrico y descargaba a unas botellas de pulverización capaces de contener el aire comprimido hasta 70 kgs./cm². De estas botellas partían las tomas para la línea general de pulverización hasta las válvulas. La regulación del aire se hacía, en función de la potencia y número de revoluciones de la máquina principal, por medio de una válvula reguladora montada en la aspiración y con mando en el puesto de maniobra.

Con este procedimiento desaparecen los inconvenientes del compresor de aire, y se puede llegar a quemar combustibles de baja calidad con más facilidad que empleando el sistema de inyección directa.

Esta disposición no ha sido empleada, que nosotros sepamos, en uno o dos buques como prueba, pero es posible que en el futuro sea adoptado en bastantes más casos, pues a primera vista, por lo menos, parece que ha de dar buenos resultados.

GRAFITO COLOIDAL COMO SUPERLUBRIFICANTE

Leemos en la prensa técnica extranjera, que en la actualidad se está empleando mucho el grafito coloidal como lubrificante en los motores de explosión, especialmente en los aviones americanos.

Desde hace tiempo en algunas clases de motores de explosión, cuyo trabajo era muy duro, se solía mezclar con la gasolina un poco de aceite de lubrificación, a fin de hacer que los gases de lubrificación tuvieran un cierto poder lubrificante, que ejerciese en los órganos principales de las válvulas de aspiración y descarga y en la parte superior de los pistones. En la actualidad, para la aviación siempre se emplea una gasolina de bastante número de octanos, casi 100, lo cual permite un aumento grande en los gases de compresión, que produce una mejora en el rendimiento térmico de la máquina, y, en resumidas cuentas, una disminución en el consumo específico.

Pero, en cambio, las temperaturas de explosión son mayores, y las condiciones de lubrificación de los órganos bañados por los gases de combustión más severas.

Con objeto de mejorar la lubrificación, como ya decimos, en América se ha empezado a usar el grafito coloidal como lubrificante. En éste el grafito está inmensamente repartido de modo que contiene un cierto número de moléculas.

En estado coloidal, el grafito se adhiere a las paredes metálicas, formando una capa grafitada. Estas pequeñas moléculas del grafito se posan en los pequeños poros y hasta en los espacios intermoleculares del metal.

Esta capa grafitada es extraordinariamente resistente a la corrosión, y proporciona a las superficies un coeficiente de frotamiento altamente satisfactorio. Pero no solamente esto; la capa grafitoide retiene, por decirlo así, el aceite de lubrificación, impidiendo la desaparación de la película, cuyo espesor, por otra parte, es mayor que el de una película corriente sobre superficies metálicas sin protección.

Hace ya bastantes años hemos usados nosotros en España el grafito coloidal para pruebas de motores especialmente rápidos, como motores de submarinos. La adherencia del grafito a las paredes metálicas es extraordinariamente sorprendente. Nosotros hemos añadido al aceite del cárter alrededor de un 1 por 1.000 de grafito coloidal, disuelto a saturación en aceite. Con esta pequeña proporción todo el cárter toma un color negro.

Limpiando después de algunas horas de funcionamiento el cárter y extraído todo el aceite después de bien seco, la superficie queda todavía untuosa y sumamente resbaladiza.

Resulta por otra parte muy difícil el hacer desaparecer la capa coloidal, aun empleando disolventes como el alcohol y el aceite.

La dificultad principal del empleo del grafito coloidal consiste en su precio, y, sobre todo, en la sensación de suciedad que proporciona a todos los órganos del motor.

En motores de gasolina algunas veces se ha mezclado con el carburante y, en este caso, la lubrifi-

cación se consigue con bastante intensidad en los órganos de movimiento interiores de las válvulas y en la parte superior de los pistones, porque el grafito coloidal no suele quemarse.

NUEVO APARATO ELECTRICO PARA MEDIR FATIGAS ESTATICAS

La prensa técnica extranjera, especialmente la británica, da cuenta estos últimos meses del reciente empleo de un aparato eléctrico para medir fatigas en cuerpos sometidos a esfuerzos estáticos, que ha sido ideado por el célebre doctor Dorey.

Como saben nuestros lectores, el doctor Dorey es una de las principales figuras del mundo científico británico. Su especialidad ha sido ahora el estudio de la mecánica aplicada a las máquinas, tanto desde el punto de vista teórico como del práctico. Sus estudios sobre vibraciones en motores Diesel y sobre averías producidas por este fenómeno en los ejes y cigüeñales, son muy notables y conocidos de todo el mundo. Ultimamente el doctor Dorey ha sido llamado a colaborar en el Lloyd's Register of Shipping.

El fundamento del aparato consiste en el siguiente fenómeno, completamente comprobado, que fué aplicado por primera vez hace unos diez años en aparatos de esta clase por el célebre físico Simons en los EE. UU.: Una bobina de hilo, especialmente nicrome de una pulgada de diámetro, se chafa hasta conseguir una forma plana, y se la reviste bajo presión entre aislantes de papel impregnados en resina, de tal manera que el conjunto tenga un espesor de cinco milésimas de pulgada. Si esta bobina se sujeta fuertemente por medio de una materia cualquiera a un cuerpo capaz de dilatarse, la resistencia eléctrica de la misma varía proporcionalmente con el alargamiento o acortamiento que sufre dicho cuerpo.

Las cargas correspondientes a estos alargamientos resultan proporcionales a la resistividad de la bobina al serle comunicadas la deformaciones del material.

La relación entre la resistencia específica y el alargamiento resulta constante en cada caso, y para cada conductor determinado unido al cuerpo por cada materia también determinada. Esta constante depende del coeficiente de Poisson del conductor, y para un valor de este igual 0,3 resulta, aproximadamente, del orden 1,6. Sin embargo, en la práctica esta cifra ha resultado alrededor de 2,2.

La resistencia del conductor patrón se mide en el aparato que aludimos por medio de un oscilógrafo de rayos catódicos, y tarando el aparato, se pueden tener medidas muy exactas de las deformaciones del material y, por lo tanto, de las fatigas.

Para compensar los aumentos o disminuciones de longitud debidas a las variaciones bruscas de la temperatura, se usa otro conductor compensador exactamente igual al principal, pudiéndose así medir solamente las diferencias debidas a las deformaciones elésticas del cuerpo sujeto a las tensiones que se quiere estudiar.

Este aparato ha sido empleado con pleno éxito en el estudio de las tensiones de colectores de calderas completamente soldados.

Esperamos que la influencia técnica del doctor Dorey modernice las reglas de Lloyd, tanto por lo que se refiere a las dimensiones de los ejes sujetos a vibraciones, como en el empleo de soldadura, especialmente en calderas.

EL CONFORT EN LOS ALOJAMIENTOS DEL PASAJE EN LOS TRASATLANTICOS

Hace muy poco tiempo ha empezado la Prensa técnica extranjera a preocuparse de los problemas relativos a los buques de pasaje.

Durante la presente guerra, y como consecuencia de la ineludible necesidad de disponer de tonelaje de transporte para las necesidades militares y el aprovisionamiento de las tropas, se han empleado todas las energías de los constructores navales pertenecientes a las naciones en guerra en la construcción de buques de carga provistos de alojamiento solamente para la tripulación o para una reducida escolta de artilleros o personal de la Marina de guerra.

Los transportes de tropas se han efectuado en antiguos transatlánticos acondicionados para este fin, pero nadie ha pensado en los problemas de la acomodación del pasaje. En los alojamientos de la dotación sí se ha pensado, merced a la necesidad proporcional de dar a la gente de mar el mayor número posible de comodidades que compensasen el terrible peligro de sus vidas y las grandes fatigas de la navegación en tiempo de guerra.

La construcción de transatlánticos ha sido prácticamente parada en el mundo de las naciones beligerantes. Solamente en Suecia se han construído algunos buques de pasaje.

En este momento se vuelve a pensar en el buque transoceánico de pasajeros. Y se empiezan a estudiar los problemas de explotación de barcos de esta

clase, teniendo en cuenta las circunstancias de ruda competencia que en el tráfico de pasajeros tendrá que desenvolverse merced a la implantación de las nuevas y potentes líneas aéreas transoceánicas.

La mayor parte de las autoridades bien informadas estiman que la defensa del buque de pasaje, en su atracción de clientes, debe basarse más en la comodidad, ya que debe renunciar de antemano a la competencia en rapidez con el aeroplano.

Es axiomático que el pasaje de gran lujo o aquellas personas que viajen en negocios con prisa ya no tomarán más pasaje en buques transatlánticos.

Pero existe una inmensa mayoría de gentes que en sus desplazamientos no tienen demasiada prisa y encuentran más a propósito a sus intereses pagar un poco menos por el pasaje, pasar unos cuantos días con gran comodidad y diversión aun a trueque de invertir algunos días de más en el viaje.

Como decimos, todo el mundo entiende que éste es el más numeroso grupo de los pasajeros.

Sobre esta base, dos deben ser las directrices que deben informar los proyectos de los nuevos buques de pasaje: la economía, a fin de que el precio del pasaje sea lo más reducido posible, y siempre, y en todo caso, menor que el del billete de la línea aérea, y la comodidad, que debe ser refinada y si se quiere espectacular, a fin de seducir al pasajero haciéndole viajar en medio de una vida superior a la que él está acostumbrado.

La economía se consigue principalmente disminuyendo el coste inicial y los consumos. Todo ello se consigue reduciendo la velocidad y el tonelaje de los buques.

Por esto, en las nuevas construcciones, de las cuales se empieza a hablar en los medios internacionales, no aparece ningún buque mayor de 25.000 toneladas ni de 25 nudos de velocidad. Para nuestros servicios estas cifras resultan todavía un poco grandes; la opinión de las personas más sensatas y enteradas de los problemas navales es que los límites de tonelaje y velocidad para buques españoles que resulten comercialmente explotables para dar beneficio están en las 20.000 toneladas y 20 nudos. Para buques mixtos de carga y pasaje o buque de carga que puedan llevar unos cuantos pasajeros, la velocidad debe ser naturalmente menor.

La comodidad de los alojamientos es un problema más difícil de resolver. Para nosotros el mayor problema del proyecto de un buque no está constituído por el difícil cálculo de vibraciones de sus máquinas, ni por los pesados cálculos hidrostáticos de estabilidad y resistencia; el mayor problema es conseguir una distribución cómoda y una disposición de alojamientos que produzcan en los pasajeros esa sensación de encontrarse agradablemente en un sitio.

En la actualidad, en la mayoría de nuestros principales astilleros se están construyendo buques de pasaje de importancia, que serán destinados a las líneas de soberanía, líneas de América y de Extremo Oriente. Pero en muy próxima fecha esperamos tener el gusto de comunicar a nuestros lectores la firma de órdenes de ejecución de buques transatlánticos de gran envergadura para las líneas de América, y el problema de los alojamientos ha de preocupar a todos nuestros medios navales.

No tratándose de camarotes de lujo, debe pensarse en aquel confort que más agrade al pasajero y que más bienestar le proporcione. En este orden de ideas creemos que el pensamiento es concordante: el mayor confort que puede darse a un camarote que no sea de primera o de lujo no consiste en un cuarto de aseo privado con doble W. C.

La mayor comodidad de este camarote proviene en primer lugar del uso privado del W. C.; en segundo lugar, del uso del lavabo en compartimiento separado del dormitorio, y en tercer lugar, del uso del baño o de la ducha.

Entre el baño y la ducha existe modernamente muy poca diferencia en cuanto a la apreciación que las gentes hacen de esta comodidad. Las personas jóvenes, tanto muchachas como muchachos, se inclinan si cabe al uso de la ducha. Los hombres maduros o son indiferentes o se inclinan también al uso de la ducha.

Unicamente prefieren el baño con exclusividad los hombres de edad y las mujeres de edad indefinida y de edad avanzada. La razón de los primeros es la costumbre, y la razón de las segundas, la defensa del cabello contra el agua de la ducha.

Resulta de aquí que, si cabe, son mayoría los que prefieren la ducha al baño. Pero desde el punto de vista del arquitecto existe una enorme diferencia entre el baño y la ducha. Aquél requiere para cada servicio de 150 a 200 litros de agua dulce caliente; la ducha solamente requiere, en el peor de los casos, solamente de 40 a 50 de agua tibia. Esto es de extraordinaria importancia en el cálculo de los consumos, en la determinación de las características de los evaporadores y en la de las capacidades en los tanques de agua dulce.

El baño tiene que tener por lo menos unas dimensiones de 1,70 metros por 0,70. La ducha tiene más que suficiente con un espacio de 0,80 por 0,80. Cualquiera que haya trabajado en una disposición de alojamientos un poco apretada no dejará de comprender la ayuda que esta reducción de dimensiones presta al desahogo de los alojamientos. Además, la ducha puede empotrarse y permitir el libre juego de las duchas en cualquier posición.

La ducha requiere muchos menos cuidados de

limpieza y entretenimiento por parte del personal de a bordo y requiere menos reparaciones.

En consecuencia de cuanto se ha dicho, parece que en las nuevas construcciones debe tenderse a proporcionar a casi todos los pasajeros un cuarto de aseo independiente para su uso exclusivo y que en la mayoría de estos camarotes (no siendo los de primera o los de lujo) deben instalarse duchas. Sin embargo, en algunos camarotes deben ponerse baños para esa pequeña minoría que todavía los prefiere.

EL DIFICIL PROBLEMA DE LA FORMACION DEL MAQUINISTA NAVAL

El factor personal tiene cada día más importancia en el funcionamiento correcto de las instalaciones de maquinaria de los buques. Cuanto más se complica la instalación, más cuidados requiere, en líneas generales; y si es verdad que va desapareciendo cada vez más el trabajo brutal de los fogoneros y el sucio trabajo de los antiguos engrasadores, cada vez es mayor el trabajo inteligente del personal que busca siempre el mejor ajuste térmico, la mayor economía y la mejor conservación de un material delicado, expuesto a temperaturas, presiones, corrosiones y demás agentes destructores.

El trabajo intermedio, es decir, el trabajo de ajuste, de montador o de ajustador especializado, no ha desaparecido, ni desaparecerá en mucho tiempo de a bordo de los buques. Naturalmente, este trabajo depende mucho del régimen que imponga el armador en la organización interior del trabajo a bordo. Existe casi siempre la tendencia en los armadores de procurar que el personal de máquinas haga el mayor número posible de pequeñas reparaciones. El ideal óptimo para un armador sería no tener que recurrir nunca a ningún taller. Por el contrario, existe la tendencia opuesta, seguida principalmente por la Marina de guerra de todos los países, por la cual todas las reparaciones deben hacerse por personal de fuera del buque, y para ello se suelen disponer cada auxiliar o elemento en unidades autónomas (que en alemán se conocen con el ya clásico nombre de "Agregats"). En cuanto se presenta una pequeña avería se desmonta el conjunto, se manda al taller para la reparación y se sustituye por otro grupo auxiliar, previamente preparado.

Aunque este criterio llegara en el futuro a prevalecer, en las Marinas de guerra, con una arrolladora rutina, siempre habría que efectuar pequeñas reparaciones en la mar o en puertos alejados de las bases. Especialmente en buques de gran crucero, como son los submarinos, estas reparaciones no tendrían más remedio que ser ejecutadas por el personal de a bordo. Por lo que respecta a la Marina mercante, no creemos que en muchos años llegue a imperar la costumbre de prescindir del trabajo manual de ajuste y monturas del personal de máquinas.

Tres, pues, son los géneros de trabajo que debe realizar en conjunto el personal de máquinas, a saber:

a) Dirección técnica de la conducción en busca de la economía y de la conservación del material; adquisición de combustibles, lubrificantes, etc.; ordenación del trabajo a bordo; conducción directa y guardias.

b) Trabajo de conservación y limpieza, reparación de averías, entretenimiento del material.

c) Alimentación de calderas, engrase de motores y máquinas, limpieza ordinaria de las máquinas y de los locales; servicio de auxiliares a bordo.

Como es natural, simultáneamente, estos tres géneros tan distintos de trabajo deben ser realizados por distintas personas. Y si enfocamos el problema de la formación del personal parece a primera vista que deben ser tres los caminos distintos a seguir, para obtener personal que pueda realizar con el máximo rendimiento cada obra de las tres funciones anteriormente dichas.

Sin embargo, el problema no es tan fácil como parece, porque los conocimientos y las funciones se solapan en la práctica. Así, por ejemplo, el personal que tenga que desempeñar el trabajo de categoría a) debe poder enseñar y corregir al personal que tenga que hacer el trabajo de la categoría b), y a este último le ocurre lo mismo respecto al de la categoría c).

Refiriéndonos a la primera clase de personal, tienen que concurrir a la vez en el individuo cualidades de inteligencia, conocimientos técnicos, trato social, humildad, abnegación, resistencia física y entusiasmo. Estas cualidades son generalmente antitéticas y muy rara vez se encuentran reunidas en un mismo individuo. La pugna moral, por decirlo así, entre las mismas, es la causa más general del resentimiento y disgusto que muchas veces padecen los técnicos y ha sido también la base del enervamiento de muchos de ellos en todos los países del mundo.

Planteado así el problema, se ve a primera vista la enorme dificultad de su resolución. Para mayor claridad, vamos a exponer con toda crudeza la serie de dificultades que se presentan.

Primera categoría.—Está fuera de toda duda que

la preparación teórica de este personal tiene que ser bastante extensa. Por lo tanto, se precisa empezar con muchachos que tengan una base bastante amplia de matemáticas.

Es indudable que las matemáticas no pueden estudiarse bien más que a una edad no muy avanzada, luego es preciso que el personal empiece de joven los estudios.

Desde otro punto de vista, los conocimientos de índole práctica de taller requieren haber poseído el oficio de montador, para lo cual también se precisa el comienzo del aprendizaje a edad temprana.

Es sabido que el realizar estudios teóricos y aprender un oficio simultáneamente resulta muy difícil en el lapso de tiempo de que podría disponerse.

Una formación muy parecida en este sentido es la de los delineantes de las factorías. Pero en este caso la terminación del aprendizaje termina sobre los veintitrés a los veinticinco años. En el caso del maquinista, esta edad es demasiado tardía, pues a partir de la terminación de este aprendizaje tiene que estudiar toda una carrera teórica y verificar a bordo la práctica correspondiente. Todo esto lleva varios años más, lo cual imposibilita la aplicación de este plan, so pena de hacer una preparación interminable.

Desde el punto de vista moral, la posición del maquinista a bordo, desde sus comienzos, no resulta en general cómoda, salvo contadas excepciones. Embarcar por primera vez de ayudante de máquinas no puede por menos de compararse con los agregados, y más adelante con los oficiales de cubierta. Está fuera de toda duda que los conocimientos que se exigen cada día al personal de máquinas crecen con más velocidad que los que se exigen al personal de cubierta. Por otra parte, la vida del maquinista es mucho más dura que la de su colega de cubierta. Aquellas duras guardias de puente a la intemperie, en las cuales el oficial tenía que aguantar el temporal, defendido sólo por su capote y expuesto a ser arrancado por una ola, han desaparecido para dejar lugar a guardias trabajosas de responsabilidad mayor, pero mucho más cómodas y limpias, dentro de puentes confortables, con aparatos de vista clara y radiogoniómetro para corregir cualquier error en la derrota. En cambio, en la máquina han aumentado los ruidos, las temperaturas y presiones del vapor y el número de auxiliares que cuidar, y en cambio han disminuído los espacios libres para estancia del personal.

El maquinista ve siempre bien vestido al oficial de cubierta, mientras él tiene que ir embutido en su traje de buzo y además nota cómo hasta hace poco tiempo se le consideraba como de inferior categoría, siquiera fuera socialmente, y en los barcos mercantes debía comer en cámara aparte. Afortunadamente, esta diferencia tiende a desaparecer y en las nuevas unidades mercantes no existe más que un comedor único para oficiales, tanto de máquinas como de cubierta, al igual que en los buques de guerra.

Puede llegarse a una equiparación total entre los oficiales de máquinas y los de cubierta, pero no cabe duda que el servicio de aquéllos es siempre subordinado al de éstos, y que el Capitán o Comandante es el que tiene que mandar el buque en representación del armador. Así, pues, la máxima autoridad del buque nunca podrá estar en mano de los maquinistas.

Observaciones similares pueden hacerse respecto a los suboficiales, y aún con mayor intensidad ocurre este fenómeno con el personal subalterno de marineros y fogoneros.

Todas estas desventajas son la causa de la escasez de personal de máquinas en las Marinas de guerra y mercantes de todas las banderas mundiales. Los problemas del reclutamiento del personal, de su formación profesional y del desarrollo de su cometido tienen hondas conexiones entre sí y hacen que la restricción global sea cada vez más difícil, puesto que no se puede dar por resuelto uno de los tres sin haber solucionado también los otros dos.

En todas las Marinas, repetimos, existen estos problemas sin resolución completamente satisfactoria. En cada una de ellas se resuelve teniendo en cuenta las distintas idiosincrasias del pueblo de que se trata.

En unas Marinas se embarcan como Jefes de Máquinas Ingenieros Navales para buques de guerra de cierta importancia y buques de pasaje de línea; en otras, en los buques militares se reclutan los Oficiales de Máquinas en los Oficiales del Cuerpo General de Navegación, y los de la Marina mercante entre los del Cuerpo de Oficiales de Máquinas; en otras, el ingreso en el Cuerpo de Maquinistas, tanto en el de la Marina militar como en el de la Marina mercante, se hace directamente y la formación es completamente independiente, inclinada más bien a conocimientos teóricos. En fin, creemos que no hay dos Marinas que recluten su personal de máquinas de igual manera.

No tenemos autoridad para enjuiciar sobre los procedimientos empleados en España en este difícil problema, pero sí podemos, con la independencia que nos da nuestro análisis meramente objetivo y la práctica adquirida en construcciones y reparaciones navales, asentar algunas normas que puedan contribuir a la formación del ambiente propicio a la resolución de estos importantes problemas.

Desde luego, la diferencia entre oficiales de má-

quinas y oficiales de cubierta, suboficiales de máquinas y de cubierta y marineros y fogoneros, debe desaparecer por completo en cuanto a la consideración social se refiere, como asimismo en lo que se refiere a las retribuciones (con la excepción natural del Capitán). En las Marinas de guerra ocurre ya esto que decimos en más o menos grado. Para ello es necesario contribuir a la difusión de la práctica moderna de disponer una sola cámara y un solo salón de estar para todos los oficiales, un comedor para todos los suboficiales y otro sólo para todos los subalternos, marineros y fogoneros. Deberá obligarse al personal de máquinas a que se presente en las horas de comida con el debido aseo. En las instalaciones de los buques modernos se ataca el problema de los alojamientos desde este punto de vista.

Es necesario que los alojamientos de cada categoría estén en sitio similar. No hay razón ninguna para que los alojamientos de todos los maquinistas tengan que estar forzosamente al lado de los guardacalores, con poca ventilación y mala luz natural. También en las nuevas construcciones parece iniciarse esta tendencia, aunque no con la marcada inclinación que la anterior.

Parece, por último, acertado estudiar la formación del personal de máquinas en sus tres categorías antes dichas, pudiéndose basar las dos últimas en una masa de personal, formada en los Talleres y Astilleros de Construcción y Reparación de Buques o en los Arsenales del Estado.

En cuanto al personal de máquinas de la primera categoría, la solución menos mala parece la de educación directa, teórico-práctica, dando entrada al personal de los de segunda categoría en un cierto tanto por ciento.

Para el rendimiento del maquinista resulta muy importante la larga permanencia en el mismo buque. Pocas cosas hay que estropeen tanto el material como el cambio de manos. Esta verdad incontrovertible no debe ser olvidada por las personas responsables del manejo de los buques y a ella deben supeditar cualquiera otra organización, aunque existan para ello razones de cualquier otra índole.

PRECIOS DE LOS COMBUSTIBLES LIQUIDOS PARA INSTALACIONES MARINAS

En diversas ocasiones hemos publicado en las páginas de INGENIERÍA NAVAL notas de precios comparativos de combustibles en los distintos puertos de origen más importantes desde el punto de vista de la compraventa de estos productos.

La información que hemos publicado ha sido tomada siempre de periódicos tan serios como, por ejemplo, "Motor Ship" británico y en ella se comparan los precios medios en cada puerto del barril de gas para motores Diesel y del barril de fuel para calderas. Generalmente la diferencia entre los precios de ambos productos no es muy grande, y las revistas aludidas sacan de esto la consecuencia que desde el punto de economía es necesario que el consumo específico de la instalación de vapor que se compare con una instalación Diesel sea muy reducido para que el gasto de combustible pueda asemejarse al de su competidora.

Desde el punto de vista español el problema es algo diferente: el precio de la tonelada de combustible líquido en España resulta igual a la suma del precio de origen más el valor del transporte. Estos dos sumandos varían de una manera muy diferente, pues el primero se conserva más o menos constante o crece de una manera lenta, y el segundo está sujeto a las grandes oscilaciones del flete marítimo y del seguro de guerra.

Si comparamos los precios de dos toneladas de gas-oil y de fuel-oil, el primer sumando a que aludimos más arriba es diferente. Pero el segundo sumando, o sea el que representa todos los gastos de transporte, es igual para ambos casos. El resultado de esto es que el precio del producto en puerto español es muy semejante aunque se trate del fuel-oil de calderas y del mejor gas-oil para motores rápidos de camión.

En España la cuestión precio intrínseco del producto no puede, pues, inclinar la balanza en ninguna decisión económica técnica relativa a transportes marítimos. No cabe, pues, la discusión desde el punto de vista económico entre las instalaciones quemando fuel-oil y las instalaciones de motores Diesel que queman gas-oil.

En las actuales circunstancias los gastos de transporte tienen una marcada influencia en el precio total, cuando precisamente las dificultades totales son mayores. Por esto cabe preguntar si compensa en la actualidad pensar siquiera en una instalación de vapor quemando fuel-oil.

Para buques nacionales la única consideración posible de duda se encuentra entre las calderas de carbón, con posible aprovisionamiento nacional, e instalaciones de motores Diesel.

En el caso de buques de servicio transoceánico el problema del precio de combustible puede ser algo diferente, y si el aprovisionamiento es siempre en

América, la cuestión puede tener las mismas características que en el caso de buques extranjeros que hemos comentado más arriba.

Cuando desaparezcan las actuales circunstancias de restricciones y en el mundo pueda comprarse otra vez libremente cualquier producto petrolífero, se podrá hacer la comparación exacta de la economía que ambos combustibles puedan proporcionar. Sin embargo, parece descartado que las instalaciones modernas de motores Diesel-oil de baja calidad han de batir el record de la economía en el consumo de combustible.

Revista de Revistas

BUQUES DE GUERRA

LA FLOTA DE COMBATE DEL PORVENIR. (*The Marine Engineer,* mayo de 1944.)

Hay mucha dificultad en encontrar información en la actualidad sobre buques de guerra, por lo cual resulta también difícil discutir sus características. Casi la única información es la que se publica en los Anuarios oficiales.

Se dice comúnmente que la única prueba a que puede ser sometido un buque de guerra para juzgar de sus características es una batalla naval. En la guerra presente apenas ha habido encuentros navales propiamente dichos, porque, a juicio del autor, el poder ofensivo de Alemania en la mar ha sido menor con relación al poder aliado que en la guerra pasada de 1914 a 1918, y algo parecido ha ocurrido, aunque en menor relación, con la Marina japonesa frente a las Marinas británica y norteamericana.

Continúa la opinión técnica favoreciendo al buque de línea de gran tonelaje, a pesar de las pérdidas del "Príncipe de Gales" y "Repulse"; debe tenerse en cuenta que estos buques no se perdieron en un combate contra fuerzas de superficie, sino que su pérdida se debió exclusivamente a ataques aéreos dirigidos desde tierra, contra los cuales, erróneamente, no iban protegidas las unidades.

Otro argumento que se emplea a menudo a favor de la abolición del buque de línea es que su poder ofensivo y defensivo, comparado con otras armas, no son suficientemente grandes para justificar su elevado coste. Con el desembolso hecho en la construcción de un acorazado se pueden construir centenares de aviones o de submarinos que se opongan al acorazado con ventaja. Esta era la opinión de autoridades tales como lord Fisher y sir Percy Scott.

Sin embargo, la opinión más razonable ha sido la de que el acorazado debe ser reducido de tamaño y aumentado el número, con lo cual se disminuye el riesgo de pérdidas como la del "Príncipe de Gales" y el "Repulse".

Muchas autoridades americanas han opinado a este respecto, inclinándose por un buque de línea de un desplazamiento aproximado de 20.000 toneladas. A este respecto, las características que resultan para un buque de esta clase son las siguientes:

Eslora, 470 ft.
Manga, 82 ft.
Calado, 27 ft.
Velocidad, 21 nudos.
Potencia, 20.000 S. H. P.

Se ha estudiado con mucho detenimiento el mejor tipo de maquinaria para un buque de esta clase, tomando en consideración primeramente la propulsión Diesel eléctrica o turbo-eléctrica, que fué desechada por su mayor peso y por su más grande empacho.

Los acorazados alemanes de bolsillo desarrollaban 54.000 B. H. P. y el peso de su maquinaria oscilaba entre 48,5 y 51,5 libras por S. H. P. Comparando esta instalación con la de los cruceros británicos tipo "Kent", de 10.000 toneladas, a base de turbinas engranadas, resulta éste de 45 libras por S. H. P. La instalación, también de turbinas, de los portaaviones americanos, pesa 63 libras por S. H. P.

En fin, los autores se inclinan por el empleo de turbinas engranadas alimentadas por vapor a una presión de 565 libras por pulgada cuadrada y a una temperatura de 850° F. El vapor sería generado por dos calderas, cada una de 11.600 pies cuadrados de superficie de calefacción y con una capacidad horaria de 149.000 libras de vapor por hora.

La velocidad de 21 nudos parece que ha de poner a este buque en condiciones de inferioridad contra otros buques más veloces, por lo cual parece difícil que contente a la oficialidad del Estado Mayor americano.

Reducción de pesos es un factor muy importante en el proyecto y construcción de este tipo de bu-

que, y en este orden de ideas la modernización de las calderas resulta una gran ayuda. En el crucero de batalla "Renown" se sustituyeron durante su reconstrucción las antiguas calderas, en número de 42, por solamente ocho, siendo su presión tan modesta como la de 300 libras por pulgada cuadrada.

La evolución moderna tiende a reducir cada día el peso de las calderas, a pesar de las ideas conservadoras del Almirantazgo, y sin usar todavía calderas de circulación forzada, como han empleado recientemente los alemanes. En este orden de ideas, las calderas del "Jorge V", que desarrollan 125.000 S. H. P. para una velocidad de 30 nudos, han pesado casi lo mismo que las del "Nelson", que desarrollaban solamente 45.000 S. H. P. para una velocidad de 23 nudos.

La solución turbo-eléctrica es empleada profusamente por los americanos desde hace ya bastantes años en buques de guerra, pero en los acorazados tipo "New Wáshington", de 35.000 toneladas, se ha vuelto a las turbinas engranadas funcionando a una presión de 600 libras por pulgada cuadrada y 400° F. de temperatura.

Con relación a los buques del futuro, la tendencia es a la construcción de acorazados cada vez mayores, y nace otra vez la pregunta de si no se gastaría mejor el dinero construyendo acorazados de 35.000 toneladas o menos que buques de línea de 40.000 toneladas o más, como el "Lion", "Temeraire" y "Bismark", o bien de 45.000 toneladas, como los acorazados americanos. La Armada yanqui autoriza la construcción de cinco buques de 58.000 toneladas de desplazamiento "standard", que corresponden a 65.000 toneladas en carga, si bien la construcción parece, por ahora, suspendida.

Para la construcción de estos buques se necesita tener la enorme potencia económica de los Estados Unidos. El coste de un acorazado tipo "Iowa", de 45.000 toneladas, se estima en 92 millones de dólares, o bien 18,5 millones de libras esterlinas. En comparación con los 7,5 millones de libras que costaron los acorazados "Nelson" y "Rodney", de 34.000 toneladas, el "Rey Jorge V", de 35.000 toneladas, costó mucho más que los otros dos juntos, no sólo por su mayor tamaño, sino principalmente debido a la mayor perfección de su construcción.

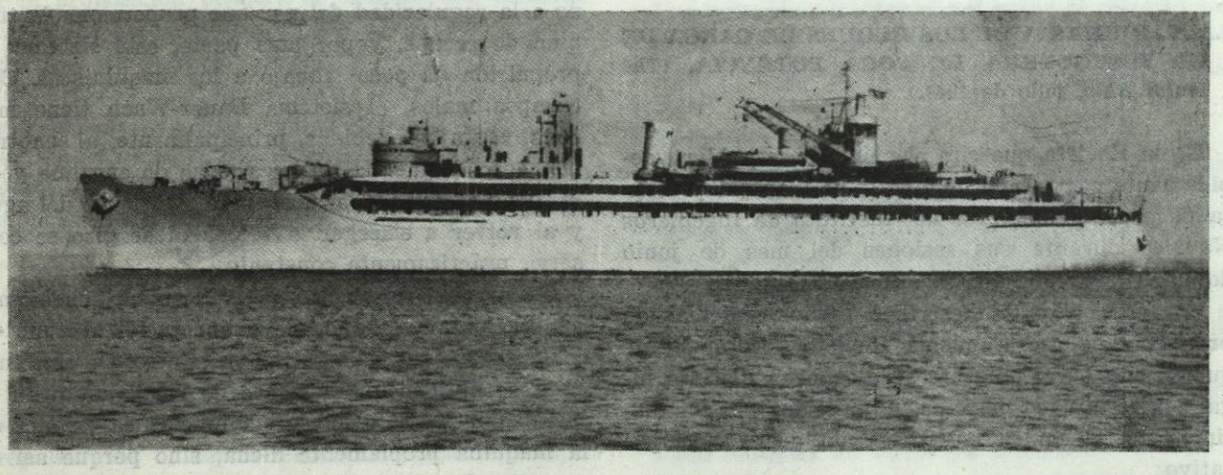
BUQUE NODRIZA DE SUBMARINOS DE 12.000 B. H. P. (*The Motor Ship,* julio de 1944.)

Para la Marina norteamericana ha sido construído alrededor de una docena de buques nodriza de submarinos de 12.000 B. H. P. de potencia propulsora, con maquinaria Diesel eléctrica.

El buque que representa la fotografía adjunta es el "Fulton". Otros buques de similar tipo son el "Sperrys", "Neptuno", "Nereus", "Orion", "Proteus" y "Bushnell".

El tiempo medio de construcción de estos buques es alrededor de veintisiete meses. La tripulación comprende, aproximadamente, 1.100 hombres, incluyendo operarios, soldadores, ajustadores, electricistas y mecánicos destinados a efectuar las reparaciones de los sumergibles averiados. El coste de uno de estos barcos es, aproximadamente, de 25 millones de dólares.

Están instalados a bordo ocho grupos generadores, cada uno compuesto de un motor de 16 cilindros General Motors de 1.500 B. H. P. y una generatriz de 1.150 kilovatios a 2.530 voltios y 62,5 períodos por segundo. El grupo gira a una velocidad angular correspondiente a 750 r. p. m.



Se montan dos motores propulsores de tipo síncrono, cada uno capaz de desarrollar 5.900 S. H. P.

Cuatro de los alternadores se utilizan exclusiva-

mente para suministrar corriente a los motores propulsores, mientras que los otros cuatro pueden ser empleados indistintamente para este objeto y para proporcionar energía eléctrica a las auxiliares de a bordo, incluyendo las de los talleres de reparaciones.

Existen dos cámaras de máquinas separadas, conteniendo cada cual cuatro generadores y un motor propulsor, así como una generatriz excitadora y un cuadro y puesto de control.

La energía eléctrica necesaria para los servicios del buque llega algunas veces hasta 2.500 kilovatios, teniendo instalada una potencia total de motores de unos 6.000 kilovatios. Existe un grupo convertidor de 850 kilovatios para carga de baterías de acumuladores de los submarinos.

Las instalaciones de los talleres de a bordo son muy importantes. Existen dos hornos eléctricos de arco que absorbe cada uno 125 kilovatios.

La velocidad del buque se controla por medio de la frecuencia de la corriente, para lo cual se empieza por disminuir la cantidad de combustible que entra en los cilindros de los motores Diesel, y cuando se opera con los motores en paralelo, el ajuste se hace simultáneo. De esta manera pueden obtenerse frecuencias comprendidas entre 16 y 62,5 ciclos por segundo. Existen mecanismos que hacen el acoplamiento simultáneo y automático a varias velocidades y a varias cargas, y de este modo se obtiene una velocidad máxima en las hélices de 140 revoluciones por minuto.

BUQUES MERCANTES

LA MAQUINARIA DE LOS BUQUES DE CARGA DE LA POSTGUERRA DE POCA POTENCIA. (*The Motor Ship*, julio de 1944.)

En la Revista que cita el epígrafe se publica, debidamente comentada, una serie de trabajos presentados por los miembros del Instituto de Ingenieros Navales durante sus sesiones del mes de junio de 1944.

En todos ellos se describen sendos sistemas de propulsión, y en la misma Revista "Motor Ship" que se cita en el epígrafe se glosan en distinto lugar los resultados principales obtenidos por las distintas instalaciones en forma de cuadro comparativo:

MÁQUINA ALTERNATIVA CON TURBINA DE EXHAUSTACIÓN SISTEMA BAUER-WACH.

En la elección de cualquier sistema propulsor intervienen, desde el punto de vista del armador, que es quien en definitiva debe disponer, los siguientes factores:

1.° Coste inicial.
2.° Seguridad de operación.
3.° Peso y empacho.
4.° Coste de mantenimiento, es decir, consumo de lubrificante y de combustible.
5.° Coste de entretenimiento.
6.° Personal requerido; y
7.° Flexibilidad y resistencia en tiempos malos.

El autor de esta primera comunicación hace todos sus cálculos con relación a una instalación de 3.250 S. H. P. o bien 3.600 I. H. P. en una sola hélice a 90 r. p. m. La instalación propulsora consta de una máquina de triple expansión y una turbina de escape engranada al eje de la máquina a través de un reductor de doble reducción y un acoplamiento hidráulico tipo Vulcan.

El coste inicial resulta alrededor del 15 al 20 por 100 más elevado que el de una instalación con máquina vulgar. La seguridad de operación es muy grande, pues la turbina puede desconectarse automáticamente en muy pocos segundos, y entonces se puede dar adelante y atrás con el 80 por 100 de la potencia.

El peso de una instalación como la descrita, lista para dar vapor, es de 650 toneladas; resulta casi el mismo peso que para una instalación de una máquina corriente; el espacio ocupado es sensiblemente menor. El consumo de combustible es de 40 toneladas de carbón o 27 toneladas de aceite combustible por singladura, y el consumo de aceite es el mismo que el de una máquina vulgar, más un galón diario para turbina.

Los gastos de mantenimiento son pequeños, debido a la regularidad del par que proporciona la turbina de escape, y por otra parte, este sistema de propulsión da poco trabajo a los maquinistas. Con tiempos malos, el sistema Bauer-Wach tiene muchas ventajas, debidas principalmente al enorme momento de inercia de las ruedas de engrane y de la turbina. Por eso, al descubrirse la hélice del agua y al volver a emerger la velocidad de giro se conserva prácticamente constante.

En algunos casos se usa un sistema consistente en recalentar el vapor de exhaustación de uno de los cilindros antes de entrar en el otro. De esta manera se obtiene un momento de rendimiento en la instalación, no sólo con la mayor eficacia térmica de la máquina propiamente dicha, sino porque así se permite el empleo de vapor recalentado.

TURBINAS DE ESCAPE SISTEMA GOTAVERKEN.

En este sistema, el vapor de exhaustación es aprovechado en una turbina que está unida directamente a un compresor rotativo o centrífugo. Este com-

presor aspira el vapor de exhaustación del cilindro de A. P. o de M. P. y lo comprime, descargándolo al cilindro siguiente.

Como la válvula distribuidora debe funcionar con vapor a muy distintos volúmenes específicos, según se use o no el compresor, se montan en las distribuciones unas galerías con válvulas de no retorno, que solamente se abren en el caso de que no trabaje el compresor.

Este sistema tiene la ventaja de su sencillez y de la ausencia de engranajes. También puede darse atrás funcionando la turbina de escape.

Propulsión por motores Diesel Doxford.

El autor de este comunicado considera tres soluciones.

En la primera se disponen todas las auxiliares del casco movidas por vapor. En la segunda se estudia la solución más económica desde el punto de vista de consumo, es decir, todas las auxiliares del casco y de la máquina que están movidas eléctricamente, y la energía eléctrica se produce en un generador de mucha potencia y reducido consumo específico, y en la tercera solución todas las auxiliares son eléctricas, generándose la corriente por grupos Diesel dínamos de la manera que es vulgar en las motonaves.

El autor describe a continuación el motor Doxford propuesto, que es del tipo "standard" de cuatro cilindros, capaz de desarrollar 3.300 B. H. P. a 108 revoluciones por minuto, con una presión media de 88 libras por pulgada cuadrada.

Para obtener el vapor necesario a las auxiliares, en la proposición primera se montan dos calderas cilíndricas que trabajan a 120 libras por pulgada cuadrada de presión, además de una caldereta de escape. En la solución segunda, la caldereta de escape alimenta un tubo generador capaz de suministrar energía eléctrica a todas las auxiliares. En la solución tercera se montan tres grupos Diesel dínamo de 100 kilovatios.

Motor Diesel Sulzer de dos tiempos simple efecto.

El autor de este comunicado describe con todo detalle la instalación de maquinaria, cuya máquina propulsora es un motor Sulzer de cinco o de siete cilindros y de 72 ó de 60 sentímetros de diámetro por 125 ó 104 centímetros de carrera, respectivamente. La potencia en cada uno de los casos es de 3.500 ó de 3.325 B. H. P. a 125 y 145 r. p. m. Esta instalación no tiene particularidades especiales dignas de mención.

En la alternativa, el autor propone la montura de un motor de iguales características que las anteriores, pero de tipo de émbolo buzo, que ha sido desarrollado hace reltivamente poco tiempo por la Casa Sulzer.

Turbinas engranadas de alta presión.

La maquinaria propuesta para este caso consta de un grupo turbo-reductor compuesto de tres turbinas engranadas a un eje común. La potencia desarrollada es de 3.500 S. H. P. a 90 revoluciones de la hélice.

Propulsión turbo-eléctrica.

Las ventajas puestas de manifiesto por el autor de este comunicado en relación con la propulsión turbo-eléctrica son las conocidas y vulgarizadas por todos los escritores, entre las cuales se encuentran la ausencia de la turbina de marcha atrás, la facilidad extraordinaria de maniobra, el pequeño consumo a marchas reducidas y el posible empleo de vapor a presiones de temperaturas muy elevadas.

Propulsión Diesel eléctrica.

Las ventajas de este procedimiento son similares a las de la propulsión turbo-eléctrica. El autor publica un cuadro con las principales características de la instalación propuesta.

Propulsión por motores Diesel engranados.

Las ventajas aducidas por el autor en relación con este sistema de propulsión son las siguientes:

Menor espacio requerido por las cámaras de máquinas.

Menor peso.

Mayor facilidad de manejo de las piezas de los motores.

Menores costes de mantenimiento.

Menores costes de las piezas de respeto.

Mayor economía en combustible lubrificante.

Centro de gravedad más bajo de la instalación de maquinaria.

Mayor facilidad de defensa contra las vibraciones de torsión.

Fácil montura en buque ya existente.

Casi todas estas ventajas son evidentes. El menor consumo de combustible de aceite resulta como consecuencia del tiempo de navegación en que el buque desarrolle potencia reducida, ocasión en la cual puede desconectarse uno o varios motores y hacer marchar los restantes a plena carga.

En cada una de estas soluciones, los autores pu-

blican sendas disposiciones de la maquinaria y un número muy grande de datos, por todo lo cual el artículo de referencia resulta sumamente interesante. Recomendamos a nuestros lectores interesados en la elección de un sistema de propulsión para buques de carga de potencias medias el estudio del trabajo que hemos glosado.

En la misma Revista que se especifica en el título se publica la discusión de cada uno de los comunicados a que anteriormente hemos hecho referencia, por lo cual la información resulta muy completa.

TREINTA Y TRES REMOLCADORES A MOTOR TIPO NORMALIZADO. (*The Motor Ship*, julio 1944.)

Desde hace ya bastantes meses se han venido a construir en América un buen número de remolcadores de 1.000 B. H. P. propulsados por motores Diesel y propulsión eléctrica, que han prestado valiosos servicios en las campañas y desembarcos de Africa y de Italia.

Estos buques son interesantes desde el punto de vista de su instalación de maquinaria, cuya planta propulsora está compuesta por un motor de 12 cilindros, dos tiempos, General Motors, capaz de desarrollar 1.200 B. H. P. Este motor está acoplado directamente a un generador de corriente continua de 800 kilovatios.

El grupo principal suministra energía eléctrica a un motor de 1.000 B. H. P. a 875 r. p. m., montado sobre una caja reductora de engranes que reduce la velocidad de giro en la hélice a 200 revoluciones por minuto.

En el artículo a que hacemos referencia se publica la disposición general del buque en cuestión. El grupo generador se encuentra montado cerca de la cuaderna maestra, mientras que el motor eléctrico, con su reductor, está montado en una parte plana de la cámara de máquinas situada a popa. Los espacios comprendidos debajo del motor eléctrico están destinados a carga de combustible.

El remolcador tiene una eslora de 102 pies dos pulgadas, una manga de 24 pies y un puntal de 12 pies cuatro pulgadas.

El primero de esta clase, llamado "Intent", fué construído en los Astilleros de Port Arthur (Texas), en un tiempo que no fué superior a los treinta días, y dos o tres días después se llevaron a cabo sus pruebas de mar. Después de cinco semanas de navegación llegó a Recife, situado en las costas Este del Brasil, rellenó allí sus tanques de combustible y siguió navegando hasta la ciudad de El Cabo.

Tanto este primero de la serie como todos los demás han dado un exelentec resultado.

En el artículo a que nos referimos se publica, además de los planos de disposición ya mencionados, una fotografía de uno de los buques de esta serie.

CONSTRUCCION NAVAL

REPARACIONES EN BUQUES SOLDADOS, por James Turnbull. (*The Shipbuilder and Marine Engine-Builder*, junio de 1944.)

Las demandas de la guerra en cuanto a construcción de buques se refiere han tenido como consecuencia el desarrollo de la construcción de buques soldados. Se ha construído muchísimo en los últimos años empleando la soldadura, y con buen resultado.

Sin embargo, se han presentado algunas dificultades en la misma construcción y, desde luego, en la reparación de buques, como consecuencia de averías. En el artículo presente, el autor propone una serie de remedios a las averías más comunes.

Las dificultades mayores de construcción han sido la presencia de agrietamientos, que, según el autor, puede ser debido a tres causas principales: faltas en la mano de obra, tensiones residuales y un dibujo inadecuado de las estructuras. Además, pueden presentarse casos en los cuales la causa sea una combinación de las anteriores.

La experiencia enseña que cualquier falta en la mano de obra es más peligrosa en la estructura soldada que en la remachada, y por esto puede asegurarse que nunca será exagerada la vigilancia en el trabajo. Los defectos más corrientes de mano de obra son el deficiente ajuste, el incorrecto perfil de las soldaduras, las inclusiones de escoria, especialmente en la raíz de la soldadura, y la falta de penetración. El autor recomienda, como regla general, descarnar completamente toda la soldadura que ofrezca la más ligera duda.

A continuación presenta dos ejemplos, en los cuales la soldadura ha quedado agrietada. Se trata de una junta de tope en el forro de una cubierta y también de otra costura de tope en un forro exterior. La cura en ambos casos consiste en el descarnado de la soldadura y en la nueva soldadura hecha a pequeños trozos con paso atrás, en sentido contrario de la dirección general de la soldadura. Primeramente deben soldarse de esta manera dos trozos de las costuras longitudinales de unas 12 pulgadas y después el tope de costuras transversal, también de la manera indicada.

Por lo que se refiere a las tensiones residuales, el autor afirma que si en un período muy corto de tiempo, después de la construcción o de la reparación, no se han presentado grietas, éstas no se pre-

sentarán en lo sucesivo. Esta misma afirmación (que hemos visto hecha por numerosos autores, y que parece un hecho incontrovertible) representa una de las mayores garantías de la construcción soldada.

Pueden presentarse también grietas como consecuencia de disposiciones estructurales. A este respecto, el autor afirma que uno de los lugares más

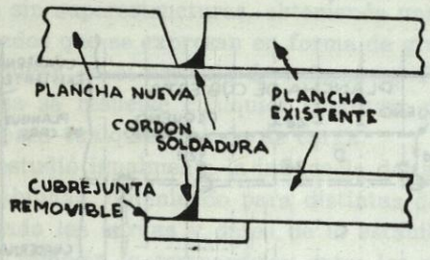


FIG.-1

expuestos a agrietamientos son las esquinas de las escotillas, en donde suelen presentarse rajaduras sobre la chapa del forro de cubierta y sobre el refuerzo de la misma. En este caso, el autor propugna la solución siguiente: Debe cortarse la chapa rajada y su conexión con la brazola y colocar una chapa en sustitución de la misma. Debe tener un pequeño radio en el centro, así como la chapa de refuerzo. También debe quitarse la chapa vertical de la brazola, sustituyéndose por otra. Por último, la chapa de refuerzo debe soldarse a la brazola, formando un canal entre su tope y la cara vertical, canal que debe ser rellenado por soldadura.

En otras ocasiones puede existir un ángulo vivo en una de las chapas que origine el cebo de una grieta, tanto en la unión de la traca con el trancanil, por ejemplo, o bien por haber practicado algún imbornal o agujero de desagüe, etc.

En estos casos, el autor propugna la sustitución de los ángulos vivos por bordes redondeados. En todo caso, el final de las grietas debe terminarse por medio de un taladro, que luego se rellena con soldadura.

Cuando se trata de reparar averías producidas por colisión, por ejemplo en chapas o elementos estructurales que no puedan ser enderezadas en su sitio o reparadas por soldadura, se deben quitar las chapas por medio del soplete, teniendo cuidado que las nuevas costuras soldadas queden en armonía con las antiguas costuras de construcción. Los pedazos de chapa extraídos deben tener esquinas redondeadas: los ángulos vivos pueden producir tensiones locales o por lo menos cebos de grietas.

Teniendo cuidado con el manejo apropiado del soplete y llevándole inclinado y con guías, se puede conseguir un ahorro considerable en el trabajo de ajuste y de preparación de los cantos de las chapas.

Resulta a veces conveniente dejar el tope de la plancha existente completamente a escuadra y el de la nueva chapa un poco inclinada. Con ayuda de un suplemento posterior que luego se quita, se puede poner una base de soldadura, y que luego sirve de sostenimiento o raíz a la soldadura de la junta (véase fig. 1). El autor presenta el ejemplo de la reposición de un trozo de cuaderna, como se ve en la figura 2. La razón para tener que colocar una chapa en forma de cubrejuntas, es que por regla general los topes de los perfiles laminados están bastante mal terminados y la soldadura de los mismos es defectuosa.

En el caso general de tener que cambiar una serie de chapas y elementos del forro exterior, como consecuencia de una vía de agua, tal como se ve, por ejemplo, en la parte izquierda de la figura 3, resulta recomendable en todo caso cuidar de que los fenómenos de contracción no creen demasiadas tensiones y de que al dilatarse las chapas tienen espacio suficiente. Al menos una de las costuras del enchapado de la figura 3 tiene que hacerse en malas condiciones.

Según el autor, el orden de trabajo tiene bastante importancia en el caso precedente y debe hacerse como sigue:

1.° Deben montarse las cuadernas e invertidos, soldando las caras de ajuste en las partes bajas de las cuadernas. Se debe empernar la parte superior de las cuadernas a la estructura existente.

2.° Colocar y ajustar la chapa *A* y comenzar a

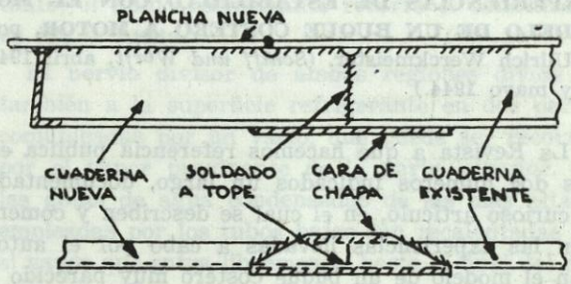


FIG.-2

soldar por el siguiente orden: Tope *1 a;* cara de las cuadernas en un espacio de seis pulgadas, empezando desde la cuaderna más próxima al tope soldado; ajustar y preparar el tope *2 a,* soldándolo después; soldar la costura longitudinal *3 a;* completar la soldadura de las cuadernas a los lados de la costura longitudinal *3 a.*

3.° Montar las chapas restantes, *B, C, D,* proce-

diendo de la misma manera que se ha procedido en la chapa *A*.

4.° Soldar los topes superiores de las cuadernas y las caras de ajuste.

En todas las costuras soldadas debe emplearse el procedimiento de trozos pequeños con vuelta atrás soldados en sentido contrario al principal de la soldadura.

En el caso de reparaciones se suele calentar en algunos astilleros los cantos de las juntas hasta una temperatura tan cerca como sea posible del punto de solidificación. En otros se acostumbra a enfriar la soldadura de ciertas partes para disminuir las tensiones residuales.

El trabajo de reparación no resulta por regla general económico en el sistema de prefabricación.

El artículo resulta sumamente interesante por los datos prácticos que contiene.

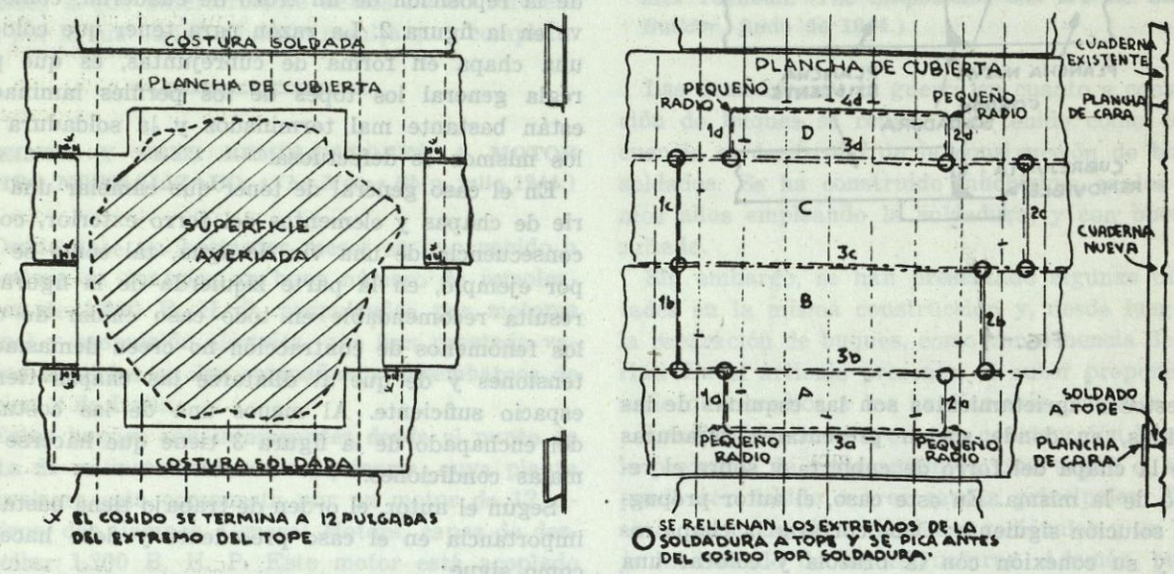


FIG. - 3

TEORIA DEL BUQUE

EXPERIENCIAS DE ESTABILIDAD CON EL MODELO DE UN BUQUE COSTERO A MOTOR, por Ullrich Werckmeister. (*Schiff und Werft,* abril 1944 y mayo 1944.)

La Revista a que hacemos referencia publica en los dos números indicados un largo, documentado y curioso artículo, en el cual se describen y comentan las experiencias llevadas a cabo por el autor con el modelo de un buque costero muy parecido a los de 500 toneladas que se construyen profusamente en los Astilleros españoles, para determinar todas las características de estabilidad del mismo.

Dado el detalle y la extensión del artículo, así como su carácter marcadamente especialista, no se presta a una glosa o extractación, que, por otra parte, tampoco habría de ser de interés para la generalidad de nuestros lectores no dedicados exclusivamente a los ensayos del canal de experiencias. Damos aquí solamente la referencia del mismo, para que, en caso de interesar a alguno de nuestros lectores, pueda buscarlo en la conocida Revista, cuya adquisición, por otra parte, es sencilla en España.

El autor empieza diciendo que por medio del indicador de estabilidad de Kempf se puede llegar a obtener un indicador de momentos con el que se estudie la estabilidad del movimiento de los buques, y para esto propone la aplicación del aparato al modelo de un costero, cuyas características, comparadas con las del modelo, son las siguientes:

	Buque	Modelo
Eslora entre perpendiculares.....	43,50	3,625 m.
Manga	8,00	0,667 m.
Puntal	3,43	0,286 m.
Calado	3,05	0,254 m.
Desplazamiento	708 P. M.	
Volumen de carena.....	685 m³	396,41 dm³
Coeficiente de bloque.....	0,645	

El buque tenía máquina a popa con una superestructura de 2,10 metros de entrepuente, dos escotillas para carga con sus correspondientes brazolas de 0,4 metros de altura y una superestructura en el casquillo cuyas dimensiones se dan.

A continuación describe el autor el método seguido en las experiencias. Para las mismas se emplea un aparato del cual se suministra una fotografía y un esquema. El aparato consiste en un medi-

dor muy exacto de ángulos de escora, con contactos eléctricos. El modelo se hacía escorar merced a un par perturbador dirigido por peso. El centro de gravedad estaba determinado previamente, y con ayuda del aparato se determinaban los brazos de palanca y la curva de estabilidad en la misma forma que se hace en las experiencias de estabilidad de los buques.

En primer lugar se investigó la estabilidad del buque sin superestructuras, obteniendo una serie de resultados que se expresan en forma de gráficos que se publican en el artículo de referencia. Por medio de ellos se resuelve cualquier problema de estabilidad para cualquier estado de carga.

Se estudió igualmente la influencia del asiento en la estabilidad, obteniendo para distintas diferencias de calado las curvas y datos de la estabilidad, haciendo también la comparación entre los resultados obtenidos por la experiencia y los deducidos de los cálculos clásicos de carenas inclinadas.

Como en esta clase de buques tienen mucha influencia las superestructuras en la curva de estabilidad, se procedió a repetir todas las experiencias con un modelo exactamente igual que el buque, es decir, con superestructuras también a escala. Los resultados obtenidos se ven influenciados por la discontinuidad de las curvas de estabilidad al llegar la flotación a las superestructuras.

Igualmente se estudió el efecto del asiento en la estabilidad, teniendo ya en cuenta las superestructuras.

Por último, se hicieron ensayos de la estabilidad con superestructura en el caso de disponer una cubertada de carga de madera. Para ello se construyó a escala tabloncitos y se estibaron en la misma forma en que deben ser llevados los tablones o cosas en verdadera magnitud.

De todas estas experiencias se publican los resultados en forma gráfica, así como numerosas fotografías del modelo en el momento de las experiencias, haciendo un total de 53 figuras.

MAQUINAS Y TURBINAS DE VAPOR

PRACTICA DE LOS MODERNOS CONDENSADORES, por Federico Alton. (*The Marine Engineer,* mayo de 1944.)

Desde el punto de vista termodinámico, un condensador debe ser clasificado entre los principales accesorios y está destinado a disipar el vapor latente del vapor de exhaustación.

El vacío es uno de los factores más importantes en la economía térmica de la instalación, y es también evidente que la temperatura del agua condensada debe ser igual a la temperatura que corresponde a la presión de exhaustación. Cualquier diferencia en menos de la temperatura del agua extraída representa una pérdida de rendimiento en el sistema propulsivo.

Si las dimensiones del condensador son pequeñas, la temperatura del agua condensada y, por lo tanto, del vapor aumenta. Sin embargo, si se hacen más grandes las dimensiones del condensador de lo debido, la temperatura del agua disminuye y no por eso el vacío aumenta. En algunas ocasiones se han encontrado notables ventajas desmontando una porción de tubos entre las placas de un condensador.

Es de la mayor importancia, pues, que la diferencia entre la temperatura de entrada de vapor y de la de la salida del agua condensada no sea mayor de unos cuantos grados (de 10 a 15 grados F.). Es sabido que por 10 grados Franeri que aumenta esta diferencia, el consumo de combustible aumenta también en un 1 por 100.

A este respecto y sobre estas bases ha sido desarrollado en los últimos años el conocido tipo de condensador regenerativo de la Casa Weir, del cual el autor publica en el artículo de referencia una fotografía con las tapas desmontadas y un corete esquemático.

El condensador está dividido en dos secciones completamente independientes que trabajan en paralelo. La exhaustación de la turbina se hace por una brida superior que cuelga el condensador de la parte inferior de la turbina de *B P.* Cada una de las dos partes del condensador está dividida en dos en cuanto a la región del agua se refiere; por lo tanto, el flúido refrigerante recorre el condensador en ida y vuelta.

El nervio divisor de ambas regiones divide así también a la superficie refrigerante en dos partes, comunicadas por un vacío, que puede ser recorrido por el vapor provinente de la parte superior. Así las gotas de agua condensadas de las más altas y empleadas por los tubos bajos son recalentadas por el vapor que entra libremente, hasta el final del condensador. Por esto se llama el tipo regenerativo, es decir, de superficie/mezcla.

Uno de los costados del condensador está separado por medio de una pantalla inclinada. Esta región está surcada de tubos de malla fina. Los vapores subcondensables y el aire son enfriados en esta región, adonde concurren por el principio de Carnot. Desde aquel lugar son extraídos por los eyectores.

Las pérdidas de aire en el condensador tienen una influencia muy grande en el funcionamiento térmico del mismo. No causan una caída en la temperatura del agua condensada con relación a la temperatura

del vapor, pero disminuye en el vacío. Si las pérdidas de aire fueran tales que hicieran desaparecer todo el vacío, la temperatura del agua subiría hasta 100 c.

En el condensador regenerativo tiene lugar la refrigeración automática de los gases incondensados en el sentido de que cuanto mayor es ésta mayor número de tubos se destinan a este trabajo.

Los modernos eyectores usados en los condensadores constan generalmente de dos o de tres fases, a fin de que la compresión del aire extraído se haga de una manera gradual y con un mejor rendimiento, porque es sabido que el rendimiento del eyector disminuye cuando aumenta la relación de compresiones. Entre cada dos fases y al fin de la última existe un refrigerador por el que actúa el agua provinente de la bomba de aire por un lado, y por otro la descarga de los eyectores. De esta manera el calor del vapor empleado en los eyectores se recupera para la del agua de alimentación.

La temperatura del agua de circulación del condensador tiene gran importancia en el trabajo del eyector. Cuanto más caliente sea, el volumen específico del agua ha de ser más grande, y por lo tanto, el rendimiento del eyector debe ser mayor.

A continuación describe el autor el conocido tipo de bomba de aire Paragon, que por ser tan vulgar hacemos gracia a nuestros lectores de la descripción del mismo.

Como datos interesantes el autor publica un cuadro con todas las características de un gran número de buques americanos. Como consideramos de interés estos datos para comprobación de proyectos y como información comparativa, publicamos el adjunto cuadro, cuyos datos se refieren a instalaciones de buques de turbinas de tipos bastante modernos.

El material más empleado en los tubos del condensador es el 1 tln. tipo Almirantazgo, que tiene 70 por 100 de cobre, 29 por 100 de cinc y un 1 por 100 de estaño. Este 1 por 100 de estaño tiene gran importancia y proporciona al tubo propiedades muy notables de resistencia contra la erosión y además contra el fenómeno de la densificación o disminución de la proporción de cinc.

Los americanos usan también otra aleación muy común a base de cuproníquel (70 por 100 de cobre, 30 por 100 de níquel). Esta aleación se ha hecho ya de empleo universal. Presenta una enorme resistencia a la corrosión, por la cual es prácticamente inalterable, pero en cambio resiste peor el metal del Almirantazgo el impacto y la erosión debida al vapor.

Por último, el autor da una serie de consejos que deben seguirse en el dibujo de los condensadores, principalmente encaminados a evitar la erosión debida al agua, la formación de remolinos y otras pérdidas.

DATOS DE CONDENSACION DE BU

Desplazamiento en toneladas	16.900	21.200	21.700
Tipo de buque	Petrolero	Petrolero	Petrolero
Año de terminación	1939	1939	1942
S. H. P. normal	3.500	4.000	6.000
S. H. P. máximo	3.850	4.400	6.600
Presión en la válvula de cuello (Kg./cm.²)	26,25	26,25	30,80
Temperatura en la válvula de cuello en grados C	385	371	379
Consumo normal de la instalación de maq. que debe condensarse (Kg./h.)	12.684	14.079	21.635
Vacío en milímetro de mercurio	726	721	726
Condensador principal:			
Número por buque	1	1	1
Número de fases	2	2	1
Superficie refrigerante en m²	418,05	444,91	563,40
Longitud de los tubos del condensador entre placas, en metros	3,65	4,26	4,26
Vapor condensado en régimen normal (Kg./h.)	11.619	12.546	17.830
Bombas principales de circulación (monofásicos, centrífugos, núm.)	1	1	1
Capacidad de cada bomba en m³/h	1.135	1.418	3.064
Presión de descarga en m	7,62	8,53	4,87
Potencia del motor eléctrico (H. P.)	40	60	75
Bombas principales de extracción (centrífugas):			
Número de bombas	2	2	2
Número de fases de las bombas	2	1	2
Capacidad de cada bomba en m³/4	22,7	26,3	34
Presión de descarga, en m	53,37	44,22	50,32
Potencia del motor eléctrico (H. P.)	15	15	15
Eyectores principales (dobles bifásicos, número)	1	1	1
Capacidad de cada uno en Kg. de aire seco por hora	9,06	8,38	13,59
Vacío en milímetro de mercurio	723	717	723

CALDERAS

CALDERAS MARINAS ACUOTUBULARES. (*Engineering and Boiler House Review,* junio de 1944.)

Las reducciones en espacio y en peso requeridas por las modernas instalaciones de calderas a bordo de los buques han hecho precisa la introducción de profundas modificaciones en los dibujos de las calderas según el sistema clásico. Al mismo tiempo ha habido necesidad de introducir también modificaciones para adaptar las nuevas calderas marinas a las nuevas condiciones de servicios, especialmente en cuanto a la presión y a la temperatura de vapor se refiere. Las reducciones de peso y espacio han llevado siempre aparejadas unas reducciones en el volumen de la cámara de combustión, y, por lo tanto, ha habido necesidad de disponer más juiciosamente de los elementos de transmisión del calor para no disminuir, sino aumentar todavía más los rendimientos totales de la caldera.

Las principales modificaciones que han experimentado las calderas en los últimos tiempos han sido las siguientes:

Disminución de los diámetros de los tubos, con lo cual se consigue un mejor coeficiente de transmisión térmica y una mayor velocidad de agua dentro de los mismos.

El peso de la caldera por pie cuadrado de superficie de calefacción ha bajado de 9,34 a 4,15. El peso del agua contenida en la caldera ha disminuído también desde 3,52 a 0,69 libras por pie cuadrado de superficie de calefacción.

Las calderas relativamente modernas de paso de humos a través de los haces de tubos en zig-zag han ido cediendo el paso a las calderas de llama directa, debido al uso de tubos delgados, lo cual permite un aumento de velocidad de los gases. El autor describe las calderas de nuevo tipo, sistema Babcock & Wilcox, del cual publica un esquema y da los datos principales de vaporización y superficie de calefacción de los tubos hervidores y de los tubos recalentadores, así como de los economizadores. Esta caldera se caracteriza por la poca resistencia de su estructura al paso de los gases, que puede calcularse solamente en 0,2 pulgadas de agua para toda fuerza.

Otra particularidad de esta caldera es que el hogar está revestido de tubos que, formando conjunto con unos tubos exteriores de banda, añaden un nuevo sistema circulatorio a la caldera Babcock & Wilcox. El total de presión necesaria para el tipo forzado es, a toda fuerza, de 3,3 pulgadas de agua.

La caldera Yarrow, por su parte, ha sufrido desde hace algún tiempo profundas modificaciones. El tipo clásico de tres colectores ha sido modernizado en el sentido de dividir el hogar en dos partes por

QUES DE TURBINAS AMERICANAS

21.200	20.700	23.100	14.000	14.100	14.400	15.000	12.800
Petrolero	Petrolero	Petrolero	Mixto	Mixto	Carguero	Carguero	Carguero
1942	1941	1939	1939	1940	1939	1941	1940
7.000	10.900	13.500	9.000	7.800	8.000	6.300	4.000
7.700	12.000	15.200	10.000	8.600	8.800	6.930	4.400
29,75	26,25	29,75	29,75	29,75	29,75	30,80	30,80
393	385	385	393	393	390	393	393
22.787	38.117	47.309	33.390	31.949	29.318	21.746	14.132
726	726	726	726	726	726	728	726
1	1	2	2	1	1	1	1
1	2	2	2	1	1	1	1
733,10	1.144,15	607,10	563,40	779,55	875,61	650,76	340,08
4,26	4,20	3,04	3,15	4,03	4,26	4,03	3,65
21.381	29.960	19.652	13.209	22.409	23.664	17.728	11.392
1	1	2	2	1	2	2	1
3.405	4.086	2.383	1.861	3.405	4.540	1.747	1.939
4,57	8,53	8,23	7,62	4,57	4,87	4,87	4,57
75	175	100	70	75	120	40	40
2	2	3	4	2	2	2	2
2	1	2	1	1	1	1	1
40,8	49,9	34,0	22,7	36,3	38,5	26,1	15,8
52,46	39,65	52,76	45,75	41,17	25,06	50,32	45,75
18	15	15	10	15	7,5	11,2	10
1	1	2	2	1	1	1	1
13,59	19,93	13,59	11,32	15,85	15,85	13,59	6,79
723	723	723	723	723	723	723	736

medio de una pantalla vertical en una de estas semicalderas. En una de estas mitades se montan los elementos recalentadores, mientras que en la otra no hay ninguno. La temperatura de vapor recalentado se controla a marchas reducidas, disminuyendo el consumo de los recalentadores de la media caldera que no tiene recalentadores. De esta manera, el flujo de vapor saturado a través de los recalentadores disminuye, y la temperatura se conserva constante.

El principio de la subdivisión de los hornos para servir a los elementos evaporizadores y recalentadores se aplica en toda su fuerza en las calderas Foster-Wheeler. En estas calderas (de las cuales se publica un esquema en el artículo de referencia) se disponen dos hornos, uno servido por cuatro mecheros, en el cual están montados los elementos vaporizadores. El circuito se verifica a través de tres colectores, dos inferiores y uno superior, como en una caldera Yarrow. Lateralmente a este horno se monta otro servido por dos mecheros, que es recorrido únicamente por el vapor recalentado. Los gases provinentes de la combustión de los recalentadores pasan a través de los tubos de subida del horno y elementos hervidores, sacando así parte de su calórico. El autor publica todos los datos de calderas Foster-Weeler del último modelo.

Otra variante de calderas de este tipo son las de forma de D, de la cual también se publica un esquema.

Lo más interesante del artículo resulta su final, en el cual se publican tres gráficos, dos de ellos referentes al tanto por ciento de aprovechamiento y pérdidas del calórico quemado en los hornos en función de la carga de la caldera. Uno de estos gráficos se refiere a calderas quemando carbón y otro quemando petróleo.

En el primero, el máximo rendimiento corresponde a un 70 por 100 de la carga de la caldera, y puede evaluarse en un 74 por 100. En el segundo, el máximo rendimiento corresponde al 20 por 100 de la carga de la caldera, y alcanza hasta un 90 por 100, para ir después decreciendo casi proporcionalmente a la carga: a un 100 por 100 de carga corresponde casi un 85 por 100 de rendimiento.

En ambos diagramas, la pérdida mayor corresponde al calor robado por los gases. En las calderas de carbón, y al 100 por 100 de la carga, esta pérdida es de un 20 por 100; en las calderas de petróleo del tipo más moderno con economizadores, etcétera, y también al 100 por 100 de la carga, esta pérdida es de un 9 por 100.

En cambio, las pérdidas por humedad son mucho más grandes en las calderas de petrolero que en las de carbón: en aquéllas alcanza aproximadamente un 6 por 100 y se conservan casi constantes para cualquier régimen de carga.

La temperatura de salida de los gases va creciendo con la carga casi linealmente en ambos casos.

El tercer gráfico muestra la temperatura de salida de los gases en función de la intensidad de combustión, o sea el peso en libras de combustible quemado por cada pie cuadrado de superficie de calefacción para distintas clases de calderas. En este gráfico puede verse cómo disminuye la temperatura de salida de los gases cuando se va perfeccionando el tipo de la caldera, especialmente por la adición de economizadores.

El artículo resulta interesante por la gran experiencia que el autor tiene en este material.

MOTORES

TEMPERATURA DE LOS GASES DE EXHAUSTACION. (*The Oil Engine*, mayo de 1944.)

El artículo a que nos referimos es el segundo y más importante de una serie de dos que el autor escribe en la Revista de referencia con relación al tema del epígrafe. En este artículo, el autor analiza cada uno de los factores que influyen en la temperatura de los gases de escape, que, como saben nuestros lectores, tanta influencia tiene a su vez en el regimiento y buen funcionamiento de los motores Diesel.

Los distintos factores que el autor analiza son los siguientes:

a) *Variaciones de la presión media efectiva.*—El autor presenta un cuadro comparativo del funcionamiento de dos distintos motores, ambos de 4 T, con cámara de precombustión Ricardo-Comert, girando a unas 1.000 r. p. m. En dicho cuadro se ve que para un aumento de p. e. m. de 17,3 por 100 resulta a toda fuerza un aumento de 34 por 100 en la temperatura de los gases de escape. En las máquinas mayores y más lentas, la temperatura de los gases de escape es menos sensible a la carga. Para 4 T, las temperaturas medias en grados F son las siguientes: media carga, 440° F.; tres cuartos de carga, 575° F.; plena carga, 740° F.; 110 por 100 de la carga, 810° F.

b) *Consumo específico de combustible.*—Tiene bastante influencia en la temperatura de la exhaustación. Por ejemplo, en una máquina de 4 T, si el consumo específico sube el 12 por 100, la temperatura de exhaustación aumenta en un 23 por 100. El autor publica un pequeño cuadro con cuatro valores correspondientes.

c) *Velocidad de la máquina.*—Este factor es uno de los más claros, cuya influencia se demuestra en un cuadro adjunto al artículo de referencia, en el

cual se dan, para cuatro casos, las temperaturas de exhaustación, a cuatro regímenes, para distintas velocidades, conservando en cada caso constante la p. e. m. Si la velocidad del cigüeñal aumenta en un 10 por 100, la temperatura de los gases de escape aumenta: en un 75 por 100 a media carga, en un 6 por 100 a tres cuartos, en un 5 por 100 a plena carga y en un 4 por 100 a 110 por 100 de plena carga.

d) *Tipo de la cámara de combustión.*—Este factor tiene bastante importancia. El autor considera que los valores medios para motores de 4 T de unas 600 r. p. m. son los siguientes: inyección directa con válvula de aspiración escondida, 700° F.; cámara de combustión Comet, 700° F.; válvulas horizontales, 730° F.; inyección directa cámara corriente, 750° F. Se publican dos pequeños cuadros con cuatro casos de motores de distinta clase de cámara de combustión.

e) *Forma de la aspiración.*—Para un valor dado de la p. m. e., los motores sobrealimentados tienen una exhaustación mucho más fría que los motores de aspiración normal. Así, por ejemplo, en un motor de 300 r. p. m. y 600 B. H. P., las temperaturas medidas fueron 680° F. con aspiración normal y solamente 600° F. con sobrealimentación; a 800 B. H. P., las cantidades correspondientes a las anteriores fueron 820° y 720° F.

En el caso de motores de 2 T, la temperatura de exhaustación depende mucho de la relación de barrido, o sea de la relación entre el volumen de la cilindrada y el volumen introducido de aire en el cilindro por cada ciclo activo. Considerando dos motores que desarrollen 87 libras por pulgada cuadrada de p. m. e., cuando la relación de barrido era de 1,6, la temperatura de gases de escape fueron 600° F., y cuando aquel valor fué igual a la unidad, la temperatura de los gases de escape subió a 800° F.

f) *Regulación de las válvulas.*—Generalmente, este factor tiene poca importancia, porque las casas constructoras hacen la reglación de las válvulas para obtener la menor temperatura de los gases de escape, y, por lo tanto, el usuario no puede mejorarla.

g) *Calidad del combustible.*—Hasta el comienzo de la guerra solamente se usaban en los motores de combustión interna de tipo Diesel gas-oil o diesel-oil, y en ambos casos la combustión era suficientemente buena. Recientemente, el uso de combustibles de inferior calidad ha causado algunos trastornos, debido especialmente a que el paso del combustible por las toberas se dificulta, la pulverización no es buena, el retardo a la ignición aumenta, las presiones suben extraordinariamente y la combustión se retrasa, de tal modo que aún tiene lugar cuando está la válvula de exhaustación abierta.

h) *Contrapresión de escape.*—A mayor contrapresión, mayor temperatura; este hecho evidente se ha visto confirmado en casos que el autor cita.

i) *Condiciones atmosféricas.*—En el servicio de tierra, al cual se refiere el autor más que al caso de motores marinos, resulta difícil que las condiciones atmosféricas cambien de una manera muy grande, como no sea si se consideran dos máquinas que trabajen en muy distintas latitudes y climas, como, por ejemplo, en la estepa rusa y en la India holandesa. La mayor influencia de las condiciones atmosféricas en el funcionamiento de las máquinas Diesel estriba en la presión, la cual tiene una influencia decisiva.

j) *Posición de los elementos termométricos con relación a los conductos de escape.*—Este factor es importante solamente cuando se comparan máquinas similares, pero de distinta marca. La colocación de los termómetros, sobre todo en las máquinas rápidas, no puede hacerse como se desee. Pero lo más influyente en este sentido son los medios de protección del termómetro; por ejemplo, la protección de chapa de metal que en algunos casos tienen los aparatos. El autor afirma que algunas veces debe aumentarse la lectura de los termómetros así protegidos en un 20 por 100.

k) *Tipo del colector de exhaustación.*—Entre un colector refrigerado por envuelta de agua y un colector no refrigerado, la lectura de los termómetros puede ser diferente, por la disipación de calor que tiene que sufrir el aparato que atraviesa, aunque protegido, la cámara de circulación.

l) *Efecto combinado de las tolerancias de funcionamiento en los órganos afectados por la combustión.*—Este factor tiene poca importancia. Por otra parte, para sacar consecuencia fehaciente se necesitaría un enorme trabajo de experimentación y no compensaría a la información obtenida.

m) *Condición y edad de los termómetros.*—En muchas ocasiones se toma como fundamentalmente verdaderas las indicaciones de termómetros que llevan mucho tiempo sin comprobar y trabajando, y que al ser comprobados por una autoridad exterior al taller acusan errores hasta del 20 por 100.

n) *Régimen de marcha de la máquina.*—El régimen de la máquina verdaderamente no hace variar la temperatura de exhaustación. Así, por ejemplo, dos máquinas pueden desarrollar igual número de caballos siendo la exhaustación de una mucho más caliente que la otra. Naturalmente que las p. e. m. y las velocidades habrán de ser distintas.

o) *Posición de los termómetros con relación a las descargas del colector de exhaustación.*—En el caso de máquinas de muchos cilindros que exhaustan a un mismo colector y los termómetros situados más cerca del extremo de descarga del colector reciben más calórico que los que se encuentran al

principio del mismo, las temperaturas pueden ser bastante diferentes, conforme sucede en los ejemplos que cita el autor.

En general, en motores de aspiración normal, son más sensibles al aumento de carga y de p. e. m. que los motores sobrealimentados. Igualmente ocurre con los motores de 2 T, cuyo coeficiente de barrido es suficientemente grande.

El artículo resulta interesante por el sinnúmero de ejemplos citados por el autor, lo cual denota su gran experiencia.

ELECTRICIDAD

CUADROS Y CONTROLES ELECTRICOS PARA APLICACIONES NAVALES, por H. G. Leivesley. (*Metropolitan Vickers Gazette*, abril de 1944.)

El cometido de un cuadro eléctrico y sistema de distribución correspondiente es efectuar todos los requerimientos eléctricos del buque con la mayor seguridad y efectividad posible. Los cuadros constituyen un eslabón de unión entre los generadores y los sistemas de distribución eléctrica.

Desde el punto de vista constructivo, los cuadros eléctricos pueden clasificarse en dos grandes tipos, a saber: cuadros llamados de frente vivo y cuadros llamados de frente muerto.

En los primeros, todos los aparatos de medida, todos los interruptores, fusibles y contactores se encuentran montados por fuera, y así el cuadro no consta más que de un panel sostenido por un armazón metálico en el cual se montan todos los aparatos por la cara de fuera. La fotografía núm. 1 muestra un cuadro de este tipo. La construcción es más sencilla, pero en cambio tiene el inconveniente de que todos los aparatos se encuentran expuestos al ambiente húmedo de la cámara de máquinas, así como a las vibraciones y a las condensaciones provinentes de las tuberías que pueden pasar por encima del cuadro.

En los cuadros llamados de frente muerto, los aparatos están montados por detrás del panel y solamente se ve por fuera las esferas en donde están las indicaciones. Todos los contactos y fusibles, etcétera, están montados por la cara de atrás, pero las palancas de mando se montan naturalmente por la cara exterior. El cuadro es, pues, una gran caja cerrada que se monta directamente sobre la cubierta y puede apoyarse en el mamparo. La fotografía número 2 muestra un cuadro de este tipo.

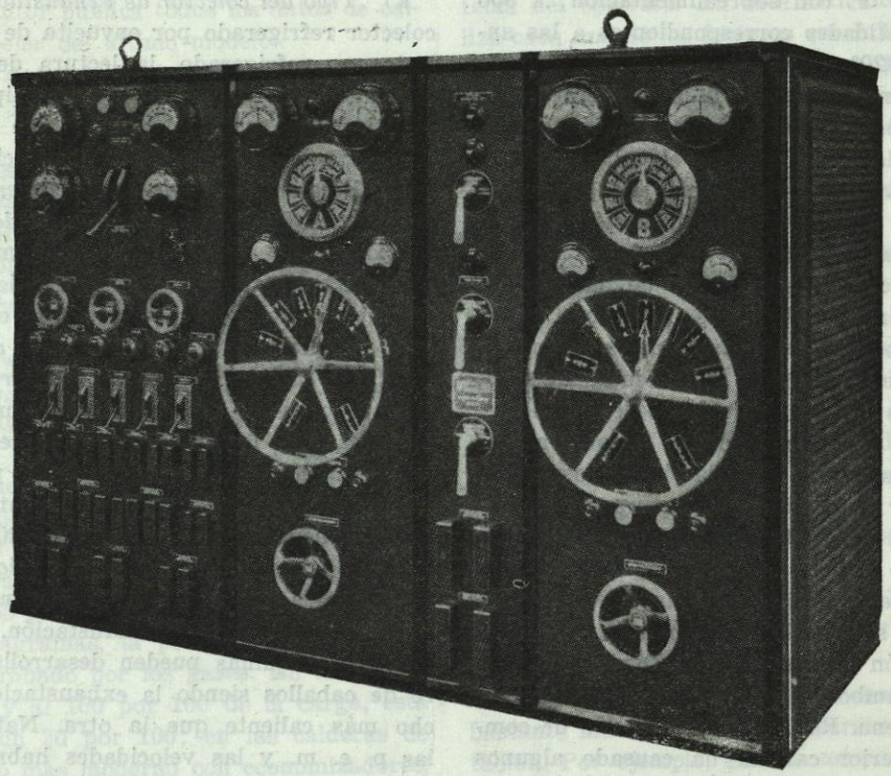


Foto 1

Los cuadros de frente muerto presentan grandes ventajas en su montura a bordo y por regla general

existe siempre espacio suficiente en buques de mediano tonelaje.

El autor encuentra ventajas en el empleo de corriente de 440 V. para la línea de fuerza, usando sin embargo otra línea especial para el alumbrado, a una tensión de 220 V. Esto puede conseguirse por medio de dos generatrices independientes o bien montadas en tandem y movidas por un mismo motor. De esta manera se ahorra casi un 50 por 100 en el peso del cobre y no existe hasta el presente experiencia de averías. Por el contrario, el autor cita el caso de unos quince buques propulsados por máquina alternativa y turbina de escape que mueven una generatriz eléctrica, la cual suministra corriente a un motor propulsor montado en el mismo eje de la máquina alternativa. En estos buques se empleó corriente para los generadores y motores con un voltaje comprendido entre 420 y 550 V. y transmitiendo potencia de 1.000 a 1.500 B. H. P. sin que hasta el presente haya habido la mínima dificultad, a pesar de que los barcos se encuentran en servicio desde 1930.

Para los buques grandes de pasaje no pueden emplearse corrientes con demasiado voltaje, como se usa en el caso de propulsión Diesel-eléctrica y a través de instalaciones y circuitos especiales. Es necesario, ante todo, pensar en la seguridad del personal y que el voltaje sea aprobado por la Sociedad de Clasificación. Hasta hace algunos años no se ha pasado, ni para fuerza ni para luz, de un voltaje de 220 V., pero como en los buques de esta clase las potencias instaladas son grandes, resulta que hay que operar con intensidades de cerca de 240 amperios, lo cual exige unas secciones muy grandes de los conductores, unos contactores muy grandes y, en resumidas cuentas, un aumento grande de peso.

Entre un pequeño buque transatlántico que tiene por lo menos media milla de longitud de cables y el más grande supertrasatlántico de línea que tiene unas 2.000 millas de cables con diámetros comprendidos entre 1/4" y 3", existe toda una amplia gama de instalaciones eléctricas, pero todas importantes, por lo cual la cantidad de cobre que se usa es bastante grande y el posible ahorro en el mismo tiene mucha importancia.

Un buque de unos 600 a 650 pies de eslora, que en 1922 fué equipado solamente con 750 Kw., en 1936 requiriría unos 1.500 Kw., con lo cual a bajo voltaje se necesitaría manejar en el cuadro intensidades de 4.500 amperios. Por lo tanto, el aumento en el voltaje resulta siempre muy interesante. El autor presenta un cuadro con los máximos voltajes admitidos por los Reglamentos británicos y americanos para fuerza, alumbrado, calefacción y fuerza en sistema serie.

Desde hace algunos años se ha desarrollado el empleo del sistema de corriente alterna en los buques. En Estados Unidos han empezado a usar este sistema, que tiene la ventaja de sencillez y economía, pero que presenta algunas dificultades por el mayor peligro fisiológico en los accidentes. El autor recomienda un tipo cerrado de cuadros completamente estancos y provistos de cortacircuitos sumergidos en aceite o en un líquido no inflamable.

Para la elección de cables principales y circuitos

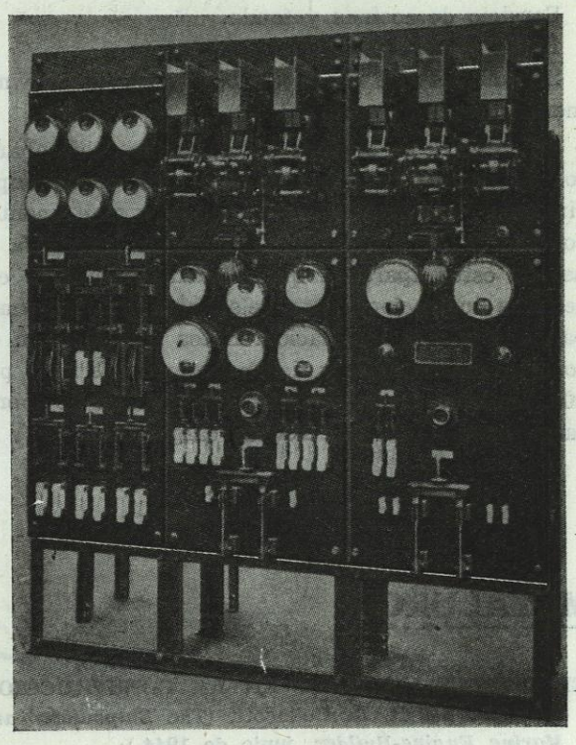


Foto 2

deben tenerse en cuenta tres factores, a saber: 1.° Sección mínima del cable que hace posible una caída de voltaje máxima pedida por los Reglamentos; 2.° El máximo diámetro del cable que puede manejarse físicamente y adaptarse a la configuración del buque; 3.° El número de líneas secundarias o duplicadas que son necesarias para el servicio del buque.

Con relación a la primera condición, los Reglamentos ingleses limitan la caída de voltaje a un 4 por 100 y los americanos a un 3 por 100 para alumbrado y a un 5 por 100 para la fuerza. Respecto a la segunda condición, en Inglaterra no se permite una sección mayor de una pulgada cuadrada y en Estados Unidos de 1,57 pulgadas cuadradas. Por lo que se refiere a la tercera, debe decirse que en todos los buques se montan líneas especiales para servicios característicos. Por ejemplo, la línea de fuerza para la cámara de máquinas suele

disponer de subcuadro especial. En general, las líneas importantes de un buque de tonelaje medio son las siguientes:

Alumbrado núm. 1.
Alumbrado núm. 2.
Cámara de máquinas y calderas.
Máquinas de cubierta a proa.
Máquinas de cubierta a popa.
Máquinas refrigeradoras.
Calefacción eléctrica.
Sistema de ventilación.
Servicio de cocinas y fonda.
Radio y aparatos de navegación.
Servomotor del timón núm. 1 y servomotor número 2 (línea de socorro).

En general se montan en los cuadros los aparatos de medida correspondientes, tales como amperímetros, voltímetros, pero no se suelen montar contadores de watios/hora. El autor preconiza el uso de estos aparatos, que pueden suministrar excelentes indicaciones con relación a los consumos parciales y a la instalación. Estos aparatos son de robusta construcción y tienen un error de un 2 por 100, pudiendo trabajar desde 125 por 100 de sobrecarga hasta el 10 por 100 de carga total.

METALURGIA

EL BRONCE-ALUMINIO EN LA CONSTRUCCION NAVAL, por R. A. Collacott. (*The Shipbuilder and Marine Engine-Builder,* junio de 1944.)

En los recintes años ha sido introducida en la industria naval una nueva aleación de bronce-aluminio, cuya principal característica es la resistencia a la corrosión. Esta aleación era ya conocida hace bastantes años por los metalurgistas, pero no había sido estudiada lo suficientemente bien para poder apreciar sus excelentes cualidades.

Aunque el color de bronce de aluminio depende de la cantidad de aluminio, en las aleaciones empleadas en la Marina este elemento representa un 15 por 100, el color es ligeramente dorado, comprendido entre el del latón y el del bronce.

El peso específico varía de 8,6 para aleaciones que contienen un 2 por 100 de aluminio, a 7,55 para las que contienen un 10 por 100.

A pesar de que el aluminio es soluble en el cobre en proporciones muy altas, no se suele usar más de un 15 por 100 por lo menos en las aplicaciones navales de esta aleación.

La resistencia a la corrosión es una de las características más sobresalientes del bronce del aluminio. Parece que la mayor resistencia se encuentra con proporciones de aluminio del 8 por 100. En mayores concentraciones se suele formar un segundo cuerpo, que sufre un proceso de "desaluminización" del mismo estilo que sucede en los bronces de microstructura alfa-veta con el fenómeno llamado "descinficación".

La forma de ataque es prevalente solamente en presencia de ácidos y en algunos casos se puede paliar con la adición de cadmio o de hierro. Pero generalmente en las aleaciones navales, que debe estar en contacto con el agua de mar, no se debe pasar del 8 por 100.

En el artículo a que nos referimos se publica un cuadro comparativo en el cual se resumen las observaciones de un período de doscientos cuarenta y tres días de ataque en agua de mar, de distintas aleaciones de bronce al aluminio. La más resistente resultó ser la que tenía 92 por 100 de cobre y 8 de aluminio, que solamente tenía una corrosión de 2,8 miligramos por decímetro cuadrado y por día.

Otra principal ventaja de esta clase de aleaciones es la resistencia a la erosión. En un cuadro comparativo se dan los principales resultados de experiencias llevadas a cabo con hélices de bronce de cañón, de bronce al silicio, de bronce manganeso y de bronce al aluminio, resultando esta última aleación extraordinariamente más resistente a la cavitación.

La carga de rotura crece con la cantidad de aluminio hasta un valor aproximado de un 10 por 100, con cuyo contenido el bronce-aluminio tiene una carga de rotura de unos 46 Kg./mm.^{2} en estado fundido y unos 56 ó 57 Kg./mm.^{2} en estado laminado. El alargamiento alcanza su valor máximo con tantos por ciento de aluminio comprendido entre 4 y 8, llegando hasta el 67 por 100 en estado fundido y hasta el 75 por 100 en estado laminado.

La resistencia al desgaste y la dureza depende mucho del enfriamiento o del temple de la aleación. Para temples comprendidos entre los 400 y los 800°, la dureza Brinell varía de 155 a 220, respectivamente.

Este metal se usa muy profusamente para piezas y accesorios del circuito de alimentación de calderas y también para valvulería y conexiones que tengan que estar en contacto con agua de mar.

También tiene una gran aplicación este metal para casquillos de cojinetes y soportes de ejes, especialmente los de bocina, que tienen que estar en contacto con agua de mar. Su gran dureza, su gran resistencia a la corrosión, son las causas que proporcionan los excelentes resultados de este metal en trabajo de frotamiento.

En trabajo general de maquinaria naval, las características que se pueden esperar de esta clase de bronce son las siguientes:

Carga de rotura, 57 Kg./mm.^{2}.
Alargamiento, 44 por 100.
Impacto izod, 30 ft./lb.
Dureza Brinell, 145.

Pero donde mayor es el campo de empleo del bronce-aluminio en la construcción naval es en la fabricación de hélices. Este material posee excelentes propiedades de resistencia a la cavitación y de fatiga límite que le hacen especialmente apto para ser empleado en hélices propulsoras.

El autor publica un cuadro comparativo de dos aleaciones especiales para hélices, en el cual se dan las fatigas límites y la relación de duración.

Información General

EXTRANJERO

UN NUEVO MOTOR PROPULSOR COMPLETAMENTE SOLDADO, CONSTRUIDO EN LOS TALLERES DE GÖTAVERKEN

Muy recientemente ha sido desarrollado un nuevo tipo de motor propulsor en los Astilleros de Götaverken, en Gotemburgo, que tiene la principal característica de que toda su estructura es de chapa soldada.

Se trata de un motor de seis cilindros, dos tiempos simple efecto y con cruceta, de 52 centímetros de diámetro y 90 de carrera, capaz de desarrollar 2.750 I. H. P. a una velocidad de giro correspondiente a 160 r. p. m.

También parece que se puede construir o que se ha construído ya alguno de este mismo tipo, pero con 70 centímetros de carrera solamente, y entonces se puede conseguir una potencia de 420 B. H. P. a unas 235 r. p. m. por cilindro.

La reducción de peso obtenida de esta manera con relación a un motor normal con estructura de hierro fundido representa un 25 por 100, aproximadamente. Esta reducción de peso no ha sido obtenida a costa de una mayor debilidad de la máquina, sino todo lo contrario. Se han hecho experiencias muy cuidadosas a estos respectos en el Instituto Chalmers de Tecnología, experiencias que han dado por resultado demostrar que con la estructura soldada se obtiene una rigidez comparable o mayor que con la estructura de hierro fundido.

Desde el punto de vista de resistencia, no cabe duda que esta estructura es también mejor que la de hierro fundido.

Otra inmensa ventaja estriba en la facilidad de la reparación. Cualquier avería puede ser reparada con mucha facilidad por medio de soldadura.

En cambio, tiene, en nuestra opinión, dos principales desventajas: la primera, la menor capacidad de absorción de las vibraciones, y la segunda, la menor resistencia del acero a las corrosiones del agua de circulación, aunque suponemos que ésta ha de verificarse con agua dulce, y es posible que en el dibujo estén previstas piezas de hierro en torno al circuito de refrigeración.

En el motor a que aludimos no solamente se ha tendido a hacer la estructura completamente soldada, sino también a proporcionar a la máquina un fácil mantenimiento y desmontura. Así, por ejemplo, las camisas de cilindro y envoltura de la refrigeración están dispuestas de tal manera que pueden reemplazarse con rapidez quitando solamente la culata. Se asegura que el trabajo necesario para esta operación es solamente de unas tres horas.

En la construcción por hierro fundido existían unos tirantes verticales desde la culata hasta la placa de asiento, a fin de impedir que el hierro pudiera trabajar excesivamente a la tracción. En este nuevo tipo de estructura soldada se han suprimido los tirantes, porque el acero es absolutamente apto para el trabajo a la tracción.

En este tipo se conserva la patente Götaverke, mediante la cual la parte inferior del pistón y del cilindro sirve de bomba de barrido. Por este procedimiento se ha podido acortar la longitud del motor aproximadamente en un metro.

También se han introducido algunas modificaciones y simplificaciones en el aparato de control y reversibilidad de la máquina.

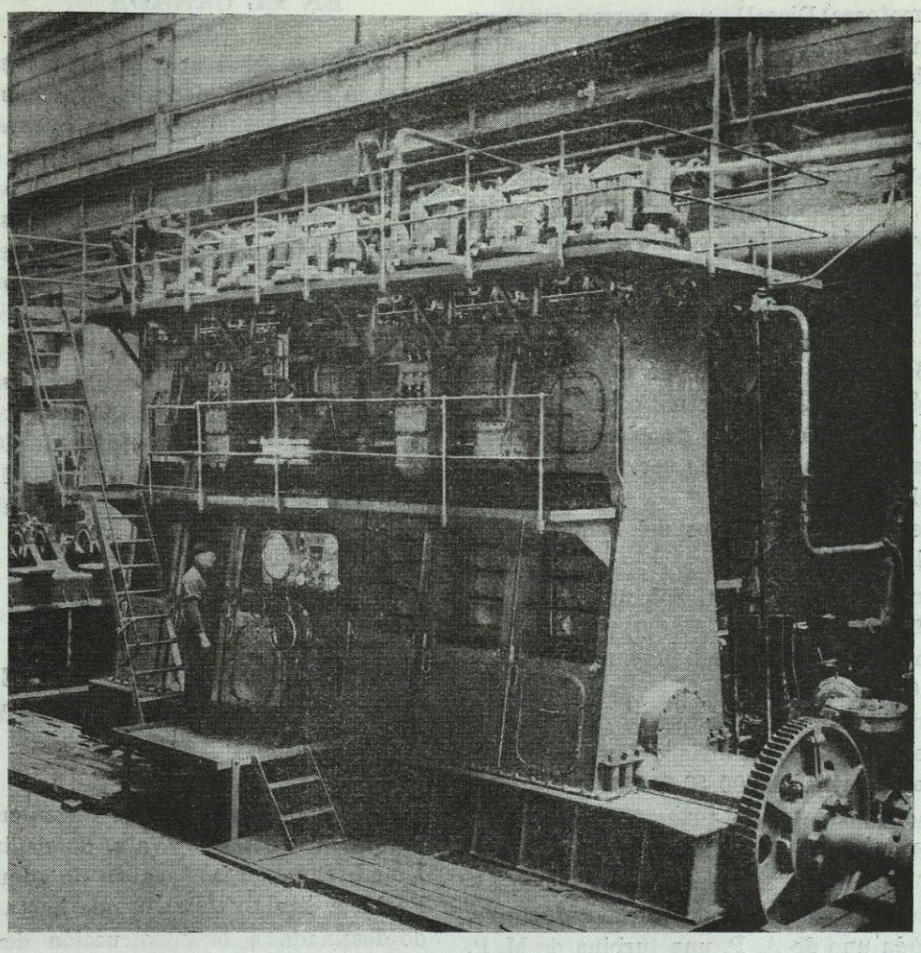
El arranque y el cambio de marcha, así como el control de la bomba de combustible para cambio de potencias, se hace solamente con una palanca. Se ha montado un enclavamiento apropiado con el te-

légrafo del puente, a fin de evitar toda clase de falsas maniobras.

El motor a que aludimos, que se presenta en la fotografía adjunta, ha sido montado en un buque de unas 3.000 toneladas de peso muerto, directamente acoplado a la hélice y destinado a girar a 160 r. p. m. con 900 mm. de carrera. Sin embargo, este tipo de motor se puede aplicar a la transmisión a través de engranajes y acoplamientos eléctricos. A este efecto ha sido desarrollado seguramente el tipo de carrera más corta, que gira a 225 r. p. m.

Que sepamos nosotros, hasta el presente no ha sido construído más que el motor de seis cilindros, pero nada impide que pueda construirse también hasta 12 cilindros.

Este motor representa una gran innovación en la moderna construcción de motores Diesel, especialmente por lo que se refiere a su estructura, y esperamos que en tiempo no lejano muchos constructores seguirán este ejemplo y la soldadura tendrá grandes aplicaciones en la construcción de motores Diesel.



HUNDIMIENTO DEL SUPERTRANSATLANTICO "REX"

La Prensa diaria ha publicado hace unos días la noticia, que también ha sido radiodifundida, de que el hermoso transatlántico "Rex" ha sido echado a pique en aguas del Adriático. El buque, que iba fuertemente escoltado, fué atacado por fuerzas aéreas aliadas y recibió algunos impactos directos. Según las noticias publicadas por los periódicos, el buque escoró de una banda y, presa de un regular incendio, acabó por hundirse totalmente.

No se conocen detalles más concretos de la pérdida del "Rex", pero tampoco interesan a nuestros lectores desde un punto de vista técnico, porque la aviación tiene hoy en día medios suficientemente poderosos para hundir cualquier buque mercante, por bien protegido que esté, y, por lo tanto, huelga cualquier estudio que pudiera derivarse de la experiencia de la pérdida de este buque. Aunque se

extremase el compartimentado y la protección horizontal y submarina hasta límites inconcebibles, no podría evitarse la pérdida de cualquier buque ante un poderoso ataque aéreo.

Con la pérdida de este supertransatlántico desaparece de los mares el segundo de los grandes barcos que hacían la línea de América y el más importante de los transatlánticos italianos. El "Normandie" ha sido, ciertamente, salvado, pero no creemos que vuelva a navegar como buque de pasaje de gran lujo. No se tienen noticias concretas del "Orange" (el transatlántico mayor del mundo propulsado por motores Diesel), pero corren rumores insistentes en los medios navales de que también ha sido hundido en aguas del Pacífico.

No quedan más grandes transatlánticos que el "Queen Mary" y el "Queen Elisabet", ingleses; el "Bremen" y el "Europa", alemanes, y es posible que el "América", estadounidense, si este último barco ha prestado ya algún servicio, cosa que dudamos.

Los dos supertransatlánticos británicos están haciendo servicio de transporte de guerra y los dos alemanes se encuentran amarrados en puertos de Alemania. No sabemos qué sucederá a estos cuatro buques después del final de la actual contienda, pero lo más probable es que alguno de estos cuatro ya no vuelva a surcar los mares en servicio de transatlántico de línea.

Las características principales del buque hundido eran las siguientes:

Eslora entre perpendiculares, 255 metros.
Manga, 19,5 metros.
Puntal a la cubierta principal, 18,4 metros.
Calado, 10,06 metros.
Registro bruto, 51.062 toneladas.
Registro neto, 30.623 toneladas.
Potencia en los ejes, 90.000 S. H. P.

El buque fué construído en 1932 en los Astilleros de Ansaldo, de Génova, con destino a sus armadores, la S. A. Italiana de Navegación. El buque estaba propulsado por cuatro grupos turbo-reductores, compuestos cada uno de A. P. una turbina de M. P. y una turbina de B. P., engranadas a un eje común. El vapor estaba generado por 12 calderas acuotubulares que producían vapor recalentado a una presión de 27,5 kilogramos por centímetro cuadrado; las calderas tenían una superficie total de calefacción de 12.600 metros cuadrados.

La decoración del "Rex" era una maravilla del arte italiano, y la comodidad y confort de los pasajeros era tan grande, que el viaje a América resultaba más bien unas agradabilísimas vacaciones.

No creemos que se vuelvan a construir buques de este tonelaje e importancia. Las condiciones en que se va a desarrollar seguramente la competencia de la postguerra en el terreno marítimo no han de permitir la construcción de unidades de esta clase. Por eso lamentamos que la Humanidad pierda, para su recreo y confort, buques como el "Rex", en los cuales el refinamiento de la elegancia se unía con la comodidad mayor y a una estética depurada acompañaba un desarrollo técnico muy considerable.

LA CONSTRUCCION NAVAL EN EL CANADA

Según las declaraciones hechas hace poco en el Canadá por el Ministro de Municionamiento y Suministros, la construcción de buques en dicho país había alcanzado hasta 1.° de marzo de 1944 una cifra total de 2.600.000 toneladas de peso muerto. Parece ser que también, según manifestaciones del citado Ministro, las entregas de barcos en el año 1944 están cifradas en tres millones de toneladas de peso muerto. Hasta el presente, el ritmo de construcción no ha confirmado estos cálculos.

Los buques de carga canadienses son de construcción bastante homogénea. Aquí, por ejemplo, se han construído 54 buques iguales de 10.000 toneladas de peso muerto, suponemos que de tipo "Liberty" o parecido, y 13 buques de 4.700 toneladas cada uno.

LOS ASTILLEROS DE BURMEISTER & WAIN ADQUIEREN UN NUEVO ASTILLERO

Según noticias recibidas recientemente, los Astilleros Burmeister & Wain, domiciliados en Copenhague (Dinamarca), acaban de adquirir la pequeña Factoría naval Jacobsen, que hasta ahora ha estado destinada a la construcción de pequeñas unidades.

La nueva Empresa, filial, como decimos, de la Casa Burmeister & Wain, se ha constituído en Sociedad anónima, con un capital provisional de cien mil coronas danesas, y sigue construyendo unidades de pequeño tonelaje.

La Casa Burmeister & Wain está ya interesada desde hace tiempo en los Astilleros Jacobsen, a quienes suministraba de una manera normal los motores Alpha que se montaban a bordo de las pequeñas embarcaciones y buques menores que construían aquellos Astilleros.

Es interesante comprobar que a pesar de las dificultades del momento y a pesar de la falta de li-

bertad de movimientos que tienen en la actualidad todas las industrias danesas, se preocupan del porvenir y ensanchan en lo posible el radio de acción de sus negocios.

NACIONAL

ENTREGA DE TRES REMOLCADORES DE 800 I. H. P.

Recientemente han efectuado sus pruebas de mar dos de los tres remolcadores de 800 I. H. P. que se estaban construyendo en los Astilleros de la Factoría del Consejo Ordenador de las Construcciones Navales Militares en El Ferrol del Caudillo, con destino a la Marina Militar.

Son estos tres buques los primeros de una serie de cinco que deberán entrar en servicio en plazo breve. Los otros dos últimos se están construyendo en la actualidad en la Factoría de La Carraca del citado Consejo Ordenador:

Las principales características de estos buques son las siguientes:

Eslora total, 37,75 metros.
Eslora entre perpendiculares, 33,80 metros.
Manga fuera de miembros, 8,40 metros.
Puntal de construcción, 4,10 metros.
Calado medio en carga, 2,85 metros.
Deplazamiento en carga, 454 toneladas métricas.
Potencia de máquinas, 800 I. H. P.
Velocidad con el buque libre, 11,5 nudos.

La maquinaria principal está constituída por una máquina de triple expansión, que es alimentada por una caldera cilíndrica de tres hornos. Las dimensiones de la máquina principal son las siguientes:

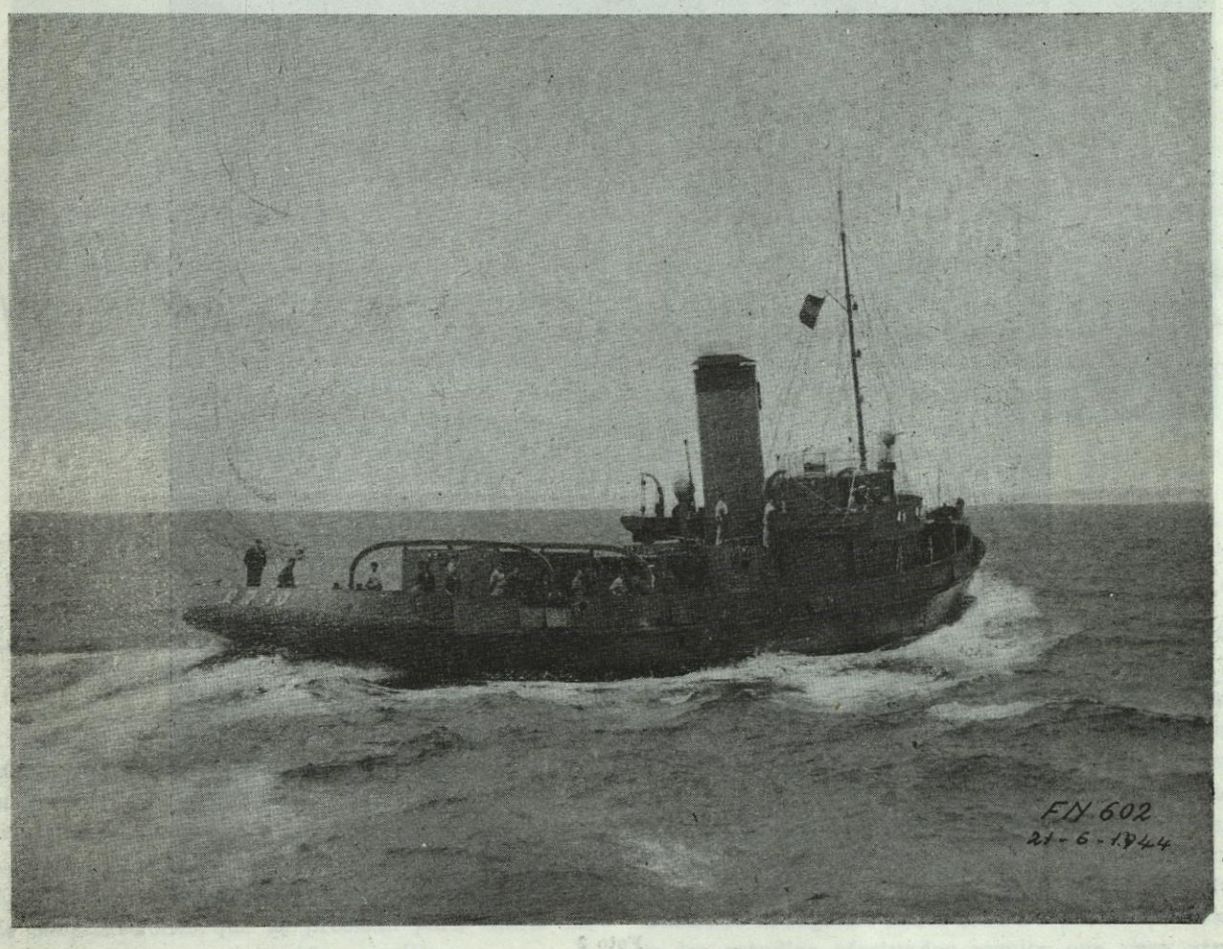


Foto 1

Diámetro del cilindro de A. P., 380 milímetros.
Idem íd. de M. P., 610 milímetros.
Idem íd. de B. P., 980 milímetros.
Carrera común, 750 milímetros.

La máquina es apta para desarrollar a 130 revoluciones por minuto la potencia normal. Sin embargo, tiene un dispositivo de cabeza de caballo en la

distribución del cilindro de A. P. que permite aumentar momentáneamente la introducción y conseguir una mayor potencia por corto espacio de tiempo.

La caldera tiene de diámetro medio de la envolvente 4,874 metros de longitud exterior, entre frentes 3,500 metros. La superficie de calefacción es de 236 metros cuadrados, y la superficie total de parrilla, de 7,2 metros cuadrados. La caldera tiene tres hornos de 1.150 milímetros de diámetro interior. Está dispuesta para quemar carbón nacional con tiro forzado, y en las pruebas de mar se ha llegado hasta un total de 160 kilogramos por metro cuadrado de superficie de parrilla por hora.

Estos buques han sido construídos totalmente en la Factoría del Consejo Ordenador, y su proyecto, tanto de su casco como de toda su maquinaria, ha sido redactado por los Organismos de la Marina Militar.

Las pruebas de los dos primeros buques han sido coronadas por el éxito, alcanzando una tracción a punto fijo de unas 9,2 toneladas y una velocidad del orden de 11,5 nudos, con el barco en libre navegación. La autonomía pasa de las 1.000 millas.

En fecha muy próxima esperamos que tenga lugar la prueba y la entrega del tercero de estos buques. Los otros dos barcos gemelos se encuentran

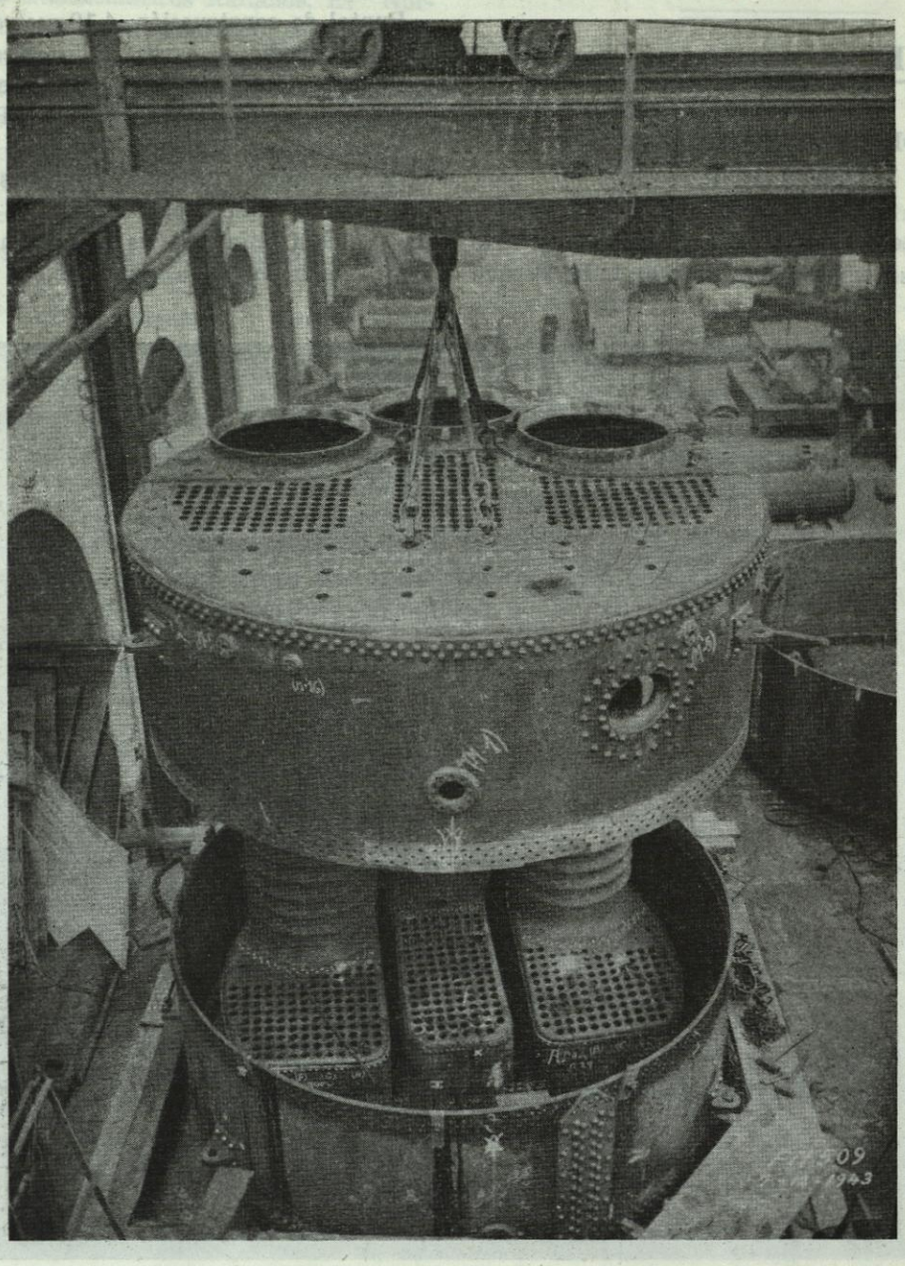


Foto 2
Detalle de construcción de una de las calderas.

un poco más retrasados; no obstante, creemos que dentro de este año será posible realizar las pruebas de estas unidades.

Los dos primeros remolcadores entregados a la Marina han empezado a prestar servicio con los nombres de "RR-10" y "RR-20".

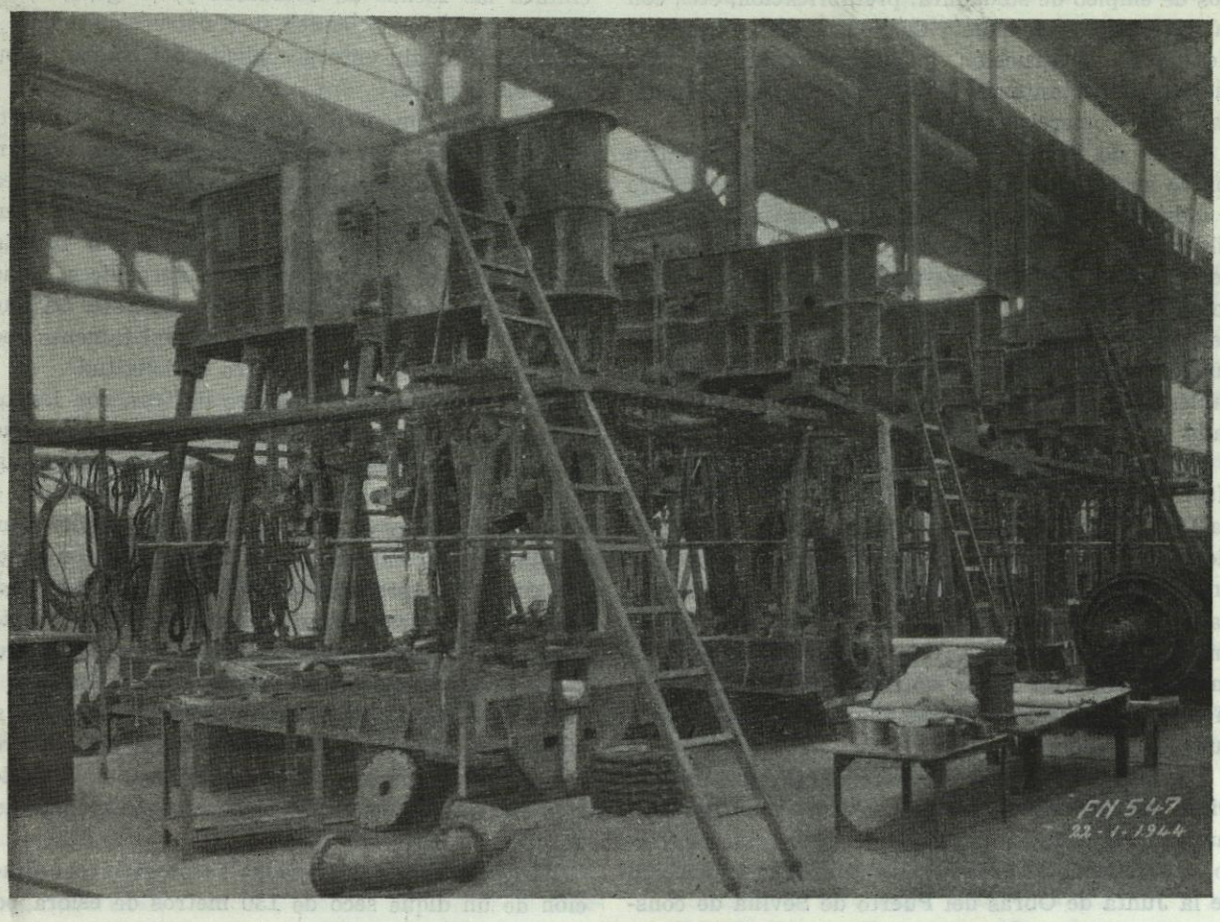


Foto 3
Pruebas alternativas de alimentación.

LOS FUTUROS ASTILLEROS DE SEVILLA

La Ley que señala la misión del Instituto Nacional de Industria en relación con el incremento de la Marina Mercante española prevé, entre otras actividades, la instalación de nuevas Factorías navales si las actuales, con sus posibles ampliaciones, no fueran suficientes para llevar a cabo los programas de construcciones que se precisan para cubrir las necesidades de nuestro tráfico marítimo.

La Empresa Nacional Elcano, creada precisamente en virtud de dicha Ley para realizar esta misión, ha iniciado ya sus tareas, teniendo contratada con los Astilleros actuales más importantes la construcción de 20 unidades de diversos tipos, primera etapa de un programa de realizaciones concienzudamente estudiado. Tiene, además, los proyectos muy avanzados para llevar a cabo la contratación de un segundo programa de mayor envergadura.

El estudio de las previsiones para todos los buques en construcción y para los que en un futuro próximo van a contratarse ha puesto de manifiesto que la capacidad, una vez ampliados y modernizados todos los Astilleros nacionales más importantes aptos para realizar las construcciones previstas, puede alcanzar una producción de unas 70.000 a 75.000 toneladas de registro bruto al año. Ahora bien; como de los estudios efectuados resulta que para atender debidamente al incremento y renovación de nuestra Marina Mercante se necesita la construcción de unas 125.000 toneladas de registro bruto anuales, resulta indispensable proceder a la creación de nuevas factorías que cubran este déficit.

Por otra parte, se ha considerado sumamente interesante disponer de Astilleros que, proyectados en

los actuales momentos, puedan, atendiendo al necesario incremento de la capacidad de construcción de buques, tener en cuenta los métodos más modernos de empleo de soldadura, prefabricación, etc., con la consiguiente economía de la mano de obra y de tiempo de construcción, lo cual redundará de una manera importante en beneficio de la industria naval y del comercio marítimo.

El río de Sevilla constituye una excepción entre los de su categoría de Europa por lo que se refiere a industrialización naval de sus márgenes, no concibiéndose una intensificación de la política naval del país sin que colabore una ciudad y una región como la sevillana, de tan marcada tradición marinera. Por estas y otras razones, se ha considerado que el puerto de Sevilla reúne condiciones inmejorables para la implantación de una Factoría dedicada a la construcción de buques de tonelaje medio y de artefactos navales para obras de puerto y marítimas en general, de que tan necesitado está el país. Por otra parte, la importancia que van adquiriendo las industrias metalúrgicas en Sevilla y su provincia, el desarrollo de su puerto, que al terminar las obras previstas ha de ser uno de los más importantes de España, y la necesaria ponderación en la distribución de las zonas industriales, justifica la elección del puerto de Sevilla para instalar unos nuevos Astilleros.

En las gestiones preliminares realizadas con la Dirección General de Puertos se han encontrado las máximas facilidades para llevar a cabo este proyecto, coincidiendo también con una antigua aspiración de la Junta de Obras del Puerto de Sevilla de construir un dique seco de dimensiones apropiadas, que sería un complemento de mucho valor para la Factoría, ya que, aparte de utilizarse para la terminación de los buques, proporcionaría un trabajo de reparación muy conveniente para la marcha económica de aquélla, sirviendo al mismo tiempo las necesidades crecientes del tráfico marítimo.

Después de efectuar varias gestiones y visitar las proximidades del puerto de Sevilla, previo un cambio de impresiones con la Dirección General de Puertos, se llegó a la conclusión de que la situación más favorable para el emplazamiento de los futuros Astilleros sería en la margen derecha del Guadalquivir, en la corta de Tablada y en las proximidades y aguas arriba de la esclusa de la citada corta.

El terreno en esta parte es prácticamente horizontal, y la amplia extensión disponible ha podido permitir proyectar con holgura una Factoría de esta clase, quedando toda ella enclavada en la zona propiedad de la Junta de Obras del Puerto, habiendo influído, además, en la elección de este emplazamiento, a los fines de disponibilidad del personal obrero especializado, la conveniencia de que la Factoría esté próxima a la ciudad, sin que, por otro lado, su situación pueda impedir la ampliación de la zona portuaria. Por otra parte, la anchura prevista para la corta de Tablada en la zona elegida facilitará las faenas de botaduras y, en general, los movimientos de los barcos en construcción a flote y en reparación sin entorpecimiento del tráfico de buques en la corta.

El terreno previsto abarca unos 441.000 metros cuadrados. La Factoría propiamente dicha ocupará unos 332.400 metros cuadrados, reservándose los restantes 108.600 metros cuadrados para futuras ampliaciones y para el emplazamiento de las instalaciones sociales, como escuelas de aprendices, comedores, economatos, campos de deportes, etc. La Factoría ocupará un frente de río completamente rectilíneo de más de un kilómetro de longitud.

Las gradas serán en número de tres, con largos, respectivamente, de 80, 110 y 140 metros, por 20 metros de ancho, con sus correspondientes antegradas de 36 metros de longitud.

En las cabezas de las gradas se ha previsto una amplia zona completamente despejada de más de 100 metros de profundidad por unos 120 metros de ancho, que se destinará a la construcción de las piezas estructurales prefabricadas, de acuerdo con los criterios modernos en la construcción de buques.

A continuación de esta zona de prefabricación se emplazarán los Talleres de Soldadura y de Herreros de Ribera para la elaboración de todo el material estructural de acero, con sus correspondientes parques de material.

Paralelamente a las gradas se prevé la construcción de un dique seco de 130 metros de eslora por 30 de manga. Aunque la navegabilidad del río no consienta, por ahora, que lleguen barcos de más eslora hasta la zona del emplazamiento de la Factoría, se deja a la cabeza del dique un amplio espacio que permita su posible ampliación, ya sea para varada de buques mayores, si algún día pueden llegar, o bien para colocar un barco-puerta intermedio y utilizarlo como dique doble.

Mención especial merecen los muelles de armamento, que por su extensión y forma completamente rectilínea consienten el atraque de numerosos buques en inmejorables condiciones.

El muelle principal de armamento tendrá una longitud de más de 650 metros, pudiendo perfectamente atracar de costado unos seis buques de tipo medio, disponiéndolos de manera que sucesivamente se vayan situando frente a los diversos talleres, de acuerdo con la fase de trabajo de armamento que le corresponda. Entre el dique y las gradas habrá otro muelle de unos 70 metros, que podrá utilizarse especialmente para atraque de pequeñas construcciones, como pontonas, gabarras, etc. Por último, entre la grada número 3, de 140 metros, y el extremo de la Factoría existirá un tercer muelle, de unos

180 metros, aproximadamente, de largo, que mientras no se amplíe el número de gradas podrá servir de muelle auxiliar, e incluso para descarga de materiales.

Los talleres y demás dependencias serán los normales en una Factoría de este tipo, contando, por lo tanto, con talleres de Maquinaria, de Electricidad, de Montura de Maquinaria, de Calderería de hierro y cobre, de Equipos, edificios para almacenes y oficinas, sala de Gálibos, Centrales eléctrica y neumática, etc., etc. En la cabeza de las gradas estarán los talleres ya citados para la elaboración del material estructural, que constan del taller de Herreros de Ribera propiamente dicho, del taller de Forjas y de los talleres de Soldadura.

Se ha previsto también un amplio taller de Fundición, con su Laboratorio de Ensayos y taller de Modelos.

Los medios interiores de transporte y movimiento de materiales serán de los más modernos, habida cuenta que su debida elección constituye uno de los factores principales en la rapidez y economía de las construcciones. Se han previsto, por lo tanto, numerosas vías de ferrocarril, pistas para camiones, vagonetas y otros medios de transporte, grúas cantilever, grúas locomóviles, etc., etc.

Teniendo en cuenta las condiciones de clima de Sevilla, se ha previsto que las gradas sean cubiertas, dotándolas de los correspondientes puentes-grúas eléctricos de hasta 20 toneladas de potencia de elevación.

En líneas generales, se ha proyectado la Factoría con vistas a la construcción de buques de tonelaje medio, así como para la reparación de los que recalen en ese puerto; pero al mismo tiempo se pretende especializar la actividad de estos Astilleros en la construcción de toda clase de material para obras marítimas y artefactos de puertos en general, como dragas, gánguiles, grúas flotantes, remolcadores, excavadoras, romperrocas, etc., cuya necesidad es perentoria en estos momentos y lo será por muchos años todavía.

Se calcula que esta Factoría, en normal desarrollo de trabajo, podrá dar ocupación a unas 3.000 personas, entre empleados y obreros, y su capacidad deberá alcanzar unas 20.000 toneladas de registro bruto al año.

Al estudiar el proyecto de estos Astilleros no se ha perdido de vista la necesidad de poder empezar los trabajos de construcción de buques con la mayor rapidez posible, y, por lo tanto, el emplazamiento de las diversas instalaciones y servicios se ha planeado de forma tal que, una vez se disponga de la primera grada, y antes de terminar la construcción de la Factoría, puedan iniciarse en ella la de las primeras unidades y llevarlas a cabo simultáneamente a la terminación de todo el conjunto.

Los trabajos técnicos para iniciar las obras de esta importante Factoría, que tanto beneficiará al país en general y a Sevilla en particular, están muy adelantados, y es de esperar que la realización de estos proyectos sea pronto una realidad.

BOTADURA DEL VAPOR "SANTO DOMINGO"

El día 5 del pasado mes de agosto, y en los Astilleros de Cádiz de los señores Echevarrieta y Larrinaga, tuvo lugar la botadura del vapor "Santo Domingo", que los citados Astilleros construyen con destino a la Compañía de Navegación Ibero-Americana.

Las características principales de este buque son las siguientes:

Eslora entre perpendiculares, 104,24 metros.
Manga fuera de miembro, 14,63 metros.
Puntal de construcción, 7,823 metros.
Calado en carga, 6,734 metros.
Desplazamiento en carga, 7.750 toneladas métricas.
Peso muerto, 5.750 toneladas métricas.
Capacidad total de bodegas en grano, 6.439 metros cúbicos.
Idem íd. íd. en balas, 6.181 metros cúbicos.
Idem de la carbonera principal, 570 toneladas métricas.
Idem íd. adicional, 270 toneladas métricas.
Potencia de máquinas, 1.900 I. H. P.
Velocidad a medio calado, 12 nudos.
Autonomía con la carbonera principal, 6.600 millas.
Idem con todas las carboneras, 9.700 millas.
Tripulación, 42 hombres.

Se trata de un buque de construcción longitudinal, particularidad ésta bien extraordinaria en las construcciones que actualmente se están llevando a cabo en nuestros Astilleros, pues con excepción de los petroleros, que son de estructura Isherwood, todos los demás barcos son de estructura transversal.

El buque tiene una cubierta corrida y está dividido por seis mamparos principales estancos, en dos piques de proa y de popa, cuatro bodegas principales y una cámara de máquinas y calderas. Cada bodega está servida por una escotilla y poseen: la 1 y 4, un palo, y la 2 y 3, un poste de carga, provistos cada uno de dos plumas de cinco toneladas de capacidad; una de ellas, en la bodega del 2, será capaz de levantar una carga de 20 toneladas. Las plumas están servidas por ocho chigres de vapor. El buque está especialmente equipado para carga a granel, y por eso puede clasificarse como buque carbonero.

Los alojamientos de Oficiales de cubierta y máquinas y de personal de fonda se encuentran en la superestructura del alcázar. Sobre la cubierta principal, formando un saltillo, se encuentran algunos alojamientos de fogoneros, engrasador, calderetero y gambuza. Sobre la cubierta superior, los alojamientos de los Oficiales maquinistas y la cámara de Oficiales, y sobre la cubierta de botes, los alojamientos del Capitán, segundo y tercer Oficial.

En la superestructura de la toldilla está alojada la marinería en cuatro camarotes dobles. Solamente existe un camarote triple para mozos.

En general, los alojamientos estarán muy cuidados y seguirán las normas establecidas de proporcionar la mayor comodidad posible al personal subalterno.

El buque estará propulsado por una máquina Lentz que desarrollará los 1.900 I. H. P. a unas 100 revoluciones por minuto. Será del tipo "standard" número 10, con dos cilindros de alta presión de 465 milímetros y dos de B. P. de 1.000 milímetros de diámetro, con una carrera común de 1.000 milímetros.

El vapor estará suministrado por dos calderas La Mont, dispuestas para quemar carbón con parrillas semiautomáticas de carga inferior, pero también está previsto el uso de petróleo, y para este objeto, en uno de los frentes de las calderas estarán montados los soportes de dos quemadores. El vapor será suministrado a 17 kilogramos por centímetro cuadrado y a 350° C.

Habrá una caldereta auxiliar del tipo cilíndrico, de llama de retorno, que trabajará a 12 kilogramos por centímetro cuadrado y vapor saturado.

Este buque es gemelo de otros dos que los mismos Astilleros tienen en construcción para la Empresa Nacional Elcano, llamados por ésta buques B-1 y B-2.

La instalación de maquinaria sigue, en normas generales, todas las directrices de las instalaciones de maquinaria de los fruteros con máquina especial y caldera La Mont, que con tanta profusión se están construyendo en nuestros Astilleros.

La operación de la botadura tuvo un éxito feliz, y fué presenciada por las autoridades, representantes de los armadores y alto personal de la Empresa constructora.