Ingeniería Naval

REVISTA TECNICA

ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE INGENIEROS NAVALES

Fundador: AUREO FERNANDEZ AVILA, Ingeniero Naval

Director: LUIS DE MAZARREDO BEUTEL, Ingeniero Naval

AÑO XXVI — MADRID, MAYO DE 1958 — NUM. 275

Sumario

Páginas

Sobre propulsores combinados, por Dipl. Ing. *E. Vollbrecht* 216
El buque de carga «Ciudad de Pasto» 231
Segundo Congreso Mundial de Barcos Pesqueros, 1959 234
Informe anual sobre las actividades del Lloyd's Register of Shipping 239
Superficie de calefacción extendida (por medio de nervios) para calderas marinas y nucleares, por *R. E. Zoller* 246
Investigaciones sobre la circulación natural en una caldera experimental de dos tubos, por *A. M. Laird, A. W. Scott* y *A. S. T. Thomson* 249

INFORMACION DEL EXTRANJERO

Botadura del petrolero de 19.600 t. P. M. «Staberg» 255
Rescate del «Andrea Doria» 255
Entrega de los petroleros «Meline» y «Ternöy» de 20.420 y 19.250 t. P. M., respectivamente 256
Botadura del carguero «Dagfred» de 14.800 t. P. M. 256
Botadura del carguero «Beira» de 10.200 t. i. P. M. 256
Entregas recientes efectuadas por los astilleros franceses 257
Nuevo astillero portugués con colaboración japonesa 258

INFORMACION NACIONAL

Botadura simultánea de dos buques de 1.970 tons. en los Astilleros de Sevilla 259
Botadura del buque «Sierra Madre» 259
Botadura del moto-carguero «Puerto de Huelva» 260
Pruebas del «Concar» 260
Convocatoria para cursar estudios en la Escuela de Organización Industrial 261
Lanzamiento del bacaladero «Huracán» en la Factoría de Sestao 262
Botadura del «Piélagos» 263
Botadura del buque de carga «La Selva» 263
Entrega del «Camponegro» 263
Necrología 264

INFORMACION LEGISLATIVA 264

BIBLIOGRAFIA 265

Dirección y Administración: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales.—Ciudad Universitaria.—Apartado de Correos 457. — Teléfono 23 26 51

Suscripción: Un año para España, Portugal y países hispanoamericanos, 250 ptas. Un semestre, 140 ptas. Demás países, 300 pesetas (franqueo aparte).

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

Depósito legal M. 51 - 1958.

SOBRE PROPULSORES COMBINADOS

Por Dipl. Ing. E. VOLLBRECHT

Marinebaurat z. W.

INDICE

1.—INTRODUCCIÓN.

2.—PROGRAMA Y DEFINICIONES.
2.1.—Conceptos.
2.2.—Valores característicos.
2.3.—Programa.
2.4.—Nomenclatura.

3.—LA TEORÍA DEL PROPULSOR KORT.
3.1.—Rendimiento de chorro.
3.2.—Campo de velocidades y presiones.
3.3.—Rendimiento ideal.
3.4.—Influencia de la viscosidad en la hélice.

4.—COMPARACIÓN CON LA HÉLICE LIBRE.
4.1.—Rendimiento base.
4.1.1.—Rendimiento de chorro.
4.1.2.—Rendimiento inducido.
4.2.—Pérdidas secundarias de la hélice libre.
4.2.1.—Pérdidas centrífugas.
4.2.2.—Efecto del número finito de palas.
4.2.3.—Efecto de persiana.
4.2.4.—Efecto de las irregularidades de la estela del buque.
4.2.5.—Cavitación.
4.2.6.—Efecto de la superficie del mar.
4.2.7.—Efecto del lanzamiento de la pala.
4.3.—Conclusiones.

5.—TOBERA ÓPTIMA.
5.1.—Antecedentes.
5.2.—Base para una sistematización.
5.3.—Rendimiento hidrodinámico de la tobera.
5.3.1.—Aprovechamiento del campo de depresión de la tobera.
5.3.2.—Grado de empuje económico.
5.3.3.—Coeficiente de succión ideal.
5,4.—Influencia de la viscosidad.
5.4.1.—Observación general.
5.4.2.—Perfil de la tobera.
5.4.3.—Fórmulas para la resistencia.
5.4.3.1.—Resistencia de presión.
5.4.3.2.—Resistencia de fricción.
5.4.3.2.1.—Cara exterior.
5.4.3.2.2.—Cara interior.
5.4.3.3.—Resistencia total.
5.4.4.—Angulo de incidencia.
5.4.4.1.—Angulo absoluto de la corriente.
5.4.4.2.—Angulo del perfil de la tobera.
5.4.4.3.—Angulo de incidencia al perfil.
5.5.—Relaciones óptimas de la tobera.
5.6.—Rendimiento total de los propulsores óptimos.

6.—MÉTODO PARA PROYECTAR UN PROPULSOR KORT ÓPTIMO.
6.1.—Tanteo inicial.
6.1.1.—Valores básicos.
6.1.2.—Tanteo de las relaciones principales.
6.1.3.—Número de palas.
6.2.—Proyecto de la hélice Kaplán.
6.2.1.—Repartición óptima del empuje.
6.2.2.—Cálculo por secciones.
6.2.2.1.—Tanteo de resistencia estructural de la pala.
6.2.2.2.—Anchura de la punta.
6.2.2.3.—Contorno de la pala y curva de espesores.
6.2.3.—Cálculo definitivo.

7.—ALGO SOBRE LA TEORÍA DEL PROPULSOR DICKMANN.
7.1.—Consideraciones generales.
7.2.—Contrapropulsores libres y difusores circunferenciales.
7.3.—Base teórica del propulsor Dickmann a).
7.4.—Rendimiento del contrapropulsor-difusor.
7.5.—Teoría del propulsor Dickmann b).
7.6.—Comparación práctica entre los propulsores Dickmann a) y b).

8.—RESUMEN.
Apéndice I: Lista de símbolos.
Apéndice II: Bibliografía.

1.—INTRODUCCIÓN.

En los principios de la teoría de la propulsión por hélice, su efecto se interpretaba que era debido al chorro que produce; RANKINE, así, llegó a demostrar que hay un límite de rendimiento del que, bajo ninguna circunstancia, puede pasar cualquier tipo de propulsor, y que tiene validez hasta hoy día como "rendimiento ideal" o, mejor dicho, "rendimiento de chorro" η_c. Veremos, en el trabajo siguiente, que en la actualidad presenciamos el renacimiento de este concepto con la aparición de los propulsores de chorro, que empiezan, tras haber mostrado sus ventajas en la técnica aeronáutica, a ganar terreno también en la ingeniería naval.

Pese a la gran importancia que para el rendimiento de un propulsor tiene este valor de η_c, ya que la relación entre chorro y empuje está matemáticamente definida y es independiente del tipo de

propulsor, no es suficiente aquél para conocer el rendimiento total de éste, debiendo tenerse en cuenta además el rendimiento del transmisor de energía, que convierte ésta en chorro. Con el progreso de la teoría de la hélice como propulsor más frecuente, hemos llegado a aprender que, forzosamente incluso en las hélices de rendimiento óptimo, el rendimiento total resulta en general bastante inferior que el "de chorro".

Puede decirse que la teoría de la hélice hoy día ha llegado a su forma definitiva con los trabajos de STRSCHELETZKI (1), LERBS (2) y otros autores. Pero precisamente son estos trabajos los que también han permitido conocer los puntos débiles de la hélice libre, por lo que, en los últimos años, se ha despertado nuevamente el interés por el propulsor combinado, que en parte suprime los inconvenientes de aquélla.

El primer promotor del propulsor combinado en la ingeniería naval fué KORT (3), quien con su tobera con la cual circundaba la hélice—en primer término una normal—dió el paso decisivo hacia el moderno propulsor de chorro para buques. Su método, empero, era más experimental que científico, y por lo tanto en general no consiguió aprovechar—según lo que opinan los autores posteriormente citados—el total de las ganancias posibles en comparación con la hélice libre, lo que en parte explica el por qué la aplicación del propulsor Kort, durante muchos años, se limitaba en remolcadores, barcos pesqueros y otros, en los que el alto valor del grado de empuje, desde un principio, significaba un rendimiento básico muy bajo.

En los últimos años, sin embargo, acababan de publicarse, en número creciente, trabajos científicos que tratan de desarrollar una teoría de la hélice con tobera, con y sin contrapropulsor. De estas publicaciones puede deducirse que el campo de una aplicación ventajosa del propulsor combinado es mucho más amplio, del antes supuesto por la experiencia obtenida con propulsores proyectados según KORT. Consta que el más destacado de estos autores, DICKMANN, cuyo trabajo con WEISSINGER (4) se considera fundamental para la teoría de propulsores de chorro, llegó a profetizar que, dentro de una decena de años, no habrá buque moderno que no sea accionado por propulsor combinado. Si bien esto, en parte, se debe al hecho de que, con la velocidad y el tamaño creciente de los barcos, tiende a subir el grado de empuje, también contribuye a esta opinión el mejor conocimiento de la teoría del propulsor combinado, que nos enseña que puede obtenerse mejor rendimiento en circunstancias en las que, según el método empírico de KORT, no hubiera valido la pena el instalar una tobera.

En vista de que el mayor coste de un propulsor combinado influye poco en el precio total de un barco moderno, pero que la ganancia de sólo algunas centésimas en el rendimiento significa un ahorro considerable de combustible durante la vida del barco, parece interesante un estudio de esta teoría, de la que se dará un extracto en los párrafos siguientes.

2.—PROGRAMA Y DEFINICIONES.

2.1.—*Conceptos.*

En lo siguiente, se llamará "propulsor Kort" al que está compuesto de una hélice y de una tobera, y "propulsor Dickmann" a otro igual, pero dotado de contrapropulsor. En ambos la hélice, en contraposición a la hélice libre, será del tipo Kaplán.

Aunque, en general, la parte de salida de la tobera se ejecute en forma de difusor, con $2 \times 4^\circ$ de ángulo, se hará caso omiso, en el estudio de la teoría base, de esta disposición, cuya ventaja se supone compensará unos pequeños efectos nocivos, que tampoco entrarán en consideración, para simplificar el desarrollo teórico-matemático. De este modo también se supone que el diámetro de la hélice Kaplán coincide con el de salida de la tobera.

El diámetro de entrada de la tobera, que es prácticamente igual al del propulsor entero, coincide con el de una hélice libre, que puede compararse, en lo que se refiere a su empuje y rendimiento, con el propulsor combinado; se explicará que, en general, el rendimiento del propulsor, al proyectarlo según el método desarrollado más abajo, tendrá que ser casi siempre superior al de esta hélice libre.

Por lo demás, el propulsor combinado se considera como una unidad entera dispuesta en un flujo con la velocidad v_e de entrada, que es la del barco disminuída por la velocidad de la estela del buque.

2.2.—*Valores característicos.*

El rendimiento de chorro, como se sabe, depende del grado de empuje. Siendo el empuje S, el área del propulsor F y $\gamma/g = \rho$ la densidad del flúido, el grado de empuje resulta

$$C_s = \frac{S}{\rho F v_e^2/2} \qquad [1]$$

Para la hélice libre, entonces, el rendimiento de chorro es

$$\eta_c = 2/(1 + \sqrt{1 + C_s}) \qquad [2]$$

Según el método corriente de caracterizar un propulsor combinado, suponemos que el empuje total que da, S_o, se divide—hablando del propulsor Kort—en dos partes: el que produce la hélice Kaplán, S_h, y el que da la tobera, S_t. En general, este último se expresa por un coeficiente de succión θ_i —en analogía a las relaciones entre resistencia del buque y empuje—, que ya que actúa en el sentido de la marcha es negativo. Es, entonces,

$$S_h = \frac{S_o}{1 - \theta_i} \qquad [3]$$

y

$$S_t = S_o - S_h = \frac{-\theta_i S_o}{1 - \theta_i} \qquad [4]$$

En fin, definimos como grado de empuje del propulsor el valor

$$C_{so} = \frac{S_o}{\rho\, v_e^2\, \pi/_2\, D^2/4} \qquad [5]$$

en donde D es el diámetro de salida de la tobera y de la hélice Kaplán.

2.3.—*Programa.*

En los párrafos que siguen vamos a desarrollar, primero, la teoría del propulsor Kort en general, suponiendo en principio que ya hayamos dispuesto una tobera en su forma óptima y conseguido así la succión máxima o ideal de ésta. En la segunda parte, discutiremos los resultados, comparando con los que se podrían obtener con una hélice libre. Después, estudiaremos el método de conseguir la tobera óptima, y compararemos ésta con la ideal supuesta en un principio, fijando el concepto de un rendimiento óptimo de la tobera. En la última parte, y tras haber enseñado, en un capítulo intermedio, un método adecuado para proyectar, a base de esta teoría, un propulsor Kort óptimo, nos ocuparemos del efecto de un contrapropulsor añadido, formando así un "propulsor Dickmann", y al fin discutiremos los resultados prácticos del estudio y de su aplicación.

2.4.—*Nomenclatura.*

Se dará, en el apéndice número I del trabajo, una lista de los símbolos usados por orden alfabético.

3.—La teoría del propulsor Kort.

3.1.—*Rendimiento de chorro.*

Una de las ventajas principales que, desde un principio, se reconocieron como efecto integrante del propulsor Kort, era la de que no puede haber, detrás de la salida de la tobera convenientemente configurada, una contracción del chorro, en la que tenemos que ver, según la teoría clásica de propulsores, una de las causas principales para la disminución del rendimiento. Veremos más tarde que esta opinión—cierta por lo que se refiere a la geometría del chorro—no es absolutamente correcta, ya que la comparación con la hélice libre no puede hacerse a base del diámetro de salida, sino el de entrada de la tobera, y entonces el chorro sí tiene menos diámetro que la hélice comparativa, o sea el de D, en comparación al de D_e. Pero, quedando variable la relación entre D y D_e, en primer término en forma arbitraria, tenemos que fijar un diámetro de referencia para el desarrollo de la teoría y elegimos como más práctico el de D; en este caso, a aquél no corresponde en verdad ninguna contracción del chorro.

Sabiendo que el empuje total que da el propulsor debe corresponder a la masa del agua que pasa a través de él por segundo, multiplicada por la aceleración comunicada a ella, y que la masa es

$$M = \rho\, \pi\, D^2/4\ (v_e + c_a) \qquad [6]$$

siendo c_a la velocidad del mismo chorro respecto al agua exterior, y asimismo el incremento de velocidad producido, el empuje será

$$S_o = \rho\, \pi\, D^2/4\ (v_e + c_a) c_a \qquad [7]$$

Esto supone que, en la salida del propulsor, se haya formado ya una corriente uniforme, de manera que, detrás de ella, ya no hay ni superpresión ni aceleración.

Como aún no sabemos, de todos modos, cómo es la repartición de estas velocidades—nos ocuparemos más tarde de este problema—, nos limitamos, al principio, a una faja circunferencial, comprendida entre los radios r y $r + dr$, en la que tenemos igualmente, con v_e y c_a comprendidos como valores locales en este radio,

$$dS_o = \rho\, 2\, \pi\, r\, dr\ (v_e + c_a) c_a \qquad [8]$$

En lo siguiente, introduciremos el concepto de "salto de presión", escribiendo

$$\Delta p_o = dS_o/(2\, \pi\, r\, dr) \qquad [9]$$

de manera que tenemos

$$\Delta p_o = \rho\, (v_e + c_a) c_a \qquad [10]$$

Buscando la solución que nos dé una relación entre c_a y los demás valores, e introduciendo en la ecuación el valor adimensional del grado de empuje, definido por la fórmula [5], llegamos por fin a

$$c_a = v_e \left(-\tfrac{1}{2} + \tfrac{1}{2}\sqrt{1 + 2\,C_{so}}\right) \qquad [11]$$

Este valor es distinto del que da, para una hélice libre, la relación entre grado de empuje, velocidad de chorro y velocidad de entrada, ya que nos hemos basado en un área distinta de referencia, caracterizada por el valor D, en lugar del desconocido del diámetro medio del sistema. Nos obliga, por lo tanto, a comprobar también la expresión para el rendimiento de chorro del propulsor, basada también en este concepto especial de grado de empuje.

Se llega a una expresión para este rendimiento η_c al formar la relación entre la potencia de avance, que es

$$dN_s = dS_o\, v_e \qquad [12]$$

y la suma de ésta y la energía perdida que queda en el chorro detrás del propulsor (sin contar, en esta determinación, la rotativa inducida por la hélice), siendo esta última

$$dN_c = dM\, c_a^2/2 \qquad [13]$$

Sustituyendo en la fórmula dS_o y dM por los valores que se deducen de las fórmulas [8] y [6], se encuentra con la relación arriba citada que representa η_c, y pasando de M a dM en [6] por sustitución de $\pi D^2/4$ por $2\,\pi\, r\; dr$,

$$\eta_c = \frac{1}{1 + c_a/2\,v_e} \qquad [14]$$

y, al fin, con el valor de c_a expresado por la ecuación [11], se llega a

$$\eta_c = \frac{2}{1\tfrac{1}{2} + \tfrac{1}{2}\sqrt{1 + 2\,C_{so}}} \qquad [15]$$

A primera vista, comparando con el valor dado por la fórmula [2], parece que así se hubiera conseguido ya un aumento considerable del rendimiento de chorro al pasar de la hélice libre a un propulsor Kort, y en esta suposición se basan varios autores al discutir las ventajas de una tobera. Pero en verdad no es así, ya que el diámetro D, como ya se había dicho, es menor que el de la hélice libre de comparación y, por lo tanto, el grado de empuje correspondientemente mayor. Volveremos sobre esta cuestión más adelante al desarrollar los conceptos para llegar a la tobera óptima de un propulsor combinado. Aquí nos limitamos a decir que la fórmula dada no es contradictoria a la que en general se emplea, ya que el elegir la base de referencia—o sea, el área base—es cuestión de definición y práctica. Al cambiar correspondientemente esta base se llega fácilmente a una coincidencia de los valores.

De todos modos, resulta que la ventaja del propulsor Kort, al tener en cuenta esta diferencia de definiciones, no consiste esencialmente en una ganancia del rendimiento de chorro: consiste especialmente en otras ganancias que se mostrarán más abajo.

3.2.—*Campo de velocidades y presiones.*

En términos generales, un propulsor Kort, según nuestra definición, consiste en una tobera en la cual, de una manera cualquiera—y que incluso puede no ser una hélice—se instala un transmisor de energía que produce un salto de presión (fig. 1). Este salto forma un campo de presiones sobre el propulsor entero, de cuya integración resulta un empuje, que en el caso ideal es S_o. En la figura se muestra esquemáticamente el campo de presiones, las líneas de la corriente del agua que pasa por el propulsor y la característica de velocidades, siempre para un flujo uniforme. De esta configuración puede deducirse lo siguiente:

La aceleración longitudinal del agua, para llegar a la velocidad del chorro c_a en la salida de la tobera, se efectúa exclusivamente en la región comprendida entre una distancia hacia proa, desconocida pero definida como la en la que reina una corriente no perturbada por el propulsor, y el salto de presión dispuesto en el diámetro mínimo de la tobera. Detrás del disco de la hélice Kaplán, dispuesta en este diámetro mínimo—se mostrará después la conveniencia de hacerlo—, no hay ni aceleración ni en consecuencia variación de presiones, a no ser por el difusor que, aquí, en esta consideración básica, no entra en discusión. Si bien hay alguna diferencia contra esta imagen algo esquemática, debida al campo de torbellinos producidos por el sistema de circulación, esto no impide que tiene que cumplirse la ley de continuidad del flujo. Por la tanto, el salto de presión actúa exclusivamente formando un campo de *depresión* dirigido hacia proa, cuyo efecto sobre la tobera produce, en primer lugar, la succión o empuje de ésta.

Segundo: Observamos, subrayando siempre que se trata de una tobera sin forma de difusor, que la velocidad longitudinal del agua que pasa por el

disco de la hélice Kaplán debe ser igual a la de salida del propulsor, o sea, $v_e + c_a$.

La cuestión principal que en estas circunstancias suele surgir, y que ha hecho que varios autores hayan preferido ver el efecto de la tobera de manera distinta, es: ¿Cómo puede producirse el salto de presión longitudinal en el disco de la hélice Kaplán, aunque aquí no haya aceleración longitudinal del flujo? Este problema parece haber sugerido varios conceptos erróneos sobre el funcionamiento de la tobera Kort; pero es fácil de resolver al introducir el teorema de circulación. Un salto de presión, según la teoría de bombas axiales (cuya aplicación a la de los propulsores Kort ha mostrado DICKMANN), puede conseguirse por la energía rotativa que se induce al flujo que pasa por el transmisor. La explicación matemática da, entre otros, WISLICENUS (5), como se verá en la fórmula [16].

Para deducir esta fórmula, observemos en la figura 2 los vectores que representan las velocidades a la entrada y a la salida del disco de la hélice en una sección de ésta de radio r. El agua entra en la sección con la velocidad longitudinal antes citada y sale de ella, por efecto de la ley de continuidad, con la misma. Pero, al pasar el flujo por el disco de la hélice, sus palas le aplican una velocidad rotativa absoluta de c_u, en el mismo sentido como la relativa de las palas, de manera que esta última, en la salida del disco, va disminuída, llegando al valor de $\omega r - c_u$, en lugar de ωr, que es la velocidad relativa a la entrada.

Como la componente longitudinal sigue igual, la diferencia de presiones que resulta entre la entrada y la salida del disco, y que corresponde a la energía transmitida, es de

$$\Delta p = p_e - p_s = \rho/2\ [(\omega r)^2 - (\omega r - c_u)^2] \qquad [16]$$

Resulta que, para producir el salto de presión Δp, hay que aplicar una velocidad rotativa que es

$$c_u = \omega r - \sqrt{(\omega r)^2 - \frac{2\,\Delta p}{\rho}} \qquad [17]$$

3.3.—*Rendimiento ideal.*

Conociendo así la velocidad rotativa que hay que producir en la sección correspondiente de la hélice

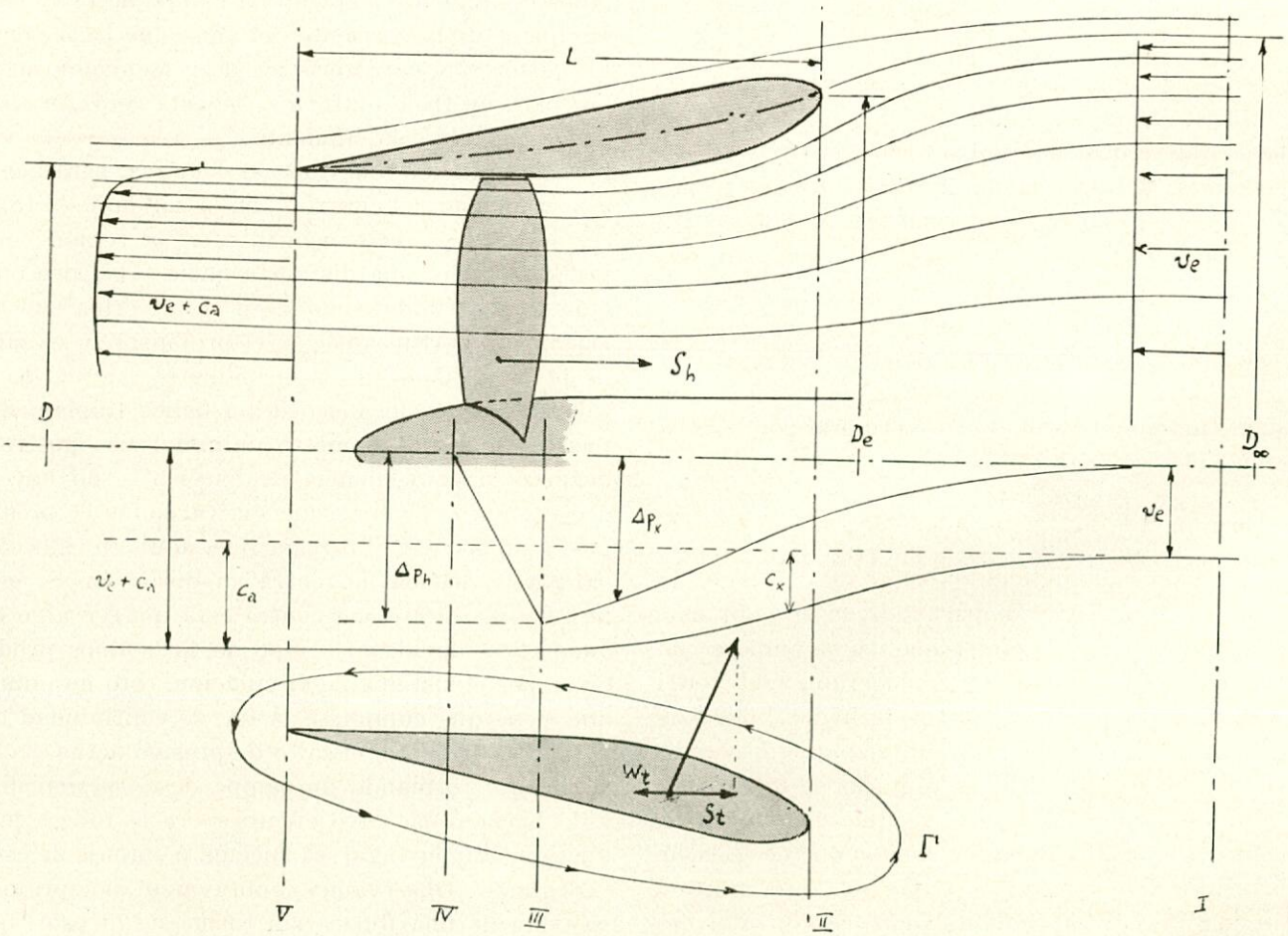


Fig. 1.—Propulsor Kort. Velocidades y presiones.

Kaplán, puede calcularse también la potencia elemental precisa para conseguirla y, con ella, el rendimiento básico, es decir, el ideal (que corresponde al llamado rendimiento inducido de una hélice libre), sin influencia de la viscosidad.

Primero, tenemos que fijar la altura del salto de presión que habrá que lograr en el disco de la hélice. Como sabemos que el empuje de la hélice debe ser menor que el total, hacemos la hipótesis de que la reducción sea igual en todas sus secciones, con la cual se llega, con un coeficiente ideal de succión de la tobera θ_i, a

$$\Delta p_h = \frac{dS_h}{2\pi r\, dr} = \frac{dS_o}{2\pi r\, dr\,(1-\theta_i)} \qquad [18]$$

con lo que, introduciendo además el concepto del grado de avance, pero que aquí está relacionado a la velocidad de entrada,

$$\lambda_r = \frac{v_e}{\omega r} \qquad [19]$$

obtenemos

$$c_u = \omega r \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\lambda_r^2 C_{so}}{1-\theta_i}}\right) \qquad [20]$$

El rendimiento ideal de cualquier propulsor puede expresarse por la relación entre la potencia de empuje, dada en la fórmula [12], y la absorbida por el transmisor rotativo, que es igual a la fuerza transversal en la pala, multiplicada con la velocidad tangencial, o sea, en un elemento entre r y $r + dr$ y comprendiendo con la fuerza transversal la de todas las palas en este elemento

$$dN_{hid} = dT_i\, \omega\, r \qquad [21]$$

El valor de dT_i, aquí, se consigue expresar de la misma manera que por la que forma la relación entre dS_o y c_a, es decir, con ayuda de la ley de impulso, que da como en [7],

$$dT_i = 2\pi r\, dr\,(v_e + c_a)\, c_u \qquad [22]$$

Entonces, partiendo de las fórmulas [12] y [21], definimos

$$\eta_{ri} = \frac{dN_s}{dN_{hid}} \qquad [23]$$

y, con [8] y [22], igualmente

$$\eta_{ri} = \frac{\lambda_r c_a}{c_u} \qquad [24]$$

Finalmente, sustituyendo c_a y c_u por [11] y [20], obtenemos

$$\eta_{ri} = \frac{\lambda_r^2 \left(-1 + \sqrt{1 + 2C_{so}}\right)}{2\left(1 - \sqrt{1 - \frac{\lambda_r^2 C_{so}}{1-\theta_i}}\right)} \qquad [25]$$

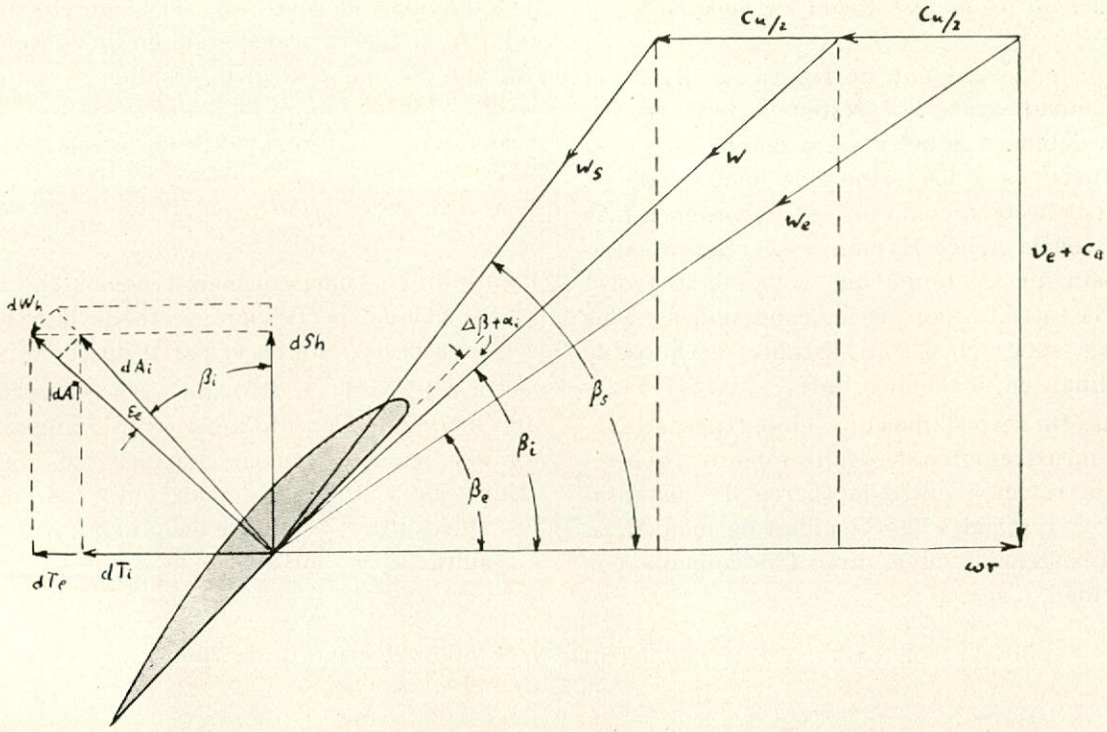


Fig. 2.—Hélice Kaplán.—Velocidad y fuerzas en una sección.

que es una fórmula fundamental para el rendimiento ideal de un propulsor Kort, respecto a una sección circunferencial de la hélice Kaplán, comprendida entre los radios r y $r + dr$. Para llegar al valor correspondiente del propulsor entero, habría que proceder a la integración sobre el radio entre O y R, o sea, en la práctica, entre el del núcleo y la punta de la pala.

3.4.—*Influencia de la viscosidad en la hélice.*

En la fórmula [25] aún no figura la influencia de la viscosidad, o sea, la resistencia de la sección de la pala debida a aquélla. Para completar el estudio, recurrimos a los principios del método de considerar la sección como un perfil; veremos más abajo que, en la hélice Kaplán, esto resulta satisfactorio, sin que se tenga que volver a la teoría circulatoria estricta, porque las condiciones en las que trabaja esta hélice son bastante distintas de las que reinan en una hélice libre.

Para este fin recordamos que, en perfiles, se suele definir un parámetro de deslizamiento ε que representa la relación entre la fuerza de sustentación, que es vertical a la velocidad de incidencia, y la de resistencia, cuya dirección coincide con esta velocidad, o sea,

$$\varepsilon = W_h/A \qquad [26]$$

en donde

$$A = \zeta_a \rho w^2/2\, l\, b \qquad [27]$$

W_h se compone, a su vez, de dos partes: de la reresistencia por presión W_{hp} y la de fricción W_{hf}. Sobre cómo se determinan, se hablará en el capítulo en que se desarrolla el método de proyectar la hélice Kaplán adecuada. En este lugar puede considerarse suficiente la indicación de que los valores de ε, que puede definirse también como la tangente entre A y el vector $\overline{A} + \overline{W}_h$, oscilan en hélices Kaplán, según la sección y su carga, entre 0,02 y 0,07.

Para llegar a una expresión matemática sobre su influencia, veamos los triángulos de fuerzas que actúan sobre la sección, representados en la figura 2. Figura en ella el ángulo hidrodinámico que, en hélices que trabajan en toberas, y en contraposición a las hélices libres, está—como fácilmente se deduce de la figura—definido por la relación

$$\operatorname{tang} \beta_i = \frac{v_e + c_a}{\omega r - c_u/2} \qquad [28]$$

Introduciendo los valores adimensionales para c_a y c_u, esto se convierte en

$$\operatorname{tang} \beta_i = \frac{\lambda_r \left(1 + \sqrt{1 + 2\, C_{so}}\right)}{1 + \sqrt{1 - \dfrac{\lambda_r^2\, C_{so}}{1 - \theta_i}}} \qquad [29]$$

Este valor, en el caso ideal, está determinado por la condición de que, siendo dA_i la fuerza de sustentación del perfil, dS_h el elemento de empuje y dT_i la fuerza transversal en una sección de la pala que se opone al giro, resulta

$$dS_h = dA_i \cos \beta_i \qquad [30]$$

y

$$dT_i = dA_i \operatorname{sen} \beta_i \qquad [31]$$

Pero si, con un paso más, tenemos en cuenta la resistencia del perfil por efecto de la viscosidad, la fuerza resultante en el perfil no es dA_i, sino el vector $\overline{dA} = \overline{dA}_i + \overline{dW}_h$, que ya no es normal a w, sino inclinado respecto a dA_i con el ángulo ε, que, por ser pequeño, puede considerarse igual a su valor tang ε. Como, además, entonces cos ε, con $\varepsilon \to O$, resulta $\to 1$, puede aceptarse $|dA| \approx |dA_i|$, y resulta

$$dS'_h = dA_i \cos (\beta_i + \varepsilon) \qquad [32]$$

y el valor efectivo de la fuerza transversal

$$dT_e = dA_i \operatorname{sen} (\beta_i + \varepsilon) \qquad [33]$$

Ahora bien, como la hélice Kaplán, para que el propulsor entero dé el empuje elemental dS_o, debe dar el valor dS_h representado por la fórmula [30], y no el menor de dS'_h resulta que hay que disponer el perfil de manera que dé una fuerza de sustentación $dA^* > dA_i$ tal que

$$dA^* \cos (\beta_i + \varepsilon) = dA_i \cos \beta_i \qquad [34]$$

En este caso, llega a ser

$$dT_e = dT_i + dW_h/\cos \beta_i \qquad [35]$$

$$dT_e = dT_i + dA_i\, \varepsilon/\cos \beta_i \qquad [36]$$

$$dT_e = dT_i \left(1 + \frac{\varepsilon}{\operatorname{sen} \beta_i \cos \beta_i}\right) \qquad [37]$$

Sustituyendo ahora los valores de sen y cos por el de tang, se llega finalmente a

$$dT_e = dT_i\, (1 + \varepsilon \operatorname{tang} \beta_i + \varepsilon/\operatorname{tang} \beta_i) \qquad [38]$$

Aplicando este valor a la fórmula [25], o sea, a las [21] y [23], llegamos a

$$\eta_r = \frac{\eta_{ri}}{1 + \varepsilon\,(\text{tang}\,\beta_i + 1/\text{tang}\,\beta_i)} \qquad [39]$$

4.—Comparación con la hélice libre.

4.1.—*Rendimiento base.*

4.1.1.—*Rendimiento de chorro.*

Hasta ahora, todavía no se vé con claridad la ventaja que, según lo inicialmente expresado, debe de tener el propulsor de chorro combinado sobre la hélice libre; y el hecho de que algunos inconvenientes que, para empezar, explicaremos, son innegables, ha inducido a muchos ingenieros a considerar bastante dudoso lo que pretenden los partidarios del propulsor Kort.

Empezamos con el rendimiento de chorro. Si bien la fórmula [15] parece acusar una ganancia matemáticamente definida en comparación con la [2], ésta sólo existe mientras se parte de un diámetro *igual* de las hélices libre y Kaplán. Pero en el momento en que la primera llegue a tener un diámetro mayor, por ejemplo, igual al exterior del propulsor Kort entero, puede cambiar la relación hasta llegar a un valor ventajoso para la hélice libre. Tenemos que prestar atención a este hecho al discutir las condiciones para el proyecto de una tobera óptima (véase 5).

4.1.2.—*Rendimiento inducido.*

Una desventaja indiscutible de la hélice Kaplán es el hecho de que, en ésta, el ángulo hidrodinámico β_i es mayor que en una hélica libre igual, ya que, en la primera, es

$$\text{tang}\,\beta_i = \frac{v_e + c_a}{\omega r - c_u/2} \qquad [28]$$

mientras que, en la hélice libre, tenemos.

$$\text{tang}\,\beta_i = \frac{v_e + c_a/2}{\omega\, r - c_u/2} \qquad [40]$$

Recordando que, para la hélice libre, el rendimiento ideal de la sección era

$$\eta_{ri} = \lambda_r/\text{tang}\,\beta_i \qquad [41]$$

queda claro que el aumento de tang β_i en la hélice Kaplán significa un sacrificio de rendimiento que sólo parece aceptable en el caso—que en este momento de nuestro estudio aún no ha sido comprobado—de que la disminución del empuje, el cual en la hélice libre debe ser S_o, pero en la hélice Kaplán sólo necesita ser $S_o/(1 - \theta_i) < S_o$ (por ser negativo θ_i), compense aquel aumento de tang β_i.

4.2.—*Pérdidas secundarias de la hélice libre.*

El llamar "secundarias" las pérdidas siguientes de rendimiento que afectan a la hélice libre, pero no—o por lo menos en un grado muy inferior—a la hélice Kaplán dispuesta en una tobera, no significa que sean de poca importancia, sino que, al proyectar una hélice, suelen entrar en el cálculo en la segunda fase al determinar las secciones definitivas de sus palas. En un principio, se trata de las pérdidas centrífugas, las producidas por el número finito de palas y, por fin, las producidas por el efecto de persiana.

Estas pérdidas en la hélice libre, o sea, su influencia en su rendimiento total, resultarían sin más al aplicar a su cálculo el método exacto de circulación (1) y (2). Pero para demostrar la diferencia contra otra incluída en una tobera, parece más adecuado el método antiguo, que da sin proporcionar desde un principio valores exactos, con inclusión de su influencia mutua, una mejor explicación visible de los diversos efectos.

4.2.1.—*Pérdidas centrífugas.*

Tratándose de una hélice libre, en que se forma, en el interior del chorro, al pasar el flujo por el disco de la hélice, un campo depresionario cuya magnitud se determina por

$$\Delta d_p = \partial p/\partial r = \rho \int_R^r \frac{c_u^2}{r}\, dr \qquad [42]$$

se llega a un factor de "defecto de presión" de

$$f_c = (\Delta p - \Delta d_p)/\Delta p \qquad [43]$$

en cada sección, al efectuar la integración indicada en [42], por el que disminuye Δp_h y con él dS_h, o sea, que por ello hay que aumentar dA para llegar al valor preciso de dS_h, lo que sólo se consigue aumentando c_a hasta otro valor c'_a, de manera que

$$c'_a = v_e\,(-1 + \sqrt{1 + C_s/f_c}) \qquad [44]$$

Igualmente, como es natural, aumenta c_u hasta

un valor c'_u. Por lo tanto, el ángulo hidrodinámico resulta mayor que el valor ideal inducido, siendo

$$\text{tang } \beta'_i = \frac{v_e + c'_a/2}{\omega r - c'_u/2} \qquad [45]$$

Sabiendo que el rendimiento inducido, según la fórmula [41], es proporcional al valor de 1/tang β_i, el efecto centrífugo significa una disminución de rendimiento de una hélice libre, afectando principalmente a las secciones interiores. En una hélice incluída en una tobera—aunque esta última no fuese más que un tubo—esta pérdida no existe, ya que las paredes de aquélla impiden el movimiento centrífugo que es el resultado—o mejor dicho, la causa—de este defecto. Al contrario, las paredes soportan la presión radial e incluso, cuando tienen forma de difusor, la transforman en una ganancia de empuje. Pero también hay cierta influencia de este efecto en la misma hélice Kaplán, sobre la que puede decirse lo siguiente:

En la hélice libre, al margen del flujo que pasa por la hélice, debe existir la misma presión exterior, o sea, considerando a ésta como línea cero de la curva de presiones radiales, la depresión crece progresivamente, desde la punta de la pala hasta llegar, cerca del núcleo, a su valor máximo. En la hélice Kaplán la presión radial, en la punta, no es cero, sino que tiene un valor definido > 0. Para encontrar a éste partimos de la condición de que, al pasar la energía al flujo en la forma descrita en 3.2., y no tener éste posibilidad de salir en sentido radial del cilindro representado por la tobera, debe mantenerse el equilibrio longitudinal entre energía y presión inducida, o sea, que el salto de presión total debe quedar inalterado, aunque su repartición sobre el radio varíe contra la supuesta en un principio, es decir, antes de tener en cuenta este efecto.

Resulta, por lo tanto,

$$\int_0^R \Delta p_r \, 2 \pi r \, dr - \rho \int_0^R \frac{c_u^2}{r} \, 2 \pi r \, dr = S_h \qquad [46]$$

lo que significa que la presión local Δp_r empieza, en la punta, con un valor por Δd_p mayor que el de Δp_h que resulta de la fórmula [16], decreciendo hacia la raíz, donde es menor que Δp_h, pero quedando sin modificación, en resumen, el valor medio de Δp_h. La influencia sobre el rendimiento total, por lo tanto, es prácticamente cero (con tendencia casi inapreciable de mejorar), aunque será preciso, para determinar la hélice Kaplán por secciones, tener en cuenta este efecto con el fin de llegar al rendimiento óptimo de la hélice como conjunto. El valor de f_c, entonces, es menor que la unidad desde el eje a 0,5 hasta 0,6 R, con su mínimo en la raíz, y desde 0,5 ó 0,6 R hacia la punta, es ligeramente superior a la unidad con el máximo en la punta. Una curva típica de los f_c en función de r/R se muestra en la figura 8.

En total, ya que la pérdida de rendimiento por este efecto en una hélice libre, según el grado de empuje, es de la magnitud de 2 a 4 por 100, la ganancia correspondiente es una de las indiscutibles de un propulsor Kort.

4.2.2.—*Efecto del número finito de palas.*

El cálculo antes citado para el empuje y las velocidades inducidas sólo vale con la condición de que, en toda la faja circunferencial entre r y $r + d,r$ actúe el transmisor de energía de manera completamente uniforme. En realidad, tratándose de una hélice, hay sectores del disco que están inmediatamente bajo la acción de una pala, y otras—entre las palas—que sólo están influídos por el campo circulatorio de las mismas, según su distancia a ellas y la intensidad de su circulación. Cuanto menor es el número de palas, mayor es la discrepancia entre la hipótesis y la realidad.

Este efecto tiene como consecuencia que, en el sector cuyo centro está determinado por el eje radial de una pala (o mejor dicho, el eje-vórtice que representa ésta), el valor inducido de c_a—e igualmente el de c_u—es mayor que el valor medio y uniforme en el que hemos basado nuestros cálculos para dS y, en consecuencia, también para tang β_i y para η_r. En una hélice libre tenemos, por lo tanto, para el flujo en el cual trabaja la pala, en vez del valor c_a, otro c_a/κ, y en vez de c_u otro c_u/κ con $\kappa < 1$. Por lo visto, a causa de este aumento de las velocidades localmente inducidas, crece también tang β_i, según la fórmula [40], y baja η_{ri} según la fórmula [41] (12).

Además, en la hélice libre tenemos un movimiento del agua que, rodeando exteriormente la punta de las palas, pasa de la cara de presión de las secciones hacia la de succión, y esto más, más que ésta está cerca de la punta. El efecto final resulta semejante al descrito anteriormente, o sea, que para llegar al valor necesario efectivo de c_a que corresponde al empuje dS, hay que contar con un ángulo β_i mayor que el ideal, ya que una parte considerable del flujo que pasa por el disco de la hélice no contribuye a la formación del chorro.

El coeficiente κ que caracteriza este fenómeno

y las pérdidas correspondientes se encuentra en muchas publicaciones, en general dado en función del grado de empuje y el de avance, para diferentes números de palas y para las secciones entre el núcleo y la punta (6). La publicación más conocida es la de GOLDSTEIN.

Al introducir la hélice en una tobera, este efecto desaparece en su mayor parte. Como el valor de c_a llega ya a su magnitud total al llegar el flujo al disco de la hélice Kaplán, su variación circunferencial será mucho menor que en una hélice libre, e incluso insignificante; y también la velocidad transversal c_u, por la continuidad dentro de un aro con el ancho del disco de la hélice y comprendido entre r y $r + dr$ no podrá oscilar como en la hélice libre, ya que esto precisaría una oscilación longitudinal correspondiente, a la que se opone—como ya se ha expresado—la ley de continuidad dentro de este tubo cerrado que forma la tobera. Ciertamente, quedará algún efecto de oscilación, pero distinto del producido en la hélice libre y seguramente mucho menor.

Por lo que se refiere a la desviación del flujo alrededor de las puntas, es evidente que las pérdidas que caracterizan la hélice libre tampoco pueden producirse, por lo menos en su mayor parte; suponiendo naturalmente que la configuración del conjunto sea adecuada, lo que significa que el huelgo entre la punta y la pared interior de la tobera se limite al mínimo posible, y que la punta tenga el ancho debido, cuya magnitud se acercará al máximo de la pala. (Por lo que, desde un principio, se ha hablado de un tipo "Kaplán".) Para un huelgo adecuado, V. MANEN (7) da valores, en su figura 35, que oscilan entre 2,5 milésimos (en hélices menores) hasta 1,5 milésimos del diámetro.

En suma, es evidente que el coeficiente que caracteriza las pérdidas debidas al número finito de las palas, en la hélice en tobera, es mucho mayor que en hélices libres y ya se acerca bastante a la unidad. Para conocer su valor exacto, de todos modos, se precisarían investigaciones detalladas especiales en este sentido. Hasta conocer las funciones y los parámetros de los que depende, se recomienda sustituir el coeficiente de Goldstein κ, para hélices Kaplán en toberas, por otro aproximado

$$k = \kappa + (1 - \kappa) \left(\frac{R - r}{R - r + e} \right)^2 \qquad [47]$$

en donde e es el huelgo entre punta y tobera y el segundo factor en su totalidad representa la corrección por efecto de la tobera.

Como este efecto, en una hélice libre, disminuye con el número de palas, apunta hacia la conveniencia de aumentar dicho número; como carece de importancia en la hélice Kaplán, ésta puede construirse prácticamente siempre de tres palas.

Resulta cierto, de esta consideración, que el propulsor combinado tiene en este aspecto una ventaja considerable sobre la hélice libre, que se expresa en una ganancia de varias centésimas de rendimiento real, según el grado de empuje.

4.2.3.—*Efecto de persiana.*

Este efecto, de mucha importancia en la hélice libre también, está compuesto de dos partes: una, que se debe a que el agua tiene que pasar el disco de la hélice, por estrangulamiento del paso por el espesor de las mismas secciones de las palas, con una velocidad mayor de la uniforme $v_e + c_a/2$, según la ley de continuidad, y otra, que corresponde al hecho de que cada pala no trabaja en un flujo aislado, sino en uno afectado por la circulación inducida por las palas vecinas. Ambos efectos coinciden en que el flujo que actúa sobre el perfil no incide con el ángulo hidrodinámico β_i, sino con uno mayor por un ángulo de corrección $\Delta\beta$. Como sabemos, cada aumento del ángulo hidrodinámico va acompañado, según la fórmula [41], de un decrecimento correspondiente del rendimiento.

El efecto egalizante de la tobera, igual al descrito en 4.2.2., tiende a hacer uniforme el flujo; de manera que la segunda parte del efecto aquí descrito, y que va acompañada por un aumento aparente de c_a, no podrá tener lugar en la forma mencionada, en vista de que la inducción de c_a se haya desplazado hacia la entrada de la tobera, quedando limitado el efecto de persiana, en el mismo disco de la hélice Kaplán, a la inducción de la velocidad rotativa c_u. Como ésta siempre resulta mucho menor que ωr, mientras que c_a puede llegar incluso a ser mayor que v_e (desde un $C_s = 3$ en la hélice libre), la influencia de esta parte del efecto de persiana en el ángulo hidrodinámico y, con él, en el rendimiento, queda muy reducida en comparación con la hélice libre. La otra, incluso se acentúa, ya que el agua que pasa el área estrangulada por las secciones de las palas no puede escapar en sentido radial.

V. LAMMEREN y TROOST (8) recomiendan, dando en su figura 161 las curvas de $\Delta\alpha$ ($= \Delta\beta_1$), que representan el efecto de persiana, aplicar los valores sacados de este gráfico, sólo con 2/3 hasta 3/4 de su importe, según pruebas prácticamente efectua-

das con hélices libres. Podemos suponer que, en hélices Kaplán, acertamos bastante bien aplicando sólo los valores correspondientes a la primera parte de este efecto (o sea, el estrangulamiento), pero en su totalidad. Aun así, la ganancia en rendimiento será considerable en la hélice Kaplán en comparación con otra libre.

4.2.4.—*Efecto de las irregularidades de la estela del buque.*

V. MANEN (7) subraya el efecto ventajoso de la tobera por actuar el campo de depresión a su entrada en el sentido de regularizar la estela del propio buque en esta zona, cuya desigualdad circunferencial, en hélices libres, hace oscilar considerablemente el ángulo de incidencia de la corriente al perfil de la pala, de manera que casi sólo en algunas determinadas posiciones de la circunferencia resulta cumplida la condición del ángulo óptimo sobre el que se basa el proyecto de aquel perfil; lo que, naturalmente, también tiene el efecto de reducir sensiblemente el rendimiento. Indica este autor que, mientras existen, en hélices libres, variaciones incluso de un 80 por 100 de la estela, en la tobera esta desigualdad se reduce hasta un 3 por 100.

En dirección radial, la regularización de la estela será bastante menor, aunque también—por lo menos en toberas largas—existirá tal efecto. Pero importa poco, en vista de que, en este sentido, la variabilidad de la estela ya puede tenerse en cuenta fácilmente en la determinación del rendimiento óptimo de cada sección.

En conjunto, la hélice que trabaja en una tobera, también bajo este concepto llevará siempre una ventaja considerable sobre otra libre en condiciones por lo demás iguales, aunque este efecto, en los cálculos generales, quede casi siempre sin considerar.

4.2.5.—*Cavitación.*

El efecto de la cavitación, aunque partiendo de condiciones distintas en hélices libres y en otras incluídas en una tobera, no puede compararse en forma matemática, ya que, al proyectar la hélice, habrá que proceder en manera tal que quede siempre una seguridad suficiente contra este efecto nocivo. Aunque éste, en las secciones cerca de la punta, conduce a valores algo mayores de ε que en hélices libres, su influencia en el rendimiento total resulta mucho menor que, por ejemplo, la del coeficiente de Goldstein en estas últimas. En detalle, este asunto se tratará en 6.2.2.2.

4.2.6.—*Efecto de la superficie del mar.*

En una hélice, las secciones de las palas, en su movimiento de giro, trabajan a una profundidad que, teóricamente, oscila entre $d - r$ y $d + r$. El campo de presiones y depresiones que forman en su movimiento, produce, en el caso de una hélice libre, un efecto en la superficie del mar que corresponde a la formación de olas por cualquier cuerpo que se mueva en la superficie o inmediatamente bajo ella. En general, esto no se tiene en cuenta en el proyecto de una hélice, suponiendo que la distancia mínima $d - R$ a la superficie se haya elegido de un valor suficiente como para justificarlo.

En realidad, la resistencia correspondiente a la formación de olas, por un cuerpo sumergido, se subestima frecuentemente, como ha hecho notar WEINBLUM en varias ocasiones (13). Esto también se confirma en el trabajo de SCHWANECKE (14), que, aunque para otras circunstancias, ha investigado la influencia de la distancia de un perfil a la superficie sobre el empuje que da.

Por término medio, partiendo del concepto de una resistencia igual puede estimarse la pérdida relativa $\frac{\Delta\zeta_a}{\zeta_a}$ de empuje de un perfil, en función del parámetro $(d - r)/l$, según la tabla siguiente:

$\frac{d-r}{l}$	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
$\frac{\Delta\zeta_a}{\zeta_a}$	24,0	19,4	16,0	10,5	7,2	5,9	3,3	1,9 %

Estas relaciones muestran, en principio, el efecto nocivo que, en primer lugar, afecta a las secciones próximas a la punta de la pala. Pero también existe tal influencia, considerable aún en muchas ocasiones al tomar como exactos los valores arriba indicados, en las secciones principales. Para darnos cuenta de su magnitud aproximada, estimamos los valores correspondientes a la sección 0,7 R de una hélice libre de 3,0 m. de diámetro, suponiendo que tenga un $l_r = 1{,}0$ m. y una dis-

tancia de la punta a la superficie de 0,5 m. Entonces, los porcentajes teóricos de las pérdidas de empuje, serían (el origen corresponde a la posición vertical y superior de la pala):

posición (grados)	0 360	45 315	90 270	135 225	180
$\Delta\zeta_a/\zeta_a$ (%)	16,8	12,8	7,2	4,2	3,1

Pérdida media: 8,6 %

Ahora bien, la realidad no corresponderá a estos valores, ya que no se ha tenido en cuenta ni la dirección instantánea del movimiento, ni la influencia mutua de los perfiles, ni el sistema oscilatorio que se forma. Pero, no siendo un tal estudio el objeto de este trabajo, nos bastarán para dar una idea del efecto que se produce en una hélice libre, mientras que, en otra dotada de una tobera, desaparecerá en su mayor parte; por lo menos al darle a la tobera una longitud suficiente —mayor, cuanto mayor sea el grado de empuje—, ya que tanto a la entrada como a la salida de la misma, se habrá formado un campo estable de presiones que ya no influirá modificando notablemente el coeficiente de empuje de las secciones en su movimiento giratorio. De todos modos, también en este sentido la hélice que trabaja en una tobera lleva ventaja sobre la libre.

4.2.7.—*Efecto del lanzamiento de la pala.*

En hélices libres, la experiencia muestra que conviene dar, en general, a las palas una inclinación de algunos grados hacia popa, el llamado "lanzamiento" ("rake", o "caída de la pala"). Esta disposición, además de razones prácticas, entre las que destaca la idea de separar la pala del codaste y de la misma popa, pretende la ventaja teórica de que, así, la hélice "coja" más flujo y, a la vez, convierte en empuje parte de la presión hidrodinámica correspondiente al movimiento centrífugo de aquél (10).

Pero, por otra parte, hay que tener en cuenta que la inclinación de la pala va acompañada por el inconveniente de aumentar el momento flector en su raíz, que determina el momento resistente necesario de las secciones y, con él, sus espesores; aumento que se debe al momento flector adicional al producido por el empuje y las fuerzas transversales, correspondiente a las fuerzas centrífugas de los elementos de la pala con su brazo que va en función de la inclinación, y que actúa en el mismo sentido que aquél.

En la hélice Kaplán, no se puede conseguir ninguna ganancia mediante un lanzamiento de la pala, ni en flujo, ni por aprovechamiento de un movimiento centrífugo, ya que tal no existe; por lo tanto, en general, no hay motivo para adoptar inclinación alguna. Conviene, por el contrario, disponer la generatriz normal al eje de la hélice, con la ventaja de que desaparece el momento flector adicional; lo que significa que, partiendo del esfuerzo total máximo admisible en las secciones cerca de la raíz, puede darse menor espesor a estos perfiles, de manera que trabajan —para el mismo empuje— con un parámetro de deslizamiento considerablemente menor y bajo un efecto de persiana menor también, o sea, con un rendimiento mayor que el de una hélice libre.

Asimismo, en la hélice Kaplán, con su estela uniforme, no vale la pena dar, a las secciones hacia la punta, "retraso" (divergencia del extremo de la pala con relación a la generatriz base, "skew back"), ya que no existen las condiciones que, según varios autores, lo hacen conveniente en la hélice libre.

4.3.—*Conclusiones.*

Considerando en resumen las ventajas e inconvenientes del propulsor combinado en comparación con una hélice libre, puede decirse que, en casi todos los detalles que hemos llamado secundarios, el propulsor tiene ventaja sobre la hélice libre; resultando que, incluso al tener en cuenta el criterio explicado en 4.1., estas ventajas compensan los inconvenientes que resultan según 4.1.2. y 4.2.5. De manera que, incluso al resultar algo menor el rendimiento básico aparente, en resumen el propulsor Kort—y como veremos más aún el propulsor Dickmann—da un rendimiento real mayor que la hélice libre. Sólo en hélices muy poco cargadas puede contarse con que las ganancias por efecto de la tobera no compensen el coste de su instalación.

APENDICE I

LISTA DE SIMBOLOS

SÍMBOLO	EXPLICACIÓN	FÓRMULA	DIMENSIÓN
A	Fuerza de sustentación de un ala	[27]	kg
dA	Idem, valor en un elemento entre r y dr de una pala de hélice	Véase 3.4	kg
dA_i	Idem, valor ideal		kg
dA	Idem, valor correspondiente compensando la resistencia del perfil	[71]	kg
C_s	Grado de empuje de una hélice libre	[1]	adimensional
C_{so}	Grado de empuje de un propulsor combinado, referido a D.	[5]	"
C_{so}^*	Idem, referido a D_e	[51]	"
D	Diámetro de la hélice; igual al de salida de la tobera teórica		m
D_e	Diámetro de entrada de la tobera		m
D_∞	Diámetro del flujo que pasa por la tobera, a distancia ∞ antes de llegar a ella	[48]	m
D_x	Idem, a la distancia x a proa de la hélice		m
H_o	Presión atmosférica		kg m^{-2}
K	Coeficiente de seguridad contra la cavitación		adimensional
L	Longitud de la tobera		m
M	Masa del flujo por segundo	[6]	kg sec m^{-1}
dM	Idem, entre los radios r y $r + dr$		kg sec m^{-1}
dN_c	Potencia correspondiente a las pérdidas del chorro entre r y $r + dr$	[13]	m kg sec^{-1}
N_h	Potencia de la hélice en general	Véase 6.2.3	"
dN_h	Idem, entre r y $r + dr$ de la hélice		"
dN_{hid}	Idem, valor para un propulsor ideal	[21]	"
N_s	Potencia de empuje, en general		"
dN_s	Idem, en un elemento del propulsor entre r y $r + dr$	[12]	"
dP	Fuerza de sustentación en una pala del contrapropulsor, entre r y $r + dr$	[88]	kg
dQ	Fuerza transversal en el contrapropulsor, entre r y $r + dr$.	[87]	kg
R	Radio de la hélice Kaplán		m
S	Empuje de un propulsor en general		kg
dS	Idem, en un elemento entre r y $r + dr$		kg
S_o	Empuje total de un propulsor combinado	Véase 6.1.1	kg
dS_o	Idem, en un aro entre r y $r + dr$	[8]	kg
S_h	Empuje de la hélice Kaplán en general	[3]	kg
dS_h	Idem, en un elemento entre r y $r + dr$	[30]	kg
dS_p	Empuje ideal correspondiente a una sección del contrapropulsor		kg
S_t	Empuje de la tobera	[4]	kg
dT	Fuerza transversal en una sección de una hélice en general.		kg
dT_i	Idem, valor ideal	[22]	kg
dT_e	Idem, valor real, incluyendo la resistencia del perfil	[33]	kg
W	Resistencia del barco		kg
W_h	Resistencia de una pala de la hélice		kg
W_{hf}	Idem, debida a la fricción		kg
W_{hp}	Idem, debida a la presión		kg
dW_h	Idem, en una sección entre r y $r + dr$		kg
W_p	Resistencia del contrapropulsor		kg
dW_p	Idem, en la sección entre r y $r + dr$ de una pala	[92]	kg
W_t	Resistencia de la tobera	[57]	kg
W_{tfe}	Idem, por fricción exterior	[59]	kg
W_{tfi}	Idem, por fricción interior	[60]	kg
W_{tp}	Idem, por presión	[58]	kg
X	Momento de resistencia de una pala	Véase 6.1.3	m^3
Z	Número de palas de un contrapropulsor		adimensional

SÍMBOLO	EXPLICACIÓN	FÓRMULA	DIMENSIÓN
a	Parámetro de curvatura de la tobera	[56]	m^{-1}
b	Anchura de un ala		m
c_a	Velocidad longitudinal inducida en el chorro (media y en el radio r)	[11]	m sec^{-1}
c_u	Velocidad tangencial inducida por la hélice en el radio r...	[17]	"
c_x	Velocidad longitudinal del chorro a la distancia x a proa de la hélice	Véaee 5.3.1	"
d	Profundidad del eje del propulsor bajo la superficie		m
e	Huelgo entre punta de pala de la hélice y tobera		m
f_c	Coeficiente centrífugo	[43]	adimensional
h_r	Paso en la sección r de una pala de hélice	[72]	m
k	Coeficiente correspondiente al número finito de palas en una hélice Kaplán	[47]	adimensional
l	Longitud de una pala en general		m
l_r	Idem, en el radio r de la hélice		m
l_p	Idem, de una pala de contrapropulsor en el radio r		m
p_e	Presión de entrada en una hélice		kg m^{-2}
p_s	Idem, de salida		"
p_r	Presión absoluta en el radio r de la hélice	[70]	"
Δp	Salto de presión en general		"
Δp_o	Idem, en el propulsor, correspondiente al empuje S_o	[9]	"
Δp_h	Idem, en la misma hélice	[18]	"
Δp_{hi}	Idem, en el propulsor Dickmann, ideal		"
Δp_{he}	Idem, valor real, tomando en cuenta la resistencia del contrapropulsor	[91]	"
p_r	Salto de presión local en el radio r	Véase 4.2.1	"
Δp_p	Idem en el contrapropulsor en general		"
Δp_{pi}	Idem, valor ideal	[78]	"
Δp_{pe}	Idem, valor real, incluyendo la resistencia	[79]	"
Δp_x	Depresión en la tobera, a distancia x a proa de la hélice.	[49]	"
Δd_p	Depresión centrífuga	[42]	"
q	Espesor de una sección de la pala de la hélice Kaplán		m
r	Radio de una sección de la hélice o del contrapropulsor, respecto al eje		m
s	Espesor máximo del perfil de la tobera		m
t	Módulo de la hélice en el radio r	$2\pi r/z$	adimensional
v	Velocidad del barco		m sec^{-1}
v_e	Velocidad longitudinal de entrada al propulsor	Véase 6.1.1	"
w	Velocidad relativa de ataque total	Véase 6.2.2.2	"
x	Distancia a proa de la hélice, como fracción de la longitud de la tobera		adimensional
y	Distancia del interior de la tobera del cilindro de diámetro D, en x, como fracción de $(D_e - D)/2 = 1$		adimensional
z	Número de palas de la hélice		"
α_i	Angulo de incidencia de un perfil, para anchura infinita de la pala		º
β_e	Angulo de entrada del flujo respecto a la sección de una pala de la hélice en funcionamiento	[76]	º
β_s	Idem, de salida	[77]	º
β_i	Angulo hidrodinámico	[28]	º
$\Delta\beta$	Corrección del ángulo hidrodinámico en general		º
$\Delta\beta_1$	Idem, debida al coeficiente de persiana	Véase 4.2.3	º
$\Delta\beta_2$	Idem, debida al coeficiente Goldstein corregido	Véase 4.2.2	º
γ	Peso específico del agua del mar		kg m^{-3}
δ	Angulo de inclinación de la fuerza de sustentación en una pala del contrapropulsor respecto al plano de su disco		º
ε	Parámetro de deslizamiento en general	[26]	adimensional
ε_e	Idem, corregido (efectivo) de un perfil de la hélice		"

SÍMBOLO	EXPLICACIÓN	FÓRMULA	DIMENSIÓN
ε'_o	Idem, incluyendo en él los $\Delta\beta$ medios		adimensional
ε_p	Idem, de un perfil del contrapropulsor, sin corrección		"
ε_{pe}	Idem, corregido según el número Reynolds		"
ζ_a	Coeficiente de sustentación de un perfil en general		"
ζ_{ar}	Idem, en el radio r de una pala		"
ζ_{ap}	Idem, de un perfil del contrapropulsor		"
ζ_p	Coeficiente de resistencia de presión de un perfil aerofoil.		"
ζ_f	Idem, de resistencia de fricción		"
η_c	Rendimiento de chorro	[14]	"
η_p	Rendimiento del contrapropulsor	[93]	"
η_r	Rendimiento en un radio r del propulsor en general	[39]	"
η_{ri}	Idem, ideal	[23]	"
η_{re}	Idem, real	[73]	"
η_{rt}	Rendimiento del propulsor en el radio r teniendo en cuenta el total de la tobera	Véase 5.5	"
η_t	Rendimiento de la tobera en general		"
η_{ti}	Rendimiento hidrodinámico de la tobera	Véase 5.3.1	"
η_{tr}	Rendimiento por resistencia de la tobera	[55]	"
θ_b	Coeficiente de succión del barco		"
θ_i	Idem, de la tobera, ideal	[54]	"
θ_t	Idem, real	Véase 5.3.2	"
κ	Coeficiente de Goldstein	Véase 4.2.2	"
λ_r	Grado de avance en el radio r del propulsor	[19]	"
ρ	Densidad hidrodinámica del agua del mar	γ/g	kg m^{-4} sec^2
φ_o	Angulo del flujo en la entrada de la tobera respecto al eje del propulsor	Véase 5.4.4.1	º
φ_t	Angulo de inclinación del perfil de la tobera	[62]	º
ψ_b	Coeficiente de estela del barco en el radio r de la hélice, y medio		adimensional
ω	Velocidad angular de la hélice	$n\pi/30$	sec^{-1}

APENDICE II

OBRAS CITADAS

(1) STRSCHELETZKI.—"Hydrodynamische Grundlagen zur Berechnung der Schiffsschrauben" (libro). Karlsruhe, 1950.

(2) LERBS.—"Ergebnisse der angewandten Theorie des Schiffspropellers".—Jahrbuch STG, 1955, páginas 163 y sgs.

(3) KORT.—"Der neue Düsenschrauben-Antrieb". Werft, Reederei, Hafen, 1934, págs. 41 y sigs.

(4) DICKMANN und WEISSINGER.—"Beitrag zur Theorie optimaler Düsenschrauben".—Jahrbuch STG, 1955, páginas 153 y sigs.

(6) WISLICENUS.—"Fluid Mechanics of Turbo-Machinery", (libro), Mc. Graw-Hill, New York and London.

(6) MARTÍN DOMÍNGUEZ.—"Sobre la aplicación de la teoria circulatoria al cálculo de propulsores". INGENIERÍA NAVAL, núm. 204, págs. 337 y sigs.

(7) V. MANEN.—"Neuere Fortschritte in der Forschung der Düsenpropeller". Schiff und Hafen, 1957, páginas 101 y sigs.

(8) V. LAMMEREN.—"Resistance, Propulsion and Steering of Ships" (libro). Haarlem, 1948.

(9) HORN und AMTSBERG.—"Entwurf von Schiffsdüsensystemen". Jahrbuch STG, 1950, págs. 141 y sigs.

(10) VOLLBRECHT.—"Sobre un método práctico para la determinación de hélices óptimas". INGENIERÍA NAVAL, núm. 220, págs. 568 y sigs.

(11) GUTSCHE.—"Versuche über Profileigenschaften der Blattschnitte von Schiffschrauben". Schiffbau, 1933, págs. 262 y sigs. (Véase también (6).

(12) HORN.—"Theorie des Schiffes" (libro). Leipzig, 1929. (Verl. J. A. Barth.)

(13) WEINBLUM. — "Wellenwiderstand von Rotationskörpern". Schiffstechnik, Abril 1958, págs. 43 ss.

(14) SCHWANECKE.—"Beitrag zur Theorie der Unterwassertragflügel". Schiffstechnik, Abril 1958, págs. 71 y siguientes.

(Continuará.)

EL BUQUE DE CARGA «CIUDAD DE PASTO»

Construído en los Astilleros de Sevilla de la Empresa Nacional «Elcano» para la Flota Mercante Grancolombiana

Generalidades.

El proyecto del buque "Ciudad de Pasto" ha sido desarrollado por los Astilleros de Sevilla de la Empresa Nacional "Elcano" para su aplicación a los buques que dicha Empresa ha contratado con la Flota Mercante Grancolombiana. Pero dadas las excelentes características de este buque, fué aceptado como tipo por la Empresa Nacional "Elcano" para su programa de nuevas construcciones encaminado a renovar la flota mercante española, y otros armadores han realizado sus contratos de construcción para este mismo tipo de buque con los Astilleros de Sevilla.

El buque ha sido construído para el transporte de carga general, correspondiendo al tipo Shelter-deck abierto. Su estructura es longitudinal en el fondo y en la cubierta superior, y transversal en los costados y en las restantes cubiertas.

En la construcción se ha empleado preferentemente la soldadura, remachándose los solapes de la traca de pantoque, el angular de trancanil de la cubierta shelter con el forro y las cuadernas al forro.

Tanto el proyecto como la construcción del casco y de la maquinaria se han realizado bajo la inspección del American Bureau of Shipping, para obtener la más alta clasificación de dicha Sociedad para este tipo de buques.

Características principales.

Eslora total	144,80 m. = 475' 7/8"
Eslora entre perpendiculares	134,00 m. = 439' 7 11/16"
Manga de trazado	18,90 m. = 62' 1 1/8"
Puntal a la cubierta Shelter	10,90 m. = 35' 9 1/8"
Calado de proyecto	7,15 m. = 23' 6"
Peso muerto	7.800 t.
Capacidad de tanques:	
Combustible	994 t.
Lastre	817 t.
Agua dulce	372 t.
Potencia del motor	7.300 B. H. P.
Velocidad a plena carga	17 nudos

Tripulación.

La tripulación del buque es de 13 oficiales de puente y máquinas y 37 hombres de maestranza y marinería. Se dispone a bordo de un total de 34 camarotes, capaces para 56 plazas.

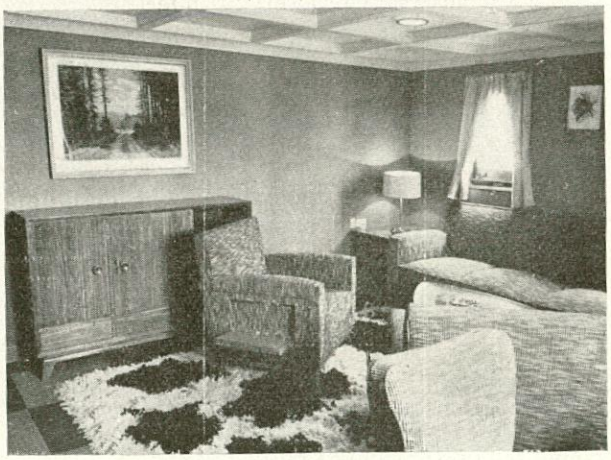
Bodegas.

El buque lleva cinco bodegas: cuatro para carga general y una refrigerada. La capacidad total de dichas bodegas, incluyendo escotillas, pero sin incluir gambuza y pañoles, es de:

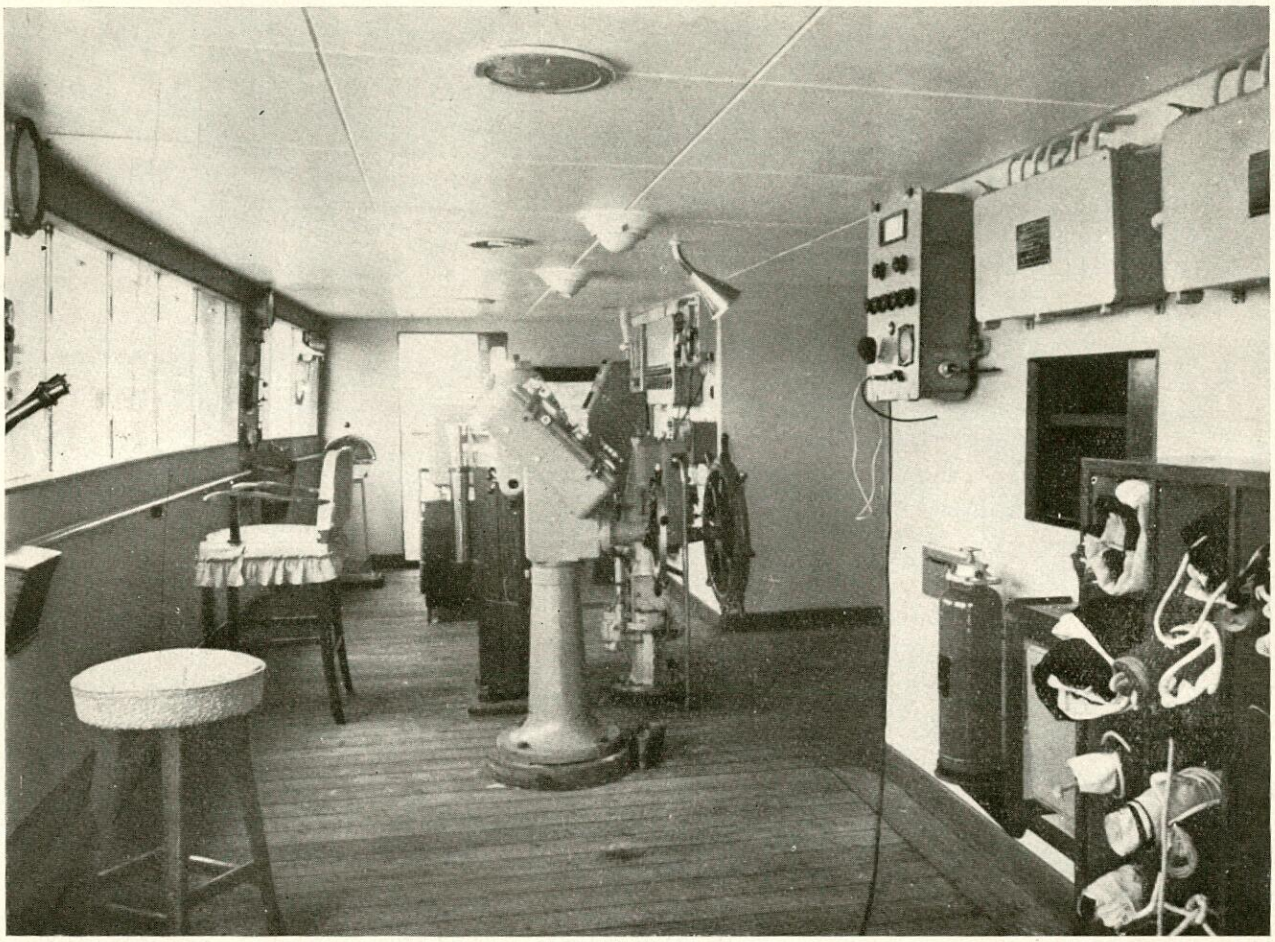
Bodegas de carga general.	11.390 m³ = 402.000 pies cúbicos
Bodega refrigerada	1.756 m³ = 62.000 pies cúbicos

Medios de carga.

Se ha cuidado muy especialmente de dotar al buque de potentes y rápidos medios de carga y descarga, y así, para el servicio de sus cinco escotillas, lleva montados tres palos de carga y dos pares de



Salón del armador.



PUENTE DE NAVEGACION.—La distribución racional de los aparatos permite una libertad de movimientos muy considerable. Se ha montado una instalación de altavoces con respuesta, poniendo en comunicación al puente con la proa y popa del buque.

posteleros con sus correspondientes plumas, distribuídas de la siguiente forma:

Escotilla 1:
A proa: 2 plumas de 5 Tm. y 15 metros.
A popa: 2 plumas de 10 Tm. y 16,5 metros.

Escotilla 2:
A proa: 2 plumas de 10 Tm. y 16,5 metros.
A proa: 1 pluma real de 35 Tm. y 18,5 metros.
A popa: 2 plumas de 5 Tm. y 15 metros.

Escotilla 3:
A proa: 2 plumas de 5 Tm. y 15 metros.

Escotilla 4:
A proa: 2 plumas de 5 Tm. y 15 metros.
A popa: 1 pluma real de 15 Tm. y 18,5 metros.
A popa: 2 plumas de 10 Tm. y 16,5 metros.

Escotilla 5:
A proa: 2 plumas de 10 Tm. y 16,5 metros.

ESCOTILLAS.

Todas las escotillas del buque, situadas en la cubierta intemperie, incluso las de la bodega refrigerada (escotilla 3), están dotadas de cierres metálicos estancos ELCANO-MACGREGOR, del tipo "single-pull".

MAQUINARIA PRINCIPAL Y AUXILIAR.

1 motor principal SULZER tipo 10-SD-72 de enfriamiento por agua dulce y de 7.300 B. H. P. a 132 r. p. m.
3 motores auxiliares SULZER tipo 8-BAH-22 de 450 B. H. P. a 500 r. p. m. que accionan tres dínamos de 300 Kw. y 230 V.
1 grupo electrógeno de puerto de 60 HP. que acciona una dínamo de 35 Kw. y 230 V. y un compresor de 30 m^3/hora a 30 Kg/cm^2.

Para el servicio del buque se han instalado las siguientes bombas y compresores, en las que los filtros destinados a los servicios esenciales son dobles. Distribuídas por sus distintos servicios son:

Servicio de casco:

Una bomba de lastre	200 Tm/h.
Una bomba de sentina	100 Tm/h.
Una bomba contraincendios	60 Tm/h.
Una bomba servicios generales	60 Tm/h.

Refrigeración del motor principal:

Dos bombas de refrigeración de agua dulce ..... 225 Tm/h. c/una.
Dos bombas de refrigeración de agua salada ..... 390 Tm/h. c/una.
Dos bombas de refrigeración de agua dulce de inyectores ..... 10 Tm/h. c/una.

Servicios domésticos:

Dos bombas de agua salada ..... 5 Tm/h. c/una.
Dos bombas de agua dulce ..... 5 Tm/h. c./una.

Lubrificación:

Dos bombas principales de lubrificación. 315 m^3/h. c/una.

Combustible:

Dos bombas de transvase ..... 40 Tm/h. c/una.
Una bomba de servicio diario ..... 5 Tm/h.
Dos bombas de baja presión ..... 2 Tm/h. c/una.

Compresores:

Dos compresores eléctricos de aire a 30 Kg/cm^2 ..... 240 m^3/h. c/uno.
Un compresor de emergencia ..... 30 m^3/h.

MAQUINARIA FRIGORÍFICA.

La bodega número 3, destinada para el transporte de carga refrigerada, de una capacidad de 1.756 m^3 = 62.000 cb. ft., es capaz de transportar productos congelados, refrigerados y plátanos en las siguientes condiciones:

Productos congelados ..... —18º C.
Productos refrigerados ..... 1,5º C.
Plátanos ..... 12º C.

Se ha dispuesto un sistema de intercomunicación entre los distintos entrepuentes que permiten tener en servicio sólo parte de la planta frigorífica en el período de conservación. También pueden transportarse simultáneamente cargas con distintas temperaturas en los tres entrepuentes.

El aislamiento de la bodega se ha realizado con corcho aglomerado forrado con chapa de acero galvanizado de 1,5 mm., de un espesor en costados y cubierta Shelter de 300 mm. y en las cubiertas de los entrepuentes de 250 mm. Los mamparos de proa y popa están aislados por 300 mm. de corcho hasta la bodega de fondo y 250 mm. el resto.

Los aislamientos se mantienen secos por medio de una instalación especial suministrada por la firma MINIKAY.

La maquinaria propiamente dicha consta de los siguientes elementos:

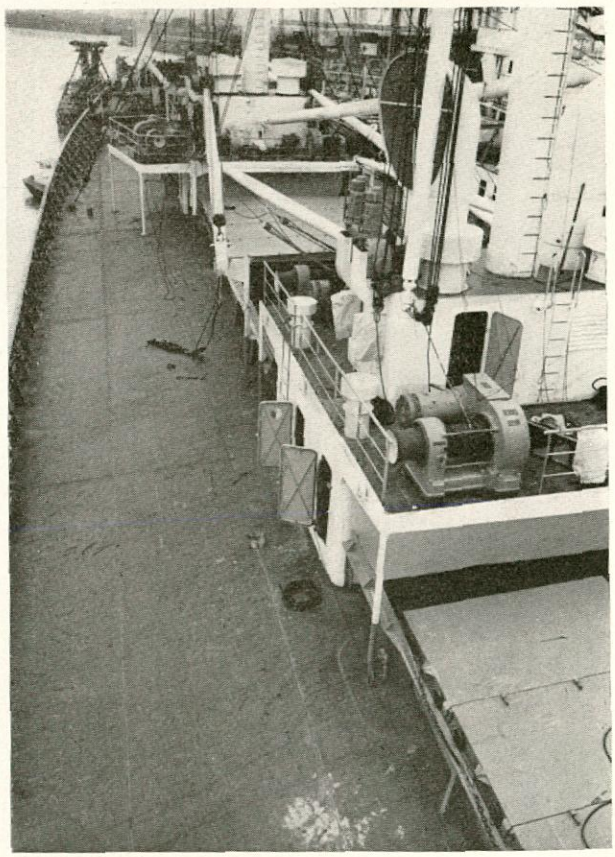
4 compresores de Freon-12 "Vizcayno-Worthington" de modelo 4.JF.4 accionados por motor eléctrico de 45 HP.
4 bombas de salmuera de 33 m^3/h. con motor eléctrico de 7 HP.
3 ventiladores eléctricos de 34.000 m^3/h. a 45 mm. de c. a., accionados por motor eléctrico de 22 HP.
1 calentador eléctrico de salmuera para el desescarche.
3 bombas de refrigeración por agua salada de los compresores de 80 m^3/h. accionadas por motor de 10 HP.

Toda la maquinaria es de funcionamiento automático y se ha previsto una instalación de termómetros y termógrafos a distancia, así como un completo sistema de alarmas. También para la purificación del aire en bodegas se ha previsto una planta ozonificadora.

MAQUINARIA AUXILIAR DE CUBIERTA.

La maquinaria auxiliar de cubierta, excepto los chigres eléctricos de amantillo, ha sido construída en su totalidad en la Factoría de Manises de la Empresa Nacional "Elcano", bajo licencia de la Casa B. D. T. Consta de los siguientes aparatos:

1 molinete eléctrico ELCANO-B. D. T. con motor de 53 HP.
16 chigres de carga eléctricos ELCANO-B. D. T. de 5 toneladas con motor de 50 HP.



CUBIERTA INTEMPERIE.—Tan sólo se utilizan obenques cuando trabaja la pluma real de 35 ton. La cubierta queda así completamente libre de obstáculos. Se han instalado chigres de amantillo eléctricos en este buque por primera vez en España.

2 chigres de carga eléctricos ELCANO-B. D. T. de 5 toneladas con tambor adicional de 8 toneladas y con motor de 50 HP.
1 cabrestante eléctrico ELCANO-B. D. T. de 7 toneladas de tracción con motor de 55 HP.
1 servomotor electrohidráulico ELCANO-B. D. T. de 25 T × m.
16 chigres eléctricos de amantillo AGUIRENA de 3,5 HP.

Pescantes y botes.

El buque lleva montados dos juegos de pescantes de gravedad del tipo de cubierta ELCANO-WELIN, para el servicio de dos botes salvavidas a motor de aleación ligera, con capacidad para 56 personas cada uno. Un tercer bote de servicio, montado a popa, está dotado de un pescante de husillo de brazo curvo del tipo CA-2 ELCANO-WELIN.

Equipo de navegación.

Un completísimo equipo de navegación ha sido instalado en el buque. Este equipo, aparte de las tres agujas magnéticas montadas en el techo del puente, puente de navegación y mando a popa, consta de los siguientes aparatos:

Un equipo de radar KELVIN-HUGHES.
Un equipo de girocompás y giropiloto MICROTECNICA.
Un equipo de T. S. H. marca R. C. A. modelo consola.
Un equipo de radiogoniómetro MARCONI.
Un sondador eléctrico ATLAS DUOTYPE.
Un equipo detector de humos y contraincendios por CO_2 WALTER-KIDDE.

Alojamientos.

El standard de acomodación es muy superior al normal existente en los buques de carga. Un cuidado estudio del mobiliario y colores de las tapicerías hace grata la estancia a bordo. Sistemas de calefacción y ventilación acondicionan los alojamientos en la navegación en cualquier tiempo y latitud.

La mayor parte de los camarotes son individuales y se han previsto amplios locales para recreo de la tripulación, así como cierto número de fuentes de agua helada para el servicio de la misma.

El buque "Ciudad de Pasto", primero de una serie de seis unidades ya contratadas por armadores extranjeros y nacionales en los Astilleros de Sevilla, alcanzó en sus pruebas de mar, realizadas el pasado mes de abril, una velocidad máxima de 19,10 nudos, lo que le hace ser el más rápido de los de su tipo y tonelaje construído por los astilleros españoles hasta el presente momento.

Segundo Congreso Mundial de Barcos Pesqueros, 1959

Por considerarlo de interés general para los Ingenieros navales, entresacamos las siguientes notas, de un Prospecto publicado por la FAO.

La Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación (FAO) organizó en 1953 un Congreso de Barcos Pesqueros, que celebró sus reuniones en París y en Miami, del cual se publicaron los trabajos y las discusiones en *Fishing Boats of the World.* Se ha dicho que este Congreso marcó un hito en el camino del mejoramiento del proyecto de los barcos pesqueros, estimulando a los constructores, armadores, patrones de pesca e ingenieros navales a investigar si una modificación de la disposición general del proyecto que utilizaban tradicionalmente daría o no por resultado el mejoramiento de las embarcaciones. Dicho Congreso demostró las grandes posibilidades que existían para perfeccionar la forma del casco de los buques con objeto de reducir la resistencia, disminuir el consumo de combustible, mejorar las condiciones de adaptabilidad al mar y aumentar la velocidad sostenida en servicio. El Congreso de 1953 esbozó, asimismo, algunos de los problemas del proyecto de buques-factorías y centró su atención en la elección de la maquinaria y del equipo de cubierta. Igualmente sirvió para demostrar a los funcionarios encargados de los servicios de pesca que el empleo de ingenieros navales en la plantilla de aquéllos mejoraría los servicios oficiales a la industria pesquera.

Desde 1953 se ha registrado un gran número de nuevos adelantos en relación con los barcos pesqueros. En las costas americanas del Pacífico se está empleando el agua del mar refrigerada para la conservación de la pesca. Para manipular las redes de cerco se están introduciendo grandes poleas de maniobra. Se construye mayor número de embarcaciones con popas de espejo e incluso en los grandes pesqueros de arrastre se están empleando actualmente proas de bulbo. En los buques-

factorías que practican la pesca de arrastre se está aplicando este sistema de pesca por la popa y se han obtenido grandes progresos en el proyecto de maquinaria de vapor, de aceite pesado y de gasolina, así como en el diseño de las hélices. Cada día se utiliza un número mayor de ingenieros navales en el proyecto y construcción de embarcaciones pesqueras. Los profesores de arquitectura naval y las organizaciones de investigación sobre construcción naval están comenzando a laborar en el mejoramiento de los proyectos de buques de pesca.

Los recientes progresos, que se desarrollan rápidamente, en el conocimiento del comportamiento de los barcos con mar gruesa pueden aplicarse al diseño de las embarcaciones de pesca. También los cascos de madera, para citar otro ejemplo, en muchos países se construyen con diversas resistencias y es indudable que podrían obtenerse economías con unos métodos perfeccionados de construcción de tal tipo de barcos. Se están aplicando nuevos materiales como son las sustancias plásticas. El aumento de los costos de la construcción, motores, combustible, mano de obra, etc., impone a los armadores y a los pescadores el prestar mucha más atención a la cuestión del proyecto de la embarcación.

Con el fin de estimular el aumento de las actividades referentes al mejoramiento de los barcos de pesca, la FAO está organizando un Segundo Congreso Mundial de Barcos Pesqueros, que habrá de celebrarse en Roma del 5 al 10 de abril de 1959.

El Congreso de 1953 estuvo dedicado en gran parte al proyecto de las embarcaciones pesqueras. Se trató de abarcar las particularidades del proyecto de barcos que no aparecen en los textos corrientes de arquitectura naval. Un nuevo Congreso de este tipo podría continuar trabajando en el mismo sentido con gran fruto y aún podrían añadirse muchos temas importantes a juzgar por las innumerables propuestas que se han formulado a la FAO. Sin embargo, se considera que el programa resultante sería demasiado largo y que no sería posible discutir las diversas materias con la suficiente minuciosidad dentro del tiempo de que se dispone. No se tiene la pretensión, ni ello es tampoco posible, de organizar un curso superior de arquitectura naval de barcos pesqueros y por ello es necesario limitar el programa a un número reducido de temas. En consecuencia, si el Congreso de 1953 tuvo como tema fundamental el del proyecto, el de 1959 tendrá como tema el RENDIMIENTO.

Se invita a asistir a él a las personas que dispongan de experiencia práctica en el proyecto y funcionamiento de embarcaciones pesqueras. Se calcula que asistirán a esta asamblea de 200 a 300 participantes bien calificados de los países pesqueros más destacados. Los gastos de asistencia al Congreso correrán por cuenta de cada uno de los participantes o de los Gobiernos, organizaciones, entidades y empresas a que pertenezcan. A la FAO corresponderá la organización, dirección del Congreso y los servicios de secretaría.

OBSERVACIONES SOBRE LOS TEMAS A TRATAR.

Métodos de pesca y equipo de cubierta.

La disposición general de la cubierta viene determinada por los métodos de pesca y por la tradición, con el resultado de que las embarcaciones de distintos países presentan a veces una distribución diferente aun cuando apliquen los mismos métodos de pesca. El Congreso Internacional de Equipos de Pesca organizado por la FAO en 1957 en Hamburgo, hizo destacar que eran posibles economías en la mano de obra mediante la manipulación racional de los artes de pesca y puso de relieve que el arquitecto naval debería tener en cuenta este factor al formular sus proyectos. Al presentar en forma reunida los conocimientos actuales en este campo, el Congreso contribuirá a la utilización de métodos de trabajo más racionales con los diferentes tipos de artes de pesca, y a que se obtenga una distribución adecuada del barco. Los debates versarán sobre dos puntos:

— Disposición de la cubierta para diferentes métodos de pesca.
— Comparación de los tipos principales de maquinillas de pesca y de dispositivos de recogida de las redes.
— Protección durante el trabajo.

Dirección de la maniobra.

Con objeto de obtener las mayores capturas posibles con el mínimo esfuerzo, la embarcación debe responder rápidamente a las órdenes del capitán. El motor propulsor deberá facilitar en todo momento el control necesario y la maniobrabilidad de la embarcación, mientras que las órdenes del capitán deberán transmitirse a la máquina lo más rápidamente posible. Por otra parte, el capitán debe también poder dirigir rápidamente el funcionamiento de las maquinillas de pesca con el fin de garantizar un trabajo eficaz del arte y evitar pérdidas de tiempo en las operaciones de pesca. Los debates se ocuparán de:

— Gobierno del barco con diferentes tipos de hélices.
— Mando del motor por el capitán con instrumentos y equipo de maniobra.
— Mando de las maquinillas de pesca con dispositivos hidráulicos, eléctricos, etc., y equipo de maniobra.

Escantillones.

Por lo general, los barcos de pesca se construyen por procedimientos tradicionales o de acuerdo con reglamentos formulados por los Gobiernos o por las sociedades de clasificación. Las embarcaciones de diferentes regiones que trabajan en aguas donde las condiciones son análogas, como son los barcos escandinavos que actúan en el Mar del Norte, los barcos franceses y españoles en el Golfo de Vizcaya y los barcos de la costa oriental de Norteamérica que trabajan en los

Grandes Bancos, están sometidos a fatigas aproximadamente iguales, pero sus métodos de construcción y, por consiguiente, su resistencia son diferentes. Analizando el historial de distintas embarcaciones debe ser posible llegar a normalizar una serie de escantillones mínimos. Con ello no solamente se lograría evitar que la construcción fuera defectuosa, sino que, sobre todo, se llegaría a una simplificación de las múltiples reglamentaciones que actualmente se refieren a ella, con lo que se reduciría el costo de construcción de los barcos pesqueros. Los trabajos y debates se centrarán alrededor de los puntos siguientes:

— Resistencia de las embarcaciones pesqueras con mar gruesa (casos de averías estructurales).
— Propuesta de escantillones de madera para los barcos de pesca.
— Relación entre la forma del casco y los métodos de construcción con madera y con acero.

Nuevos materiales para los cascos.

El decidir si las embarcaciones de pesca deben ser construídas de madera o de acero se simplifica muchas veces por el factor costo, ya que en una determinada localidad uno de los materiales puede resultar más barato que el otro. También el tamaño de la embarcación desempeña un papel importante. Durante los últimos veinticinco años, se han producido una serie de materiales nuevos como, por ejemplo, el aluminio, que se viene utilizando en grado limitado en ciertos detalles de los barcos pesqueros. En estos últimos tiempos, se han utilizado materiales plásticos para la construcción de pequeñas embarcaciones, las cuales han ofrecido la ventaja de que se pueden construir estructuras complicadas sin necesidad de disponer de mano de obra especializada. Naturalmente, tienen algunos inconvenientes, como son, el alto costo de la materia prima y la limitación del tamaño en que actualmente se construyen las embarcaciones de materiales plásticos. Al mismo tiempo, para que este procedimiento resulte económico es preciso construir varias unidades con el mismo molde. Sin embargo, se considera que resultaría de utilidad un debate relativo al empleo de nuevos materiales para la construcción de cascos completos. La discusión comprenderá:

— Examen de los principios de la construcción con materias plásticas.
— Experiencias con las embarcaciones de varios tamaños construídas de materia plástica.
— Problemas del costo y de otro tipo en la construcción de embarcaciones de pesca con materias plásticas.

Bodegas de pescado.

Los técnicos pesqueros de gran número de países han logrado idear procedimientos sencillos y económicos, como son la conservación en hielo y la refrigeración mecánica, para mantener el pescado en buenas condiciones durante un período prolongado y desembarcarlo más fresco y de mejor calidad perfeccionando el diseño y construcción de las bodegas de pescado. La reunión de técnicos en la elaboración de pescado, organizado en 1956 por la FAO en Rotterdam, representó un paso importante en este sentido. Es necesario que los arquitectos navales reconozcan las grandes posibilidades de mejorar la calidad aprovechando la experiencia de que se dispone actualmente. Los debates se desarrollarán ajustándose a los conceptos siguientes:

— Manipulación del pescado.
— Aislamiento, revestimiento, pintura y disposición general de las bodegas.
— Preservación del pescado con hielo, agua de mar enfriada y mediante la congelación.

Instalación de maquinaria.

Durante el Congreso de 1953 se describieron y estudiaron detalladamente muchos tipos distintos de maquinaria propulsora. El quinto Congreso Internacional sobre Motores de Combustión, que habrá de celebrarse en Alemania en 1959, se ocupará concretamente de los motores y de las turbinas de gas de potencia inferior a 1.500 c. v. Por consiguiente, no será necesario describir tipos específicos de motores. Sólo se aceptarán en los debates trabajos y colaboraciones relativos a experiencias en los que se compare el rendimiento de determinados tipos de motores con los datos efectivos a lo largo de un cierto número de años, y su economía, costo de mantenimiento, etc.

La forma en que se montan los motores es de gran importancia para el rendimiento de los barcos pesqueros. Se podría hacer mucho para evitar la vibración y otros esfuerzos mecánicos que desgastan el material y molestan a la tripulación. En consecuencia, es preciso ocuparse de los problemas que se refieren al eje de la hélice, como son las vibraciones torsionales, las juntas flexibles y la bocina del codaste con sus accesorios. Los debates se ocuparán de:

— Experiencia con las máquinas de vapor, motores, turbinas de gas, etc., comparando el rendimiento de los diversos tipos.
— Línea de ejes (vibraciones torsionales, juntas flexibles, bocina, alineación).
— Instrumentos de control para determinar la potencia producida (medidores del empuje, par, consumo de combustible, etc.).
— Disposiciones especiales para el trabajo en zonas tropicales (enfriamiento del motor, alto contenido de calcio en el agua, ventilación).

Costes de construcción.

Unicamente el ingeniero naval con gran práctica y que conozca perfectamente la situación económica de la industria pesquera y de la construcción de barcos

estará en condiciones de proyectar una embarcación que rinda el máximo beneficio por el capital invertido. En su decisión influirán muchos factores, como por ejemplo las facilidades de crédito, el aspecto económico del trabajo de los astilleros, el costo de los motores, materiales, mano de obra y de las diferentes clases de artes de pesca, la distancia a las zonas pesqueras, etcétera. Se aceptarán memorias que se refieran concretamente al tema siguiente:

—Estudio de los costes y horas-hombre que últimamente se consumen en la construcción de barcos pesqueros en los distintos países, según los diferentes métodos y materiales empleados.

Comportamiento en la mar.

La pesca está naturalmente limitada por las condiciones atmosféricas, y aun cuando no se puede hacer nada para variar tal limitación, las propiedades marineras de los barcos pesqueros pueden mejorarse de modo que se aumente el tiempo dedicado a la pesca y se reduzca al mínimo las penalidades de la tripulación. En consecuencia, el estudiar el rendimiento sin ocuparse a fondo de la cuestión del comportamiento de los barcos pesqueros con mar agitada no sería práctico. El tema se examinará bajo cinco subtítulos diferentes:

a) Resistencia.
b) Propulsión.
c) Estabilidad.
d) Adaptabilidad al mar.
e) Seguridad en el mar.

Resistencia.

En estos veinte últimos años, especialmente desde la segunda guerra mundial, se han efectuado muchas pruebas de resistencia de modelos de embarcaciones pesqueras en aguas tranquilas. En el Congreso de 1953, la FAO inició la publicación de hojas de datos que presentan dichos resultados en forma uniforme. Para abril de 1959 habrán aparecido en "Ensayos de barcos de pesca en Canales de Experiencias", publicado por la FAO, unas 300 de dichas hojas y, por lo tanto, los datos experimentales acerca de esta materia son bastante amplios. Se continúa trabajando en muchos institutos para estudiar la resistencia de los barcos pesqueros en mar agitada. Se precisa todavía aumentar los conocimientos sobre la resistencia de los barcos de pesca durante el remolque y manipulación de artes, como son las de arrastre, los curricanes y las redes de cerco. Los temas objeto de debate especial serán los siguientes:

— Aplicación de los resultados de los ensayos de modelos al proyecto real.
— Conclusiones extraídas de los ensayos de modelos en aguas tranquilas.
— Resistencia, pérdida de velocidad o aumento de la potencia en mar con olas.

Propulsión.

La teoría de la propulsión, proyectos de la hélice y del casco y apéndices del barco en relación con el rendimiento de propulsión está ya bien establecida para los barcos de gran tonelaje. Gran parte de este conocimiento puede utilizarse también para el proyecto de las embarcaciones pesqueras. Sin embargo, es necesario realizar pruebas especiales de propulsión con modelos de barcos pesqueros, así como pruebas de ellos una vez construídos a escala real, con el fin de llegar a una selección más eficaz de las hélices. En consecuencia, se considera importante que se discutan estos puntos concentrándose en los aspectos que siguen:

— Estela y factores de deducción de empuje y rendimiento propulsivo típico de los barcos pesqueros.
— El proyecto de las hélices en relación con las condiciones que se presentan en el remolque.

Estabilidad.

Los patrones y constructores de pesqueros están cada vez más enterados de que los barcos que tienen una pequeña estabilidad inicial, tienen balances suaves en la mar. Existe por ello una tendencia a reducir la estabilidad.

A los atuneros estadounidenses que operan en el Pacífico frente a América Central y del Sur y a los grandes pesqueros europeos que actúan en las regiones árticas, se les ha dado ya una estabilidad tan baja, que ha sido causa de que se perdieran algunos de ellos. Por tanto, es necesario fijar unos criterios que determinen la estabilidad mínima, y desde el Congreso de 1953, en que se formularon algunas propuestas en este sentido, algunos ingenieros navales han venido estudiando esta cuestión, observando la forma de reaccionar de los barcos. Ha llegado, pues, el momento de reunir la experiencia adquirida por ellos y comprobar si se pueden formular algunas propuestas más concretas sobre la estabilidad mínima. Los temas objeto de discusión especial serán los siguientes:

— Aplicación del período de balance como criterio de estabilidad.
— Validez de los criterios de estabilidad de Rahola y otros análogos.

Comportamiento en la mar.

El conocimiento de la forma de comportarse los barcos de carga en mar gruesa ha aumentado mucho desde el último Congreso. En Wageningen (Países Bajos) se celebró en 1957 un Coloquio sobre el Comportamiento de los Barcos con mar gruesa. Ha avanzado considerablemente la aplicación del método del espectro de potencia ("power spectrum method"), lo mismo que los estudios sobre los aspectos teóricos de los movimientos de los barcos, así como las experiencias y observaciones en condiciones de servicio. Esta labor se ha

concentrado principalmente en las embarcaciones mayores, pero gran parte de las lecciones deducidas podría ser aplicada a las de pesca. También se ha trabajado algo en el estudio del comportamiento de los barcos pesqueros. Los debates se centrarán en las cuestiones siguientes:

— Aspectos teóricos de los movimientos del barco y aplicación del método del espectro de potencia.
— Ensayos de modelos de embarcaciones de pesca con mar de proa, de popa y de costado.
— Observaciones de los barcos de pesca en la mar.

Seguridad en el mar.

Aunque la pérdida total de barcos pesqueros es relativamente reducida, todos los años pierden su vida centenares de hombres y otros millares resultan lesionados. Además, como consecuencia de averías, se pierden centenares de millares de horas de pesca.

El debate no comprenderá la seguridad contra el naufragio, de la que se tratará bajo el tema Estabilidad, sino que se centrará en los puntos siguientes:

— Preparación náutica y profesional de las tripulaciones.
— Prevención contra accidentes.
— Equipo de salvamento y experiencia práctica con balsas de goma elástica.
— Protección contra el hielo.
— Examen de la legislación (por la FAO y la OIT).

Productividad.

La cuestión más difícil tanto para el armador o el patrón como para el arquitecto naval es la de escoger el tipo apropiado y el tamaño de embarcación que proporcionen una productividad máxima. Antes de proceder a esta selección tan importante, es necesario conocer los factores que influyen en la productividad, conocer la táctica de la pesca, la construcción de embarcaciones y las posibilidades para mejorar su comportamiento en el mar. Es preciso también disponer de un buen conocimiento del rendimiento de los barcos que ya se han construído. En tal sentido, el último día del Congreso se dedicará a debatir los temas siguientes:

a) Coloquio sobre tipos de embarcaciones.
b) Elección de tamaño y tipo.
c) El barco de pesca del año 1975.

Simposio sobre tipos de embarcaciones.

Al Congreso de 1953 se presentaron una serie de memorias describiendo tipos particulares de embarcaciones. Se considera conveniente contar con un número mucho mayor de dichos trabajos descriptivos para disponer de un cuadro completo de las embarcaciones de pesca en las distintas partes del mundo. Se prestará atención especial sobre todo a las pequeñas embarcaciones inferiores a unos 80 pies (24,3 m.) de eslora que son las que más abundan y que, por lo general, no son proyectadas por ingenieros navales.

Elección de tamaño y tipo.

Lo más fácil para un ingeniero naval es proyectar una embarcación que responda a requisitos claramente establecidos como, por ejemplo, el actuar desde un determinado puerto, el capturar una cierta cantidad de pescado por un método de pesca conocido en una zona pesquera determinada. Por desgracia, la pesca rara vez es tan sencilla y, en muchos casos, la tarea del arquitecto naval consiste en proyectar el barco más económico para que actúe desde varios puertos y pueda dedicarse a la captura de distintas especies de pescado en diversas zonas y con diferentes métodos de pesca. En sus decisiones le ayudará el disponer de un buen conocimiento de los principios generales de la pesca y de la forma de actuar de un gran número de diferentes tipos de embarcaciones pesqueras. No obstante, tendrá también que tener en cuenta los aspectos de la economía y métodos de preservación (o sea, si es más económico el aumentar la velocidad o el mejorar la preservación). La Reunión de la FAO sobre costos y ganancias de las empresas pesqueras (1958) representará un gran avance en cuanto a la recopilación de datos importantes acerca del costo de funcionamiento de los barcos pesqueros, de cuya parte esencial se dará conocimiento. En esta sesión se discutirá:

— Relación entre el tamaño y tipo de una parte y el costo y las ganancias de otra, proporción de las capturas y distancias a las pesquerías.
— Las cuestiones del funcionamiento de los buques-factorías, transferencia de las capturas, buques nodrizas, y la velocidad en relación con la mejor preservación.

El barco de pesca del año 1957.

En el Congreso de 1953, se presentó un trabajo acerca de la propulsión de los barcos pesqueros con turbinas de gas y varias memorias sobre el proyecto de buques-factoría. Muchos de los participantes opinaron que era todavía prematuro ocuparse de tales temas. Sin embargo, en la actualidad se han puesto en servicio pesqueros accionados por turbinas de gas, y docenas de grandes buques-factoría actúan con éxito en aguas que antes no eran conocidas para la industria pesquera. El perfeccionamiento de los proyectos de embarcaciones de pesca no disminuirá, sino que, por el contrario, aumentará al avanzar el progreso técnico. Quizá no se tarde mucho en lanzar la primera embarcación pesquera accionada con energía atómica. En modo análogo, con el progreso del arrastre por la popa, es posible que pronto se introduzcan estabilizadores para hacer más cómodas las condiciones de trabajo para la tripulación. Con el avance de la automatización se podrán idear em-

barcaciones pesqueras que trabajen con tripulaciones mucho más reducidas. Incluso tal vez fuere posible enviar grandes buques-factoría a las zonas pesqueras, tripulados solamente por una dotación reducida y, cuando fuera preciso, hacer llegar por medio de aviones supersónicos el grueso de la tripulación de trabajo. La embarcación de pesca del futuro podría ser incluso aérea con un sistema de propulsión a chorro regulable para mantenerla inmóvil o a poca velocidad durante la pesca, conduciendo después en vuelo sus capturas directamente a los alejados centros de consumo del interior del país. Sería un tiempo bien aprovechado el dedicar algunas horas a discutir el tipo de embarcación pesquera del futuro inmediato.

Informe anual sobre las actividades del Lloyd's Register of Shipping

Aunque la Sociedad a que se refiere el título ha publicado un folleto en castellano, que suponemos conocerán muchos de nuestros lectores, por el interés que tiene entresacamos de él las siguientes notas:

Planos aprobados.—Los planos aprobados durante el año 1957 para buques a construir con la clasificación de la Sociedad representaron un total de 6.241.810 toneladas de registro, del cual el 57 por 100 es tonelaje de petroleros. Esto representa unas 226.000 toneladas menos que la cifra récord del último año, que fué la máxima de todos los tiempos, pero es todavía 1,5 millones de toneladas más que el récord anterior.

Del tonelaje aprobado, unos 1,5 millones de toneladas se construirá en el Reino Unido y unos 4,5 millones de toneladas en otros países.

Buques en construcción.—A final de diciembre, los buques en construcción que han de clasificarse en el Lloyd's Register of Shipping son 815, con un tonelaje bruto estimado de 5.526.000 toneladas. Esto representa el 56 por 100 de todo el tonelaje mercante mundial en construcción en esa fecha.

Reglas y Reglamentos.

Traducción de las Reglas.—Este año se han publicado ediciones española y francesa de las Reglas de la Sociedad para buques de acero, y una edición alemana está en imprenta.

Requisitos del casco.—Las revisiones principales de las Reglas de Construcción de Buques incluyen:

Un requisito para que todos los buques de altar mar tengan castillos, excepto en ciertos casos bien definidos.

Escantillones ligeramente aumentados para baos, esloras, etc., en los buques destinados a llevar cubertadas de madera, a los que se les ha asignado un calado aumentado por dicha causa.

Reducción del número de mamparos estancos requerido para buques con maquinaria a popa.

Se ha consultado a los armadores de las países Bálticos y otras partes interesadas para el reforzamiento de los buques destinados a la navegación en hielos, y se han adoptado nuevas Reglas.

Materiales.—Además de la nueva Sección en el capítulo P, que define las cualidades necesarias del acero que haya de emplearse en partes de importancia estructural primaria de buques soldados, y a que se refiere el epígrafe Metales, más adelante, en este informe, se han revisado y ampliado las secciones de las Reglas relacionadas con materiales aprobados para hélices de bronce y para engranajes. La sección de hélices de bronce se ha ampliado para tener en cuenta los bronces de aluminio y otros bronces de gran resistencia a la tracción con resistencias del orden de 63 kg./mm^2, los que se están empleando extensamente para hélices de gran diámetro. La Sección de engranajes incluye ahora una serie de tipos modernos de aceros aleados, y prescribe el método de prueba de materiales para engranajes cementados y engranajes templados superficialmente.

Engranajes.—Las enmiendas a la última sección del capítulo P se han hecho conjuntamente con una amplia revisión de las reglas para engranajes reductores en el capítulo H, cuyo objeto ha sido tener en cuenta la tendencia moderna de maquinaria de turbinas más ligeras, más rápidas y más eficientes. Se ha dejado amplio campo de aplicación para los futuros avances en diseño, materiales, construcción y precisión de la fabricación.

Buques terminados y clasificados durante 1957.

Durante el pasado año se terminaron, bajo la supervisión de los Inspectores y se clasificaron en el Lloyd's Register of Shipping, 721 buques, con 3.642.963 toneladas brutas. Este tonelaje solamente ha sido excedido una vez anteriormente.

CUADRO I

DISTRIBUCION POR EDADES DE LAS FLOTAS DE DIVERSOS PAISES MARITIMOS, EN JULIO DE 1957

(En tantos por ciento.)

PAIS	Menos de 5 años	5 a 9 años	10 a 14 años	15 a 19 años	20 a 24 años	25 años en adelante	Total toneladas de R. B.
Reino Unido	23	21	29	12	6	9	19.857,491
U. S. A.	4	3	67	17	—	9	25.910,855
Dinamarca	36	27	14	5	5	13	1.857,478
Francia	26	31	26	5	4	8	4,009,783
Alemania	48	21	5	4	5	17	3.605,687
Italia	22	8	33	8	2	27	4.551,956
Japón	32	31	21	3	3	10	4.415,070
Liberia	51	10	30	4	1	4	7.466,429
Holanda	29	15	25	14	5	12	4.335,356
Noruega	38	32	12	6	4	8	8.488,164
Portugal	18	50	12	4	1	15	547,037
Rusia	14	5	12	5	7	57	2.708,607
España	20	10	9	2	2	57	1.505,224
Suecia	34	20	21	6	4	15	3.047,535
Total en el mundo	22	16	34	10	3	15	110.246,081

CUADRO II

DISTRIBUCION POR EDADES DE LAS FLOTAS PETROLERAS DE DIVERSOS PAISES MARITIMOS EN JULIO DE 1957

(En tantos por ciento.)

PAIS	Menos de 5 años	5 a 9 años	10 a 14 años	15 a 19 años	20 a 24 años	25 años en adelante	Total toneladas de R. B.
Reino Unido	35	23	26	9	4	3	5.585,860
U. S. A.	15	6	61	13	2	3	4.142,640
Francia	44	22	23	3	5	3	1.304,172
Alemania	53	5	5	6	12	19	392,252
Italia	42	6	26	6	5	15	1.342,492
Japón	42	26	25	4	2	1	848,258
Liberia	66	17	10	2	3	2	4.142,706
Holanda	48	9	16	13	7	7	1.116,746
Noruega	42	38	8	5	3	4	4.747,002
España	39	6	13	3	6	33	266,387
Suecia	45	29	16	2	4	4	938,771
Total en el mundo	38	22	24	7	3	6	29.937,882

PROYECTO DE BUQUES.

La demanda de petroleros para hacer frente al continuo aumento mundial del consumo de petróleo ha disminuído el pasado año. Las grandes existencias y el racionamiento, frutos de la crisis de Suez, y el invierno benigno, trajeron como consecuencia una reducción de pedidos y el amarre de cierto número de petroleros.

Estos factores pasajeros ocasionaron un exceso temporal de la capacidad de petroleros, que no ha sido todavía compensado por aumentos en el consumo del petróleo.

No es fácil una apreciación de las perspectivas futuras en vista de la situación política del Oriente Medio y de las propuestas para reorientar los abastecimientos de petróleo; no obstante, el interés incesante en diseño para petroleros más grandes indica que las Compañías petrolíferas, al menos, tienen optimismo. Aunque varias razones, en especial las instalaciones de atraque a muelles y de varadas en dique, se combinan para fijar como más popular el petrolero de 40.000 a 50.000 toneladas, recientemente se han aprobado planos para un cierto número de petroleros mucho más grandes, incluyendo tres de 895 pies de eslora. La mayoría de éstos son para transporte de crudos, y, en algunos casos, un cierto número de tanques laterales en la maestra, se dedica a tanques de agua de lastre, quedando vacíos en la condición de carga y permitiendo así una reduc-

ción en los escantillones longitudinales principales.

En los últimos años se han aprobado los planos de escantillones principales de 200 petroleros de más de 30.000 toneladas de peso muerto, y se ha acumulado suficiente experiencia para determinar los requisitos estructurales de estos grandes buques para su incorporación a las Reglas de la Sociedad. Ya se están preparando Reglas para este tipo de buques.

Continúan las investigaciones emprendidas por el Departamento de Investigaciones de Buques sobre esfuerzos en buques de carga en los estados de carga y lastre. Muchos armadores se benefician de la experiencia de la Sociedad en estos asuntos al consultar al departamento técnico en las fases iniciales del proyecto, con vistas a obtener la mejor disposición para posiciones de la cámara de máquinas, tanques verticales, etc.

Se están construyendo muchos buques para carga seca con la maquinaria propulsora a popa, lo que reduce los esfuerzos en las condiciones de carga; pero en estos casos es necesario un cuidado especial para asegurar que los esfuerzos longitudinales en la condición de lastre se mantienen dentro de límites razonables. Se llama de nuevo la atención sobre la importancia de cargar los buques para restringir a un mínimo los esfuerzos longitudinales.

Se han hecho progresos en las investigaciones para el transporte de metano a granel, y se procede ahora a la transformación de un buque, bajo la inspección de Inspectores de la Sociedad. Como el gas metano licuado se transporta a una temperatura de unos 160º C, ha sido necesaria una gran cantidad de pruebas para averiguar el comportamiento de los tanques de aluminio en estas condiciones anormales.

En los petroleros han ocurrido algunos casos importantes de corrosión, y los armadores, colaborando conjuntamente con los Inspectores, están investigando medidas anticorrosivas.

Línea de carga.—Convenio para la seguridad y arqueo.

Francobordo.—A consecuencia del tamaño creciente de los petroleros, ha sido necesario ampliar las tablas de francobordo especificadas en el Convenio para las líneas de carga.

Balsas salvavidas.—Las balsas salvavidas inflables como unidades del equipo de seguridad, se emplean cada vez más, no solamente como adición al equipo normal de botes salvavidas, sino también, algunas veces, en lugar de los botes. Entre los armadores continúa teniendo aceptación el plástico reforzado como material para construcción de los botes.

Metales.

Acero.—La Ponencia del Comité Técnico de la Sociedad, que se designó en 1954, pasó revista a los diversos procesos usados por los aceristas de todos los países para la fabricación de aceros para buques soldados. Este trabajo se acaba de terminar y se redactó una especificación para un acero que sustituya a los diversos aceros que cumplían los requisitos del párrafo P. 403 de las Reglas de la Sociedad. La especificación fué aceptada por el Comité General y aparece en la edición del año 1957 de las Reglas. La nueva sección, aunque especifica ciertos requisitos sobre las propiedades físicas, deja, sin embargo, una amplia elección en la composición química y termotratamiento, que pueden emplear los aceristas. Estas reglas serán aplicables a partir del 30 de septiembre del año en curso.

El Comité aprobó asimismo, provisionalmente, un nuevo proceso para empleo del oxígeno en la fusión del acero. Hasta ahora han sido aprobados dos procesos que emplean oxígeno puro y un tercero con aire oxigenado. Aunque los constructores navales han empleado hasta ahora una pequeña cantidad de estos aceros, se utilizan en grandes cantidades en obras terrestres. Es probable que en el año próximo veamos un aumento considerable en el empleo de estos tipos de acero, porque los fabricantes, en muchas partes del mundo, están obteniendo licencias de fabricación de estos procesos.

Los aceristas de todo el mundo han desarrollado o están experimentando una serie de aceros de baja aleación, de mayor resistencia que los que sirvieron de base a las reglas existentes. Algunos de ellos se emplean actualmente en gran escala en obras terrestres, y pudieran ser apropiados para la construcción de buques. Estos aceros son adicionales a los que ya se fabrican por cierto número de aceristas para cumplir los requisitos de la Sociedad con relación a los aceros de gran resistencia a la entalla. Este acero, que se denomina XNT, tiene una mayor resistencia a temperaturas más bajas y su empleo en ciertas posiciones vitales en la estructura es un requisito de las Reglas para buques totalmente soldados por encima de cierto tamaño.

Fundición de hierro.—Un cierto número de fundiciones en todo el mundo fabrica, además de sus fundiciones de calidad, fundición grafítica nodular o fundición esferoidal, y cumplen los requisitos de la Sociedad en relación con el equipo y la técnica. El Comité ha dado su aprobación para el empleo de estas fundiciones en los buques clasificados. Estas fundiciones tienen un amplio margen de propiedades físicas, en especial la ductibilidad, que dependen de su termotratamiento y se utilizan cada vez más por los fabricantes de buques y de máquinas.

Metales no ferrosos.—Durante el año ha habido un mayor aumento en el uso de las aleaciones de aluminio para construcción naval. Además de su utilización en botes salvavidas, yates y otras pequeñas embarcaciones, se emplean en casetas de cubierta, pescantes, tapas de escotillas, escalas, chimeneas y palos.

Cada vez se emplean más en todo el mundo los bronces de aluminio para obras marinas, y es probable que estas aleaciones encuentren mayores campos de aplicación por sus propiedades de resistencia a la corrosión en agua salada.

CUADRO III

DISTRIBUCION DEL TONELAJE (TRB) SEGUN LA MAQUINA PROPULSORA

Año (en julio)	Máquina de vapor alternativa	Máq. alternativa con turbina de exhaustación	Turbinas de vapor engranadas	Propulsión turbo-eléctrica (vapor)	Total vapor	Diesel directo o engranado	Propulsión Diesel eléctrica	Total motores	Total
1932.....	47.328,364	1.770,117	8.842,327	388,962	58.329,764	9.921,693	116,684	10.038,377	68.368,141
1939.....	38.972,787	2.890,376	9.231,893	495,689	51.590,745	16.728,866	189,821	16.918,687	68,509,432
1948.....	42.190,003	1.650,152	13.595,629	5.664,959	63.100,743	17.037,487	153,363	17.190,850	80.291,593
1957.....	35.938,279	2.041,550	26.036,105	5.277,148	69.293,082	40.642,783	310,216	40.952,939	110.246,081

INGENIERÍA NAVAL DE MAQUINARIA.

Los constructores de maquinaria naval están preocupados con la propulsión de los superpetroleros, donde se requieren potencias de hasta 25.000 caballos al freno con una sola hélice. Hasta ahora se había adoptado la turbina de vapor para potencias por encima de 15.000 caballos, pero los constructores de motores Diesel están preparados para enfrentarse con el problema y tienen proyectos de grandes motores directamente acoplados, con potencias de 20.000 a 25.000 caballos al freno. Estos motores serán del tipo de dos tiempos, simple efecto, con sobrealimentación y con diámetros de cilindro hasta 850 milímetros. Para el servicio de petroleros con estancia corta en puerto, las consideraciones de entretenimiento favorecen el empleo de la maquinaria de turbina, pero para estas grandes potencias la diferencia en el consumo de combustible entre vapor y Diesel puede ser de unas 40 toneladas al día a favor del Diesel directamente acoplado.

Las presiones del vapor ascienden lentamente, pero la temperatura máxima del vapor se mantiene alrededor de 510° C, alcanzándose esta cifra solamente en un pequeño número de nuevos buques. Los requisitos para maniobrar presentan dificultades cuando se desean mayores temperaturas, y los progresos en esta dirección serán lentos mientras se empleen turbinas de ciar. El engranaje inversor hidráulica del Pametrada ofrece una alternativa posible a la turbina de ciar.

Turbina de gas.

El progreso de la turbina de gas ha sido estimulado por la necesidad de llegar a un compromiso entre el motor Diesel, con su alto coste de mantenimiento, pero con consumo pequeño de combustible, y la turbina de vapor más fácil de entretener, pero con mayor consumo de combustible por caballo.

Una instalación de turbinas de gas es más compacta y flexible que la maquinaria corriente. La investigación actual está dirigida para poder reducir el consumo de combustible a un nivel comparable con el de un motor Diesel de potencia equivalente y para resolver los problemas metalúrgicos relacionados con el empleo de altas temperaturas.

El primer buque de alta mar que ha de navegar con una turbina de gas experimental es el petrolero "Auris", de 12.290 toneladas de peso muerto, y actualmente se procede a instalar una nuevo equipo propulsor compuesto de un conjunto de turbinas de gas con temperatura de entrada en la alta presión de 630° C y con una potencia de 5.335 caballos en la hélice.

Estas turbinas son del tipo de dos ejes. La cámara de combustión con quemadores múltiples que alimenta una turbina de alta presión acoplada mecánicamente a un compresor de flujo axial. La exhaustación de esta turbina pasa directamente a la turbina de baja presión, que exhausta a través de un termocambiador de paso único y contracorriente a una caldereta de exhaustación. La turbina de baja presión está acoplada mecánicamente a un compresor axial y a un engranaje reductor.

El compresor de la baja presión aspira aire de la atmósfera y lo impulsa a través de un enfriador intermedio, refrigerado con agua del mar, al compresor de alta presión del que pasa, a través del termocambiador, ya mencionado, a la cámara de combustión. Existe también una pequeña turbina de vapor que puede acoplarse en caso de emergencia al engranaje principal, y un turboalternador de gas de 125 kilovatios está previsto para servicios auxiliares.

Se emplearán turbinas de gas para servicios auxiliares en dos buques construídos bajo inspección de la Sociedad. En cada caso, la instalación consiste en una turbina de ciclo abierto de flujo axial, de tres expansiones del tipo T. E., de Ruston & Hornsby, directamente acoplada a un compresor de aire de flujo radial de una fase, que descarga a una cámara única de combustión apropiada para petróleo destilado. La velocidad a máxima carga de la turbina, es 19.270 r. p. m., que se reduce a 1.800 r. p. m. en el eje de salida, que desarrolla 570 caballos. Estas instalaciones son para accionar generadores eléctricos de 300 kilovatios.

Se han aprobado los planos para un equipo portátil de bombeo, accionado por turbina de gas, para servicio de contraincendios a bordo. El grupo puede arrancarse normalmente; pesa solo 102 kg y tiene una capacidad de 500 galones por minuto.

Máquinas de pistones libres.—En tres buques, inspeccionados por la Sociedad, se están instalando gasificadores de pistón libre, junto con un accionamiento por tur-

bina de gas del eje propulsor a través de un engranaje reductor.

También se instalará un generador de emergencia de 200 kilovatios, accionado por una turbina de gas de pistón libre, en un buque en construcción por John Brown & Co. (Clydebank).

Propulsión nuclear.

A invitación de la Organización de Energía Atómica del Reino Unido, la Sociedad asistió en un estudio de posibilidad que mostró que con el tamaño óptimo de reactor moderado con grafito y enfriado con gas, empleando combustible ligeramente enriquecido, podría construirse una instalación propulsora de 50.000 caballos en el eje. Considerando que una instalación de mucha menor potencia tendría mayores posibilidades de aplicación, se efectuó, por la Organización, un nuevo estudio de un proyecto de 25.000 caballos, pero los costes específicos resultantes fueron mucho mayores. Sin embargo, la diferencia estimada entre los costes de potencia específica de comparables instalaciones nucleares e instalaciones corrientes es suficientemente pequeña para estimular nuevas investigaciones en estos niveles de potencia; pero para potencias menores de 25.000 caballos no parece haya al presente ninguna posibilidad de propulsión económica con ningún tipo de reactor hasta ahora diseñado.

El comportamiento durante el año del submarino nuclear "Nautilus" ha confirmado la confianza de la Marina de Guerra de los Estados Unidos en la propulsión nuclear. Se ha demostrado que el reactor de agua a presión tiene ventaja sobre el tipo enfriado con sodio, que la Marina de Guerra de los Estados Unidos también ha probado en el submarino "Sea Wolf". De la información disponible se deduce que los reactores del tipo de agua a presión serán los equipos propulsores principales de la futura flota americana de submarinos y buques de guerra de superficie. Este tipo de reactor, en su estado actual de desarrollo, no puede competir económicamente con la maquinaria propulsora corriente de vapor, debido a la necesidad que hay de enriquecer el combustible de uranio.

También se construyen submarinos nucleares en Francia y en el Reino Unido. Ciertas partes de presión del prototipo para el submarino inglés se están construyendo bajo la inspección de la Sociedad.

Aunque en muchos países, durante el pasado año, se han efectuado estudios sobre posibilidades de la propulsión nuclear para buques mercantes, los únicos proyectos definitivos hasta ahora son el rompehielos "Lenin", botado en Rusia, y un carguero americano. No se espera, en ninguno de los dos casos que se consiga una propulsión económica.

En conclusión, parece que se tardará varios años hasta que aparezcan buques mercantes nucleares de tamaño corriente que compitan con los actuales. Sin embargo, es esencial para el progreso en este sentido que se obtenga experiencia en el funcionamiento de reactores marinos nucleares y, al mismo tiempo, deben conseguirse diseños mejorados de reactores. Desde el punto de vista técnico, los avances para mejorar el rendimiento y los costes específicos de energía para reactores terrestres harán mucho para resolver los problemas relacionados con instalaciones apropiadas a la propulsión naval. Los requisitos de seguridad y funcionamiento de las dos aplicaciones son tan diferentes que sería erróneo afirmar, hoy día, que los avances en los primeros conducirán directamente a obtener instalaciones marinas eficientes sin necesidad de nuevos diseños y nuevas pruebas. La industria de la marina mercante se beneficiará principalmente de los proyectos marinos actuales, tales como los de los Estados Unidos y Rusia.

Refrigeración.

Durante el año 1957 se terminaron, bajo la inspección de la Sociedad, 95 nuevas instalaciones para carga refrigerada, con un total de cinco millones y medio de pies cúbicos, y en 31 de diciembre había en construcción o en cartera un total de 109 buques refrigerados. De éstos, 40, con seis millones de pies cúbicos, se construyen en el Reino Unido, y los 69 restantes, con tres millones y medio de pies cúbicos, en otros países.

CUADRO IV

DISTRIBUCION, EN TANTO POR CIENTO, DEL TONELAJE DE BUQUES QUE QUEMAN CARBON Y PETROLEO

Año	Carbón	Petróleo
1914	96,6	3,4
1932	55,9	44,1
1939	45,3	54,7
1948	22,5	77,5
1957	7,7	92,3

Mientras el trabajo de la Sociedad continúa en todas las partes del mundo, se indican a continuación asuntos de interés particular en diversos países, de los muchos en que la Sociedad tiene Oficinas.

GRAN BRETAÑA E IRLANDA DEL NORTE.

La pequeña producción de los astilleros del Reino Unido en el año 1956, fué achacada a la escasez del acero; pero la promesa de mayores entregas, junto con carteras de pedidos para cinco o seis años, tranquilizó a la industria de construcción naval a principios de 1957.

Los astilleros británicos construyen buques de to-

dos los tamaños y tipos, de modo que la comparación de tonelada por tonelada no puede hacerse con países que fabrican solamente grandes petroleros o cargueros de tipo normalizado. No obstante, el Reino Unido bota ahora solamente el 17 por 100 de la producción mundial, comparado con la enorme cifra del 51 por 100 en 1948, y no hay argumento convincente que impida que los armadores coloquen sus pedidos donde puedan esperar una entrega en tiempo razonable. El factor precio va teniendo también más importancia con el enorme bajón de las tarifas de fletes. Las recientes amenazas de nuevas demandas de los obreros de los astilleros ocasionó una reducción nefasta de pedidos en los últimos meses.

Hay unos cuantos casos notables en que las instalaciones para varadas en diques secos se han ampliado para enfrentarse con las demandas futuras, y hay signos esperanzadores de que el problema se está enfocando sobre una base nacional. Esto es urgente, puesto que las instalaciones no han aumentado proporcionalmente el tonelaje mundial y pueden quedar anticuadas con el actual aumento del tamaño de los buques.

Bélgica.

El año se ha caracterizado por la actividad creciente de los proyectos de ampliación. Las instalaciones del puerto de Amberes están incrementándose y se están mejorando los servicios de grúas para manejo de cargas. Los astilleros y factorías dedicadas a reparación de buques van adelantados en sus programas de modificación y ampliaciones, de forma que serán capaces de construir y reparar buques mucho más grandes. Ha aumentado la producción de acero, tanto para el consumo interior como para la exportación.

Dinamarca.

Mucho más trabajo de reparación puede hacerse ahora en Dinamarca, como consecuencia del aumento de los diques secos en varios astilleros. También se ha aumentado la capacidad de construcción y la Odense Staalskibsvaerft A/S está construyendo dos grandes diques, cada uno de los cuales será de tamaño apropiado para construir petroleros o buques de carga seca muy grandes, pudiendo utilizarse también para reparaciones.

Francia.

Los astilleros franceses muestran una creciente actividad. Aunque los pedidos en cartera cubren varios años de trabajo, se están agrandando gradas y diques secos, con vistas a la demanda de buques mayores. Los Chantiers de l'Atlantique, en Sr. Nazaire, tienen una grada de 310 metros de longitud, en la que se está construyendo el nuevo trasatlántico "France". Los astilleros franceses tienen un pedido de cinco superpetroleros, cada uno de unas 70.000 toneladas de peso muerto, que, con excepción de los que están en construcción en los Estados Unidos y el Japón, son los mayores del mundo.

En Marsella se ha puesto en servicio un gran dique flotante para paliar la escasez de diques secos para reparaciones, pronto empezará la construcción de un nuevo dique seco, y están en estudio nuevos proyectos.

Alemania.

Todos los astilleros están aumentando sus instalaciones para construir buques de mayor tonelaje. El Kieler Howaldtswerke ha terminado su nueva grada para construcción de petroleros hasta 65.000 toneladas, incluyendo la instalación de modernas y potentes grúas despazables para manejar partes prefabricadas construídas en un taller próximo. Están también trabajando en dos diques secos para construir buques de tonelaje aún mayor y que podrán también emplearse para reparaciones. Estos diques tendrán las dimensiones siguientes:

1. Eslora, 265 metros; manga, 38 metros; calado, 6,5 metros.
2. Eslora, 285 metros; manga, 44 metros; calado, 7 metros.

El Deustche Werft está ampliando su capacidad de producción, y a finales de 1958 contará con una nueva grada para buques de 300 metros de eslora. La instalación será tal, que puedan construirse al costado de la grada secciones hasta de 1.000 toneladas de peso, las que luego se trasladarán sobre carros a su posición definitiva en el buque. También estudian la posibilidad de construir petroleros hasta 100.000 toneladas de peso muerto en esta nueva grada, o, simultáneamente, varios buques de tamaño pequeño.

El Bremer Vulkan está terminando sus nuevas gradas para petroleros hasta 45.000 toneladas de peso muerto, y el Ottensener Eisenwerk está desarrollando su plan de ampliación, en el que, además de gradas de construcción, se incluye la restauración del gran dique seco de anteguerra, que tenía 326 metros de eslora, 56 metros de manga y 9,3 metros de calado sobre picaderos.

El Howaldtswerke Hamburg A. G. ha añadido a sus instalaciones de reparación otro dique flotante de 164 metros de eslora. El moderno astillero de A. G. "Weser", Bremen, continúa prefeccionándose, y en el taller de maquinaria está instalando máquinas adicionales modernas para tallar engranajes para propulsión de buques.

Casi todas las demás fábricas están ampliando o modernizando sus instalaciones.

El puerto de Wiehelmshaven se está acondicionando para puerto terminal de petroleros, y se está tendiendo un oleoducto para servir las refinerías que se están construyendo en la Zona de Colonia. Se ha encargado al Lloyd's Register la inspección en talleres de la primera refinería y del oleoducto.

Italia.

Las industrias de construcción naval y de maquinaria continúan mejorando su equipo y capacidad, a pesar del gran volumen de obra en construcción. Gran parte de este volumen es para exportar, con una proporción de casi 51 por 100 en el caso de nuevas construcciones.

Próximamente entrarán en servicio dos nuevos diques secos. Se está terminando un nuevo dique flotante de una fuerza elevadora de 39.000 toneladas, que entrará en servicio en Palermo en el verano de 1958; y en Trieste hay un nuevo dique seco de alrededor de 650 pies de eslora, en construcción muy avanzada. En Génova, la Junta del Puerto ha aprobado la construcción de un nuevo dique seco de 815 pies de eslora y 107 pies de manga.

Existe el propósito de construir dos centrales nucleares en Italia, una, en el norte, y otra, en el sur.

Japón.

Los astilleros japoneses están a la cabeza en la producción mundial del tonelaje de nueva construcción y tienen actualmente pedidos para dos años y medio, siendo los astilleros que tienen mayores pedidos, los que están organizados para construir superpetroleros. En Japón destaca la construcción naval para exportación, y de todos los buques en construcción, 67,5 por 100 están pedidos para este fin.

Han sido impresionantes los avances tecnológicos, y en el astillero de Kawasaki se ha empleado recientemente una técnica nueva, consistente en que un bloque de popa de un peso de 3.000 toneladas, para un petrolero de 39.000 de peso muerto, fué prefabricado sobre una plataforma y desplazado lateralmente a una distancia de unos 44 metros a una grada adyacente. El bloque se desplazó entonces hacia popa a una distancia de 50 metros, hasta la posición final que debía tener en la grada. El propósito de este método de construcción es aumentar la productividad de la grada y permitir que ciertos montajes que antes se hacían a flote puedan hacerse ahora en grada.

Holanda.

Hay poco que reseñar, puesto que el país y la industria sufren de restricción de créditos. Sin embargo, hay algunas cosas dignas de mencionarse. El Rotterdamsche Droogdok Maats, ha añadido a su equipo una prensa de forjar de 6.000 toneladas y algunos hornos de calentamiento.

La siderúrgica KNHS, de Velzen, ha inaugurado un nuevo alto horno con una producción diaria de 1.400 toneladas de arrabio.

Noruega.

Hay una actividad considerable en todo el país para mejorar y ampliar los astilleros. También en este país se están construyendo instalaciones adicionales para varada en dique. Cuando se haya terminado el programa en curso, los constructores navales noruegos podrán construir y reparar una proporción mucho mayor de tonelaje que el que puedan encargar los armadores de aquel país.

Africa del Sur.

Las industrias de Africa del Sur eran poco conocidas antes de la guerra, pero su crecimiento en los últimos años ha sido muy rápido, en especial en el Transvaal. Entre las grandes empresas industriales de esta zona están las acererías, situadas en Pretoria y Vanderbijlpark, que producen, aproximadamente, dos millones de toneladas de lingote al año.

Ha habido un aumento importante en la industria de reparación de buques durante el pasado año, y los puertos de Durban y Ciudad del Cabo prestaron un gran servicio a la navegación mundial durante la crisis del Oriente Medio.

Suecia.

La reciente baja en las tarifas de fletes ha llevado a los constructores navales suecos a adoptar una actitud prudente en relación con una rápida ampliación de sus astilleros. No obstante, muchos constructores estudian proyectos de ampliación que les permitan construir mayores petroleros.

Entre otros proyectos para aumentar la producción está la construcción por Trafik A/B Grängesberg de una nueva acerería en Oxelosund, con capacidad anual de 430.000 toneladas de lingote. El nuevo proceso de soplado con oxígeno, conocido con el nombre de "Kaldo", está ahora en producción, y recientemente ha sido aprobado provisionalmente por la Sociedad.

Los armadores suecos encuentran dificultades para tripular sus buques y varios están tomando medidas para la instrucción de la juventud.

Estados Unidos de América.

El buque para el transporte de metano, mencionado en el informe del último año, iba a ser un petrolero T-2, pero se decidió convertir un buque de carga seca más pequeño del tipo C1-M. A. V. 1 para el transporte experimental del gas licuado, y en Mobile se está ahora trabajando en ello. Si la conversión tiene éxito, parece seguro que se construirán nuevos buques, especialmente diseñados para el transporte de esta sustancia. El metano es un subproducto sobrante de la industria petrolera, pero es probable que se interesen las Compañías petroleras si se demuestra que puede transportarse eficientemente en buques. Dada la escasez y carestía del carbón, el mercado para un sustituto barato es casi ilimitado. La experiencia adquirida por la Sociedad en la transformación del primer buque experimental será ventajosa para los que consideren proyectos semejantes o nuevas construcciones en el futuro.

Superficie de calefacción extendida (por medio de nervios) para calderas marinas y nucleares

Trabajo leído por R. E. Zoller el 24 de enero de 1958 en la North-East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders.

A continuación se resume este interesante trabajo, resultado de gran número de ensayos realizados en los laboratorios de Babcock y Pametrada, en Gran Bretaña.

Experiencias en calderas marinas.

Al aumentar la superficie exterior de los tubos de un economizador o una caldera por medio de nervios o tetones soldados u otros medios que extiendan la superficie de calefacción, tiene las conocidas ventajas que se deducen del estudio de la transmisión del calor, y permite una mayor flexibilidad y reducción de espacio en el proyecto del haz de tubos.

Este sistema se empleó al principio en tierra por medio de economizadores de hierro fundido, muy adecuados para presiones bajas y aguas de alimentación de poca pureza. Pero cuando hacia los años 1930-35 empezaron a subir las presiones empleadas en las calderas hubo que abandonar la fundición y pensar en economizadores de acero, así como en aplicar tratamientos adecuados del agua de alimentación. Se emplearon entonces tubos de unas 2" de diámetro, que se protegían contra la corrosión exterior por discos de fundición de unos 225 mm. de diámetro, embutidos unos en otros, de modo que cubrieran completamente la superficie del tubo de acero. La superficie se aumentaba con ello unas 6 veces, pero la transmisión del calor no mejoraba en la proporción que correspondía a tal aumento; entre otras cosas, por la mala conductibilidad en la junta de los discos con el tubo.

En la marina mercante americana se empleó este sistema, aunque con tubos de menor diámetro y sustituyendo, en el caso de la marina de guerra, los discos de hierro fundido por otros de aluminio, para poder obtener la ligereza requerida en este tipo de barcos. Este sistema se empleó en la marina de guerra de aquel país a partir de 1935, y en la marina británica posteriormente, habiéndose aplicado en muchos barcos durante la guerra de 1939.

Sin embargo y como consecuencia de la escasez de metales ligeros, experimentada durante las hostilidades, la marina de los Estados Unidos encargó el estudio de economizadores construídos totalmente de acero.

Una de las casas entre las que emprendieron este estudio llevaba fabricando desde hacía años tubos para pantallas de agua del hogar de 38 mm. de diámetro con tetones de 9,5 mm. de diámetro, soldados a 12 mm. de distancia entre ejes, para revestir el tubo con óxido de cromo. Esta disposición resultaba demasiado pesada y poco eficiente desde el punto de vista de la transmisión del calor, por lo que se sustituyeron los tetones cilíndricos por otros de sección elíptica, y en las partes alta y baja se soldó sendas pletinas en cuña (fig. 1).

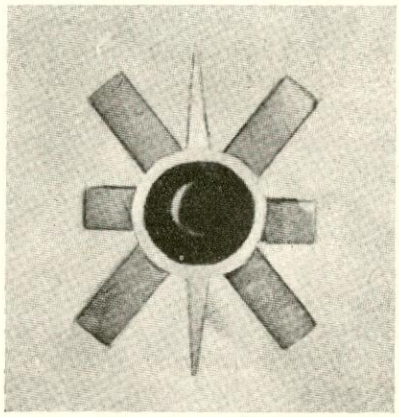


Fig. 1

Esta disposición se ha utilizado en 13 portaviones, 7 cruceros, 28 destructores, 384 buques tipo Victory, y 41 buques tipo C-2, entre otros.

Después de la guerra se abandonó el sistema de pletinas, sustituyéndolas por más tetones de sección elíptica (portaviones Forrestal, cabeza de flotilla Norfolk y destructor experimental Timmerman), con lo que se simplificaba la fabricación sin variar los resultados, al menos cuando se disponían los tubos al tresbolillo. Los economizadores construídos para otras marinas dependieron de las máquinas de soldar por resistencia de que disponían los fabricantes de las calderas. Y así se construyen economizadores con pletinas para destructores holandeses, suecos y yugoeslavos, así como para fragatas para la India y Sudáfrica, construyéndose, en cambio, con tetones solamente para fragatas canadienses, australianas y japonesas.

Con el fin de disminuir el peso de la maquinaria, la marina británica ha sustituído en sus últimos proyectos los economizadores de tubo de 1 $^1/_2$" (38 mm.) por otros de 1 $^1/_4$" (32 mm.), con lo que se han introducido ligeras modificaciones en el tipo de nervios representado en la figura: las pletinas han dejado de ser afiladas hacia las puntas, consistiendo en chapa plana de 22 × 3 mm., y

se han corrido los tetones de la fila horizontal para que queden entre los de las filas inmediatas. Sin embargo, no se puede tomar el peso como un criterio decisivo y hay consideraciones de espacio, que pueden ser más importantes; por lo que en algún caso convendrá variar el paso o altura de los nervios para poder realizar un economizador que quepa bajo cubierta u otro que pueda ser alojado en los tragantes y, por tanto, sea alto, pero muy estrecho.

En los buques mercantes la cuestión del peso es todavía menos importante, conviniendo en cambio una buena transmisión del calor con pocas pérdidas de tiro. Entre otros barcos pueden citarse el "Edinburgh Castle", "Pretoria-C", "Pendennis-C" y el "Reina del Mar", que llevan economizadores con tetones seguidos de calentadores de aire, sin que deba temerse la corrosión en la parte de los humos, por no bajar éstos de 150° C. de temperatura.

En buques en los que la temperatura es menor de 138° se puede construir los economizadores de acero "Corten", más resistente a las corrosiones debidas al SO_2 y compuestos derivados; o bien, si el espacio lo permite, proteger los tubos por medio de discos de hierro fundido. En algunos casos se han utilizado ambos sistemas en la misma caldera, disponiendo los tubos protegidos por discos de fundición en la salida de los gases, donde éstos están más fríos. Incluso ha habido bastantes barcos (tipo V de la Shell, Zenatia, Windsor Castle, entre otros), en los que se hacía pasar el agua de alimentación, entre ambos economizadores, por un calentador de alta presión, protegiendo así mejor los tubos con tetones; pero la complicación que esto entrañaba ha hecho abandonar esta disposición.

Calderas nucleares.

En la aplicación de la energía nuclear para la producción de vapor el problema es más agudo. Ya en 1947 se consideró en Harwell la construcción de un reactor refrigerado por gas, y uno de los primeros problemas fué el de los transmisores de calor para refrigerar CO_2 a alta presión y produció vapor.

El flujo de gas en sentido horizontal presentó dificultades, por lo cual se planeó la circulación de gas de abajo arriba en el reactor, y en sentido contrario en la "caldera"; que habrá de consistir en un cilindro vertical con fondos abombados y provistos de conexiones para la entrada y salida del gas; dentro del cual se disponían los tubos hervidores, recalentadores y del economizador.

Para el manejo de la caldera en servicio conviene que los colectores y distribuidores estén situados fuera del recipiente que contiene el gas a presión. Esto tiene como consecuencia que la chapa que forma el recipiente deberá ser atravesada por un gran número de tubos, y como esto supone dificultades, por las soldaduras de unión y las tensiones térmicas que en ellas pueden producirse durante el servicio, conviene reducir el número de tubos, haciéndoles más efectivos por medio de aletas soldadas.

El proyecto final se realizó con muy poco tiempo disponible, pero, a pesar de ello, se emprendió una investigación sobre la disposición más conveniente de los nervios. Los resultados de esta investigación no pudieron ser aprovechados en la caldera "A de Calder" (figura 2), pero han dado como resultado un tipo que parece que es el mejor compromiso para este tipo de aplicación, por lo que se refiere a características de proyecto, precio y facilidad de fabricación (fig. 3).

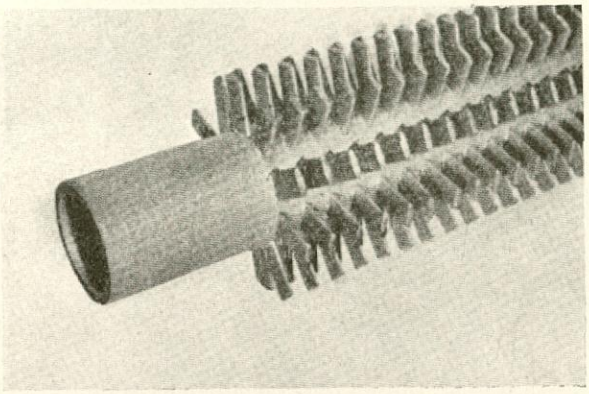


Fig. 2

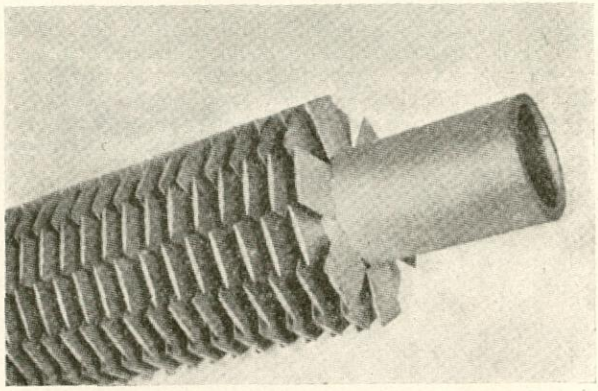


Fig. 3

Hay que observar que en estas calderas las pérdidas de carga en la circulación de los gases tienen una gran importancia, dadas las potencias que se precisan para su circulación y que, por otra parte, no se pueden aplicar, sin más, las experiencias recogidas de economizadores de calderas corrientes, por estar éstas recubiertas de una capa de hollín —aún en el caso de estar "comercialmente limpios"—, que disminuye la transmisión del calor en cantidades difícilmente calculables.

Se ensayó asimismo tres tipos de "Integron" (fig. 4), que habrían de permitir reducción de espacio, pero no se utilizó este sistema por no reducirse con él las dimensiones del recipiente a presión. Una modalidad que también merece citarse es la forma en que se acoplaron

los discos a algunos tubos: introduciendo en los discos el tubo y sometiendo luego el interior del tubo a una presión elevada, de forma que se deformara contra los discos.

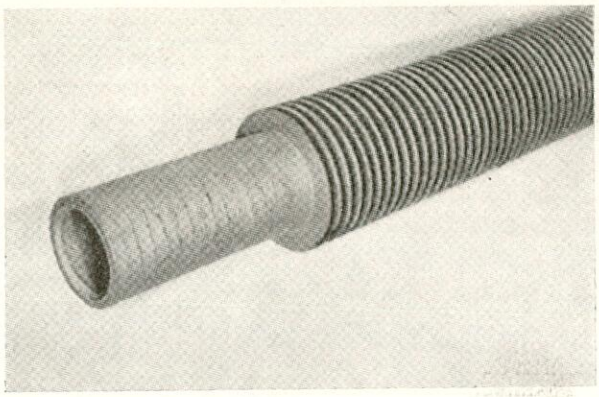


Fig. 4

ENSAYOS REALIZADOS.

En el trabajo que se está resumiendo se indica a continuación y con todo detalle la forma de realizar y calcular los ensayos. Los resultados de transmisión de calor se calcularán por la fórmula:

$$h = \frac{F_a K}{10^8} \left[\frac{G}{10^5 \mu} \right]^{5/8}$$

en la que h es el coeficiente medio de transmisión del calor, aplicable a toda la superficie, incluso a los nervios y a una diferencia media de temperatura entre gas y metal, calculada con datos experimentales y la aplicación de la teoría. Este coeficiente está expresado en BthUsq. ft. °F.

F_a es el coeficiente de forma que caracteriza cada disposición.

K es la conductibilidad del gas a la temperatura de la capa límite (que se supone igual a la temperatura media de la masa del gas menos la mitad de la diferencia logarítmica media) expresada en B. th. U/ft. hr. °F.

μ es la viscosidad dinámica a la misma temperatura que se acaba de indicar, expresada en lb/hr. ft.

G es el gasto por unidad de superficie libre de paso, expresada en lb/sq. ft. hr.

Esta fórmula viene a ser una modificación de la clásica del número de Nusselt, como función del número de Reynolds; pero no adimensional por haberse particularizado para este caso en que se consideró que los gases diferían lo suficientemente poco del aire para poderse utilizar sus propiedades y en que se ensayaban los tubos a su tamaño natural, por lo que se pudo prescindir de la dimensión característica.

Las pérdidas de carga se calculan por la fórmula:

$$\frac{\Delta p}{n} = F_f \frac{G^2 (T_1 + T_2)}{3{,}44 \times 10^{11}} \cdot \frac{27 \times 30}{27B + \Delta p + 2\,(OP)}$$

en la que Δp es la caída de presión en n filas de tubos (columna de agua).

F_f es el coeficiente de fricción o resistencia de la disposición que se estudia.

T_1 y T_2 son las temperaturas absolutas (°R) de entrada y salida del gas.

B es la altura barométrica (columna de mercurio).

(OP) es la caída de presión estática en el orificio calibrado que, para medir el gasto de los gases, se situó a la entrada del espacio donde está situado el haz que se ensaya.

No se transcriben los detalles de cálculo, los comentarios que merecen o los datos que en el trabajo se indican por no hacer este resumen demasiado extenso. En total se realizaron 418 ensayos con 16 tipos de tubos con nervios; dándose en este trabajo los resultados de 38 ensayos, de combinaciones recomendables o típicas.

ALGUNOS COMENTARIOS SOBRE LOS RESULTADOS OBTENIDOS.

Los haces de tubos dispuestos al tresbolillo requieren menos espacio en altura, pero más en anchura que cuando los tubos están en línea. En ambos casos conviene desplazar los tetones de unas filas con respecto a los de las adyacentes, de modo que también estén al tresbolillo. Las pletinas en el sentido de la velocidad de los gases son efectivas cuando se dispone los tubos al tresbolillo, pero conviene sustituirlas por tetones cuando los tubos están dispuesto en cadena.

Si las velocidades son bajas conviene disponer los tubos tan juntos que sus tetones casi se toquen en todas direcciones.

Si se quiere obtener un haz económico y no importan las consideraciones de espacio conviene elegir el paso de los tubos en sentido de la altura (paralelamente al recorrido de los gases), ya que pueden alargarse convenientemente los tetones inclinados, es decir, los que no son horizontales ni verticales, sin que esto suponga un aumento sensible de precio ni de pérdidas de carga.

Evidentemente la solución mejor es la que proporciona las características buscadas por el mínimo precio y no la que da la mayor superficie de calefacción por el mismo coste. Algunas de las combinaciones ensayadas dieron valores bajos de F_f y altos de F_a, pero no por ello deben escogerse en todos los casos, pues pueden ser más caras que otras. También debe considerarse las ventajas económicas que puedan conseguirse reduciendo espacio o peso.

Los discos tipo "Integron" proporcionan una considerable reducción de peso y espacio, de acuerdo con los ensayos, pero no puede asegurarse que las características se mantengan con la suciedad propia del servicio en calderas.

El diámetro de los tubos debe ser considerado para obtener ligereza y una velocidad conveniente del agua de alimentación por su interior. Generalmente resulta conveniente unir en un mismo distribuidor los tubos de dos filas sucesivas, cuando están dispuestos al tresbolillo.

La mayor parte de los ensayos confirman el exponente $^5/_8$ para el número de Reynolds; pero éste es algo mayor para los tubos dispuestos en cadena que para los tubos en tresbolillo. Por consiguiente, se obtiene

menos ventaja adoptando esta última disposición si la velocidad es elevada.

También el exponente de G en la fórmula de las pérdidas de carga parece debiera haber sido algo mayor de dos, en contra de la fórmula clásica, pero no se ha aclarado a qué se debe esta diferencia.

De todos modos continuarán los ensayos y se podrá dar una información más completa en el futuro.

Efectos de los depósitos de hollín en la superficie de calefacción.

El efecto de una capa de hollín en la transmisión de calor es mayor cuando las velocidades son altas que cuando no lo son, ya que supone una resistencia constante que se suma a unas resistencias menores en el caso de velocidades altas. Podría objetarse que al aumentar la velocidad disminuye el espesor de la capa límite y aumenta la turbulencia, por lo que el espesor del hollín disminuiría; pero a las temperaturas a que se encuentra sometido adquiere la dureza suficiente para no ser arrastrado por los gases.

Se comparó los resultados de unas calderas ensayadas en Pametrada, para H. M. S. Whitby, con las pruebas realizadas con tubos, pero la dispersión de los puntos es demasiado grande para sacar conclusiones cuantitativas. En cambio con la caldera Yead 1, la relación de calores transmitidos era consistentemente 18 por 100 menor que con tubos limpios.

Investigaciones sobre la circulación natural en una caldera experimental de dos tubos

Resumen de una comunicación de A. M. Laird, A. W. Scott y A. S. T. Thomson, presentada en el T. of the N. E. S. I. of E. and S. el 7 de marzo de 1958.

Hace unos sesenta años que aparecieron los primeros estudios dedicados a la circulación del agua en las calderas acuotubulares. En ellos, la discusión se basaba en la experiencia y ensayos con modelos de instalación, pero la falta de control sobre las condiciones del ensayo y los defectos en la técnica de las medidas, llevaron a conclusiones contradictorias; a pesar de lo cual se dedujo, ya en aquella época, de una manera cualitativa, qué cambios de presión y del régimen de aportación de calor, así como la variación en el diámetro, longitud e inclinación de los tubos, afectaban al régimen de circulación.

A medida que la carga y la presión de las calderas han ido aumentando se ha acentuado el interés por este tema.

El estudio de las calderas en servicio ha hecho posible reunir datos suficientes para mejorar las características de la instalación, pero no han ampliado mucho el conocimiento fundamental de la circulación natural.

Los ensayos con calderas experimentales de dos tubos, a escala real, procuraron información sobre los aspectos esenciales de este problema, pero los límites del ensayo fueron demasiado restringidos para conseguir los datos necesarios para desarrollar una teoría completa. Por último, los resultados de los cálculos teóricos, basados en consideraciones hidrodinámicas o termodinámicas, no han sido confirmados por la experiencia.

Después de revisar todos los trabajos publicados sobre este tema, el British Shipbuilding Research Association (B. S. R. A.), decidió construir una caldera experimental de dos tubos, a escala real, para profundizar en el estudio de la circulación natural. El objeto de esta comunicación, cuyo resumen damos, es describir la planta de ensayos y hacer públicos algunos de los resultados hasta ahora obtenidos.

La caldera experimental del B. S. R. A.

Tal como se ve en la figura 1, consiste en una caldera de dos tubos proyectada para una presión de trabajo máxima de 1.500 p. s. i., con una producción de vapor de 1.200 lb.-hora con tubos de 2 $^1/_4$" de diámetro exterior y longitud efectiva de 10' 6", siendo el régimen de aportación de calor de 120.000 Btu/hora ft^2, producido por un horno eléctrico de 250 kVA. Se ha previsto la alteración de este régimen, así como el diámetro, longitud e inclinación de los tubos. Los diámetros disponibles son: 2 $^1/_4$", 1 $^3/_4$" y 1 $^1/_4$".

La instalación funciona en circuito cerrado sencillo, condensándose el vapor en un condensador que forma cuerpo con el colector de vapor, cayendo a éste el agua de condensación. Pero, si se desea, puede también funcionar en la forma normal, con cisterna, bomba de alimentación y calentador de agua de alimentación. En este caso, el vapor, después de pasar por el calentador de alimentación, entra a un condensador de presión atmosférica y cae a la cisterna, después de pasar por el depósito de tarado.

Las temperaturas observadas durante los ensayos son las siguientes:

— Agua de refrigeración a la entrada y salida del condensador; si se emplea un condensador separado del colector de vapor, tal como se dijo antes, se registra también la temperatura del agua a la salida del calentador de alimentación.
— Temperatura del agua en los extremos del tubo de retorno.
— Temperatura en diez puntos de la superficie exterior del tubo de subida.
— Temperatura de la superficie interior del hogar y en dos puntos de la pared a 4 ½" y 7" de la superficie interior.
— Superficie de los elementos de calefacción "Globar".
— Temperatura en la envuelta de la caldera.

Hay un registro continuo de la presión, aparte de las lecturas que, de vez en cuando, se tomen del manómetro de la caldera. Además, se puede conectar un manómetro diferencial entre dos cualesquiera de los puntos siguientes: colector de vapor, colector de agua, parte superior y base del tubo de subida.

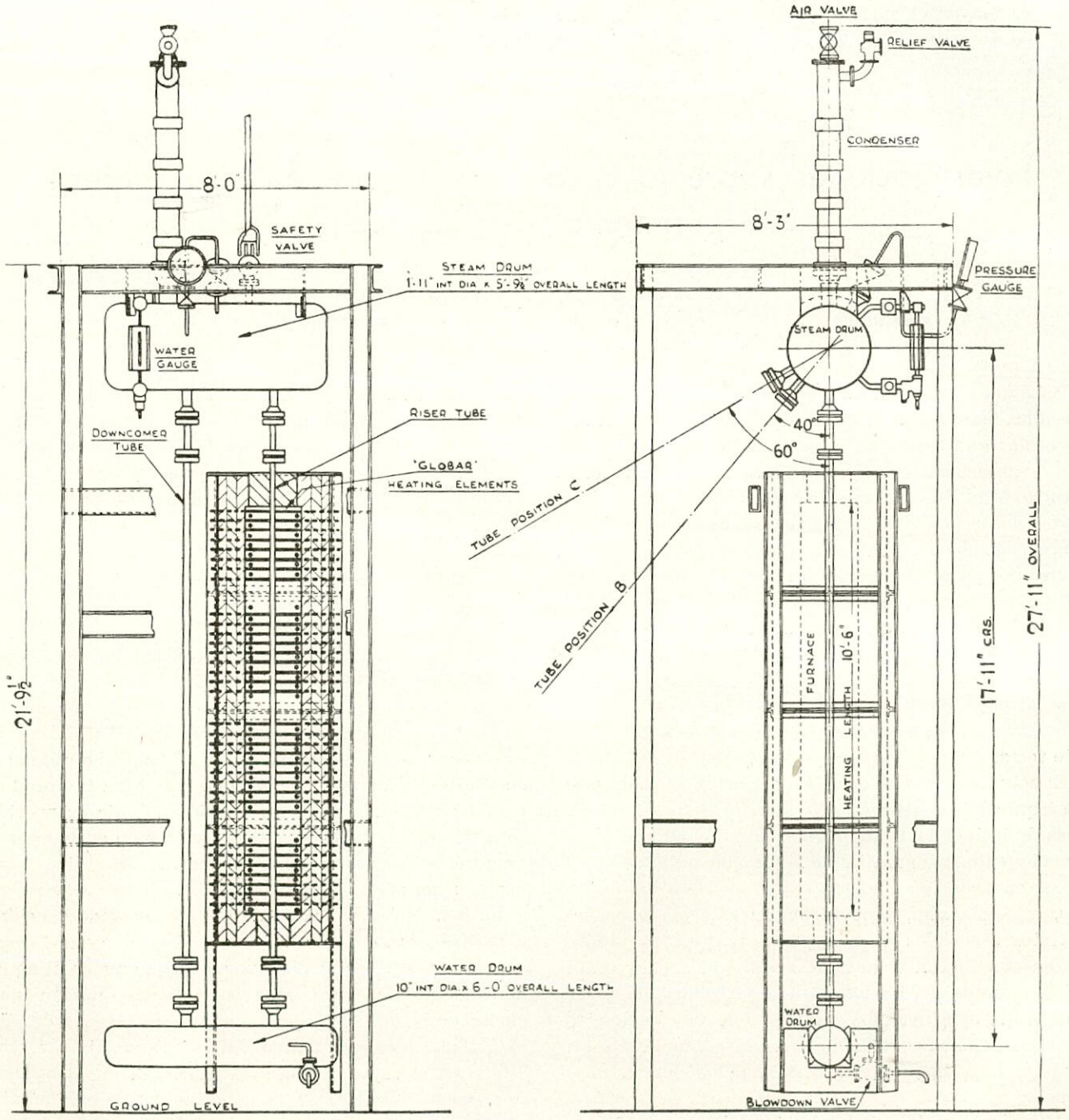
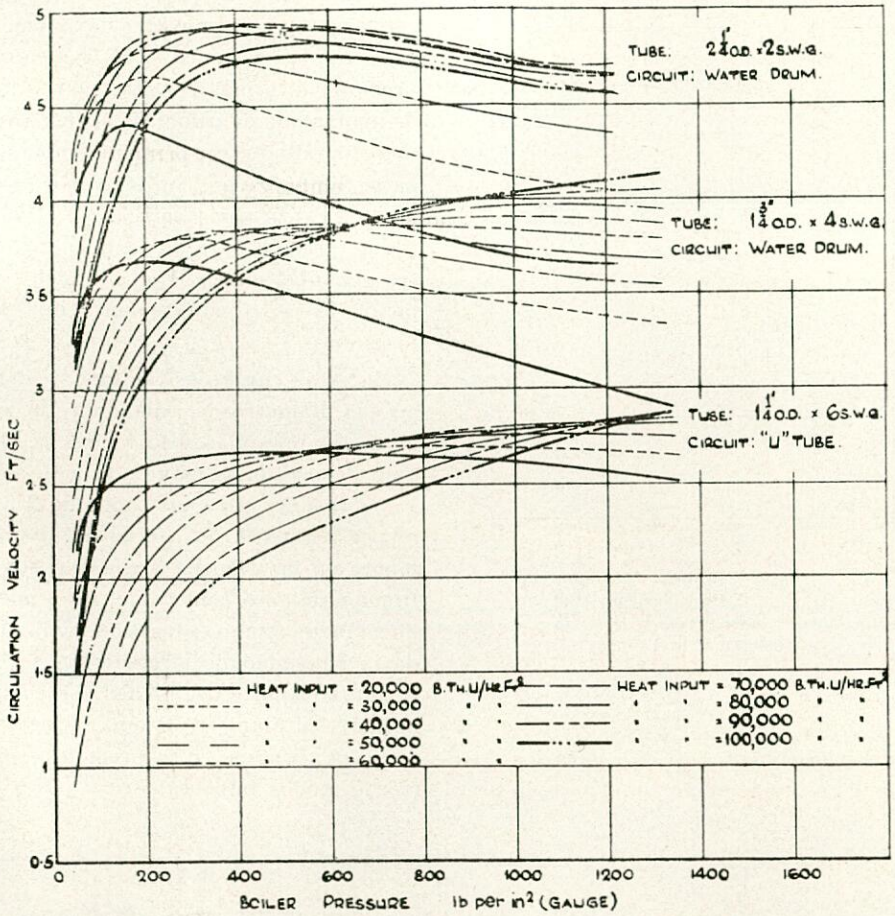


Fig. 1

Hay dos contadores para el agua de refrigeración y el agua de alimentación, pudiéndose también medir el gasto mediante dos depósitos de tarado intercalado en en los circuitos. La circulación se mide por un pitot colocado en la base del tubo de retorno y conectado al contador de agua de alimentación, de forma que se pueo de la sustitución de éste por un tubo en V. Con el tubo de 1 $^1/_4$" se han repetido los ensayos, pero con una longitud efectiva de 7' 6", y con el tubo de 2 $^1/_4$" se han realizado 4 series adicionales con orificios de estrangulación de $^7/_4$, $^3/_4$, $^5/_8$ y ½", colocados, sucesivamente, en la base del tubo de subida.



Tube: as indicated. Heating: uniform. Restricting orifice: none.
Tube position: vertical. Heated length: 10ft. 6in. Circuit: as indicated.

Fig. 2

de leer con el pitot la diferencia de presiones. Todos los instrumentos y válvulas de control están agrupados en una cabina.

Alcance de los ensayos.

Todos los ensayos discutidos en esta comunicación se refieren a los tubos en posición vertical, con el condensador incorporado al colector de vapor, con presiones de hasta 1.410 lb. sq.in y regímenes de aportación de calor de hasta 120.000 BTU/hora ft².

Se han realizado series completas de mediciones para los tres diámetros de tubo considerados, con calentamiento uniforme en los 10' 6" de longitud efectiva y en todo el contorno. Algunas de las series se han duplicado para investigar el efecto de un colector de agua menor

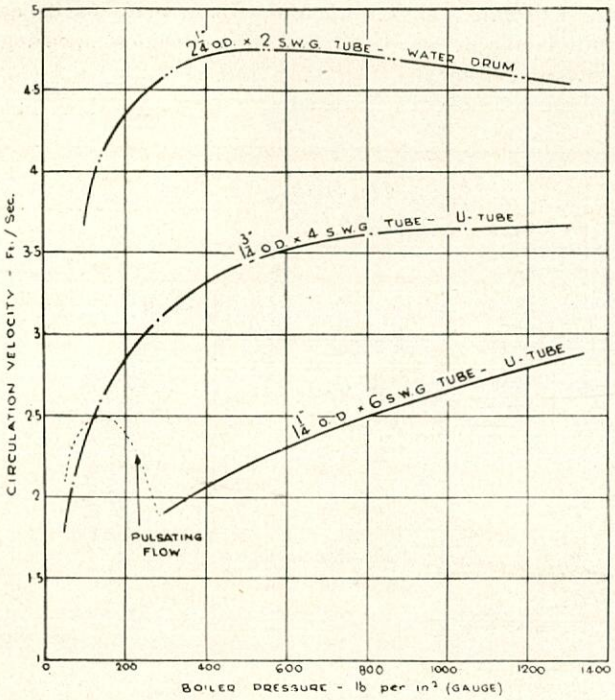
También se ha investigado el efecto de un calentamiento no uniforme. En estos ensayos, el calor radiante se aplicó en toda la longitud efectiva del tubo, pero aislando la mitad de su circunferencia con una cubertura refractaria perfectamente ajustada al tubo.

En experiencias anteriores se encontró que, en ciertas circunstancias, una caída brusca de la presión en la caldera interrumpía la circulación, con el consiguiente recalentamiento del tubo. Puesto que esto es importante, se han realizado algunos ensayos para estudiar este efecto.

Resultados experimentales.

Se dan en forma de curva, que muestran la velocidad de circulación, medida en la base del tubo de retorno, en

función de la presión para cada régimen de aportación de calor, o bien en función de la aportación de calor



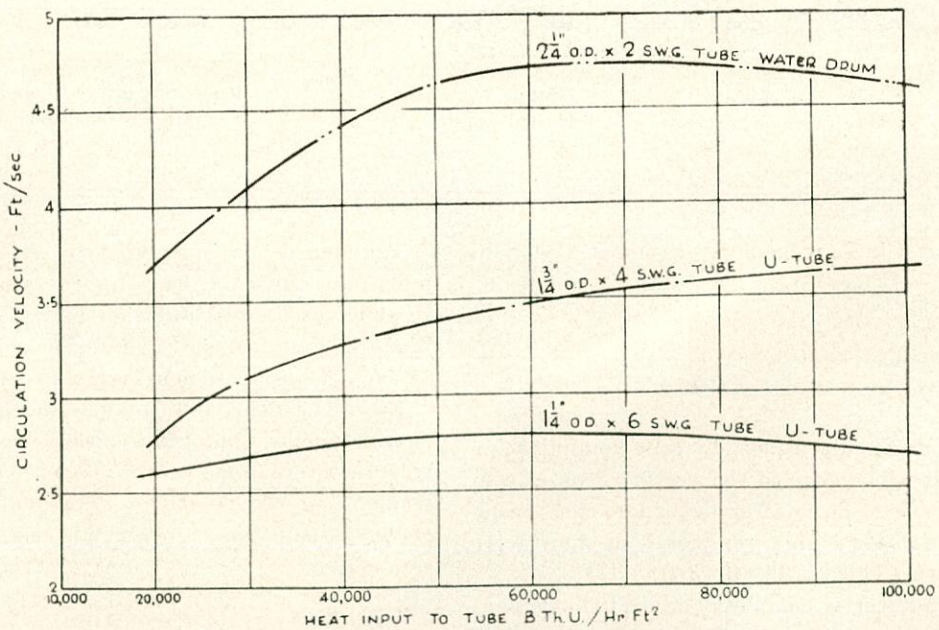
Tube: as indicated. Heating: uniform.
Tube position: vertical. Heated length: 10ft. 6in.
Restricting orifice: none.
Heat input: 100,000 B.th.u./hr.ft.².

Fig. 3

para cada presión. En la figura 2 se dan para los tres tubos los diagramas de circulación en función de la presión para regímenes de aportación de calor que varían entre 20.000 y 100.000 BTU/hora ft².

De estas curvas se deducen inmediatamente algunas características generales. Para un régimen bajo, la velocidad de circulación crece al principio rápidamente al aumentar la presión, alcanzando pronto un valor máximo, a partir del cual disminuye lentamente para incrementos superiores de presión. A regímenes mayores se conserva esta forma característica, pero la circulación es menor a presiones bajas y alcanza el máximo a una presión tanto más elevada cuanto mayor es el régimen de aportación de calor. En el caso de tubos de 2 $^1/_4$" este valor máximo crece al principio con el régimen, y luego baja. Sin embargo, con los tubos menores, este máximo no se alcanza para los regímenes mayores con los límites de presión ensayados, y cuanto menor es el diámetro del tubo, menor es el régimen para el cual la circulación crece constantemente en todo el intervalo de presiones.

En estas curvas es también evidente la gran influencia del diámetro del tubo sobre la velocidad de circulación; las máximas velocidades registradas en el intervalo de presiones estudiado son, aproximadamente: 5, 4 y 3 ft seg^{-1} para los tubos de 2 $^1/_4$", 1 $^3/_4$" y 1 $^1/_4$", respectivamente. El efecto del diámetro se da gráficamente en las figuras 3 y 4. En cualquier condición de funcionamiento, dentro del intervalo estudiado, una reducción de diámetro supone una disminución notable de la velocidad de circulación. A presiones superiores a 300 lb./sq.in y regímenes por encima de 40.000 BTU-hora ft², el diámetro es una característica predominante, y los cambios en la presión o régimen son relativamente menos importantes.



Tube: as indicated. Heating: uniform. Restricting orifice: none.
Tube positions: vertical. Heated length: 10ft. 6in. Pressure: 1,000 lb. per in.² (gauge).

Fig. 4

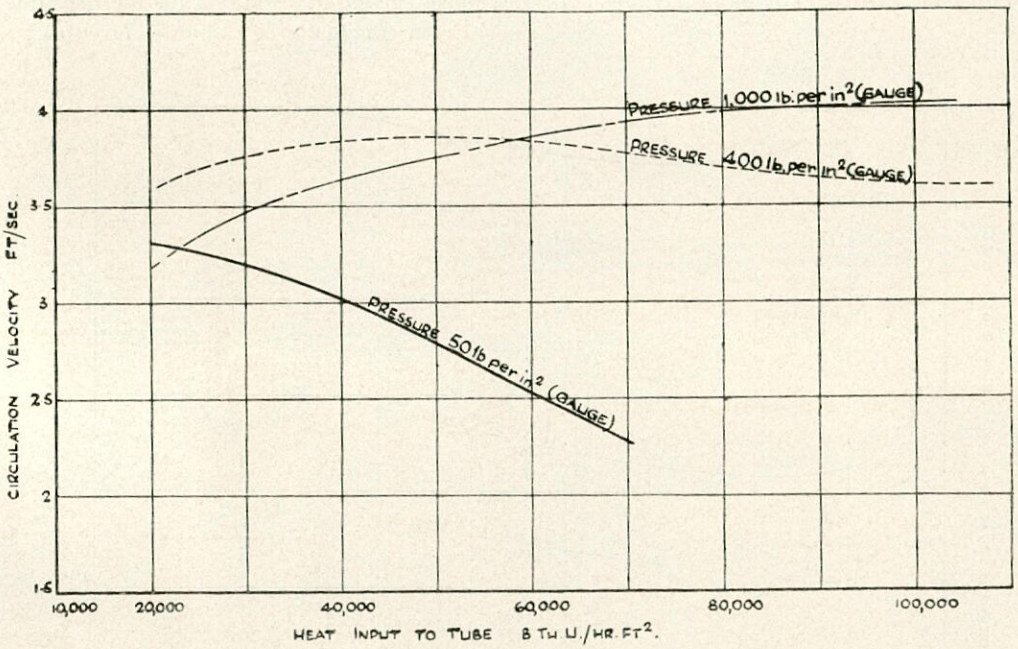
Sin embargo, debe observarse la tendencia que tienen a converger las curvas correspondientes a cada tubo en la figura 3, cuando la presión aumenta, y puede ser que a mayores presiones que las experimentadas el diámetro pierda importancia.

De la figura 2 pueden deducirse las curvas circulación-régimen de aportación de calor, para cada tubo, tomando como parámetro la presión, resultando tres tipos de curva según el valor de la presión.

Cuando ésta es baja, la velocidad de circulación disminuye constantemente al aumentar el régimen, con presiones moderadas alcanza un valor máximo para disminuir luego y, a grandes presiones, crece constantemente. Esto puede verse en la figura 5 para un caso particular.

Experimentando con el tubo de 1 $^1/_4$" a presiones inferiores a 300 lb./sq.in y regímenes de aportación de calor por encima de 60.000 BTU/hora ft^2, se comprobó una pulsación en el registro diferencial de presión, al tiempo que la velocidad de circulación parecía aumentar. La diferencia de presiones variaba, aproximadamente en 4" de agua, con una frecuencia de 20 a 24 ciclos por minuto, sin que se constatara en este período variación apreciable en la temperatura del tubo. Parece como si, a bajas presiones, la combinación de volúmenes específicos y regímenes altos con diámetros pequeños alterara las condiciones del flujo, y se supone que el gran volumen de vapor formado induce un flujo a borbotones, que, formados espasmódicamente, destruyen el flujo anular y disminuyen la velocidad relativa entre vapor y agua, lo que explicaría el aumento de la velocidad de circulación. Este fenómeno se debe a las condiciones en el tubo de subida, no interviniendo para nada el colector de agua, que puede sustituirse por un tubo en U, y está indicado en la figura 3 en el extremo de baja presión del tubo de 1 $^1/_4$" de diámetro. No se observaron efectos perjudiciales, lo que es comprensible, puesto que la velocidad de circulación aumenta.

En estos ensayos se comprobó que el efecto sobre la circulación del empleo de un colector de agua de 12", de otro de 6" o de un tubo en U, es tan pequeño que puede despreciarse. Lo mismo ocurre con la influencia del calentamiento no uniforme, resultando ser de importancia secundaria los efectos de la evaporación no uniforme en la circunferencia del tubo. La velocidad de circulación está determinada, no variando las demás condiciones por la aportación de calor y no por la manera en que ésta se distribuye en la superficie del tubo.



Tube: 1¾in. o.d. × 4 s.w.g. **Heating:** uniform. **Restricting orifice:** none.
Tube position: vertical. **Heated length:** 10ft. 6in. **Circuit:** U-tube.

Fig. 5

Con tubos de menor longitud efectiva se obtuvieron las mismas curvas características ya descritas para las series con tubos de 10' 6". Las velocidades de circulación fueron apreciablemente mayores para regímenes análogos, debido al hecho que la aportación de calor se concentraba más en la base del tubo.

La variación en las condiciones de trabajo cubierta por estos ensayos quizás pueda apreciarse mejor a partir del título de mezcla en la parte superior del tubo de subida. Este factor, tan importante en la circulación natural, varía de 0.010 a 0.298 al cambiar las condiciones desde un régimen bajo con el tubo de 2 $^1/_4$" a un régimen alto con el de 1 $^1/_4$". Puesto en forma de factor de circulación (número de veces que ha de circu-

lar el agua hasta que se evapora completamente), estos valores son: 100 y 3,5, respectivamente, representando este último condiciones severas para una caldera de circulación natural. Su variación en la parte superior del tubo de subida se da en la figura 6 para un régimen de 100.000 BTU/hora ft².

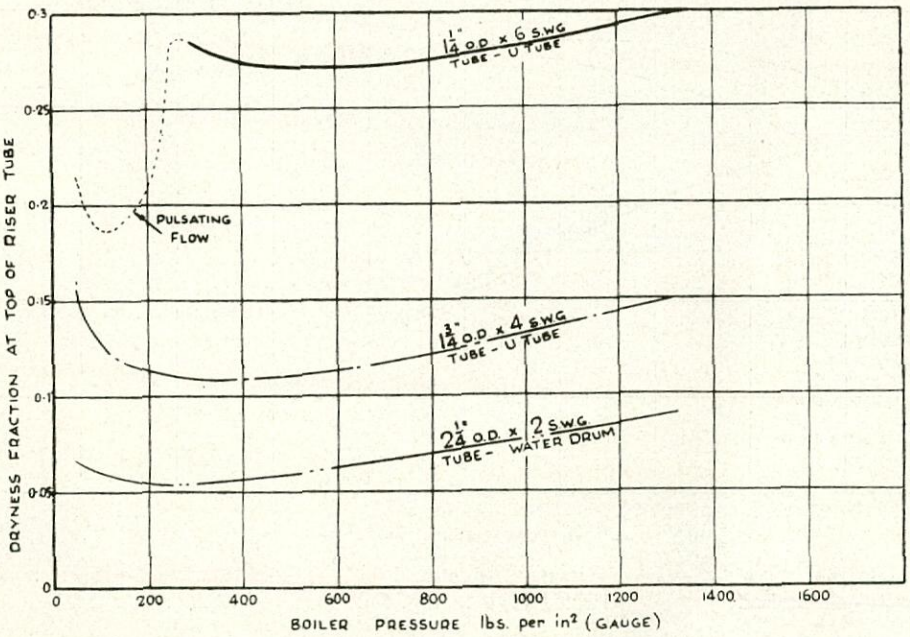
Durante los ensayos de caída brusca de presión con los tubos de 1 $^3/_4$" y 1 $^1/_4$" se observó que la rapidez de esta caida hasta interrumpir la circulación está relacionada con la presión a la que la circulación se interrumpe. Con tubos de 2 $^1/_4$" era muy difícil producir esta interrupción y sólo para grandes velocidades de caida, que, por lo tanto, no permitían una medida precisa. Se observó también que, para cada presión, había una velocidad de circulación por encima de la cual ésta no podía interrumpirse fuera cual fuera la rapidez con que se hiciera bajar la presión.

En todos los casos, la circulación natural bastaba para asegurar un flujo satisfactorio de agua a través del circuito.

ANÁLISIS Y CORRELACIÓN DE LOS RESULTADOS.

En muchos ensayos se calculó la velocidad de circulación según la teoría hidrodinámica, que supone un flujo homogéneo de agua y vapor en el tubo de subida, y los valores obtenidos eran apreciablemente mayores que los comprobados experimentalmente. Después de un análisis preliminar de los resultados de esta investigación, se consideró que el flujo pudiera ser predominante anular, es decir, un anillo de agua en contacto con el tubo con un núcleo de menor densidad y mayor velocidad formado por vapor y partículas de agua en arrastre.

Los cálculos efectuados con esta hipótesis dieron resultados de acuerdo con los experimentales en el caso de tubos de 2 $^1/_4$, pero con menores diámetros el acuerdo ya no fué bueno. También se intenta el empleo de números adimensionales para relacionar los resultados de los ensayos con un circuito determinado, no habiéndose encontrado todavía los factores que hagan general esta conclusión a cualquier circuito.



Tube: as indicated. Heating: uniform. Heat input: 100,000 B.th.u./hr.ft.².
Tube position: vertical. Heated length: 10ft. 6in. Restricting orifice: none.

Fig. 6

FE DE ERRATAS

En el artículo *Rentabilidad de los modernos cierres de escotillas,* publicado en el último número de esta revista y en la página 168, 2.ª columna, el 4.º párrafo debe sustituirse por el siguiente:

En la Reunión del año 1953 de la Asociación Técnica Marítima y Aeronáutica francesa, se indicó por los autores que la Comisión Central de Seguridad de la Marina Mercante francesa dió su aprobación a que sobre la cubierta francobordo los buques tipo shelter abierto, pudieran ser instalados paneles enrasados, siempre que fuesen metálicos, estancos, de un modelo aprobado y respondiendo a ciertas exigencias de detalles.

INFORMACION DEL EXTRANJERO

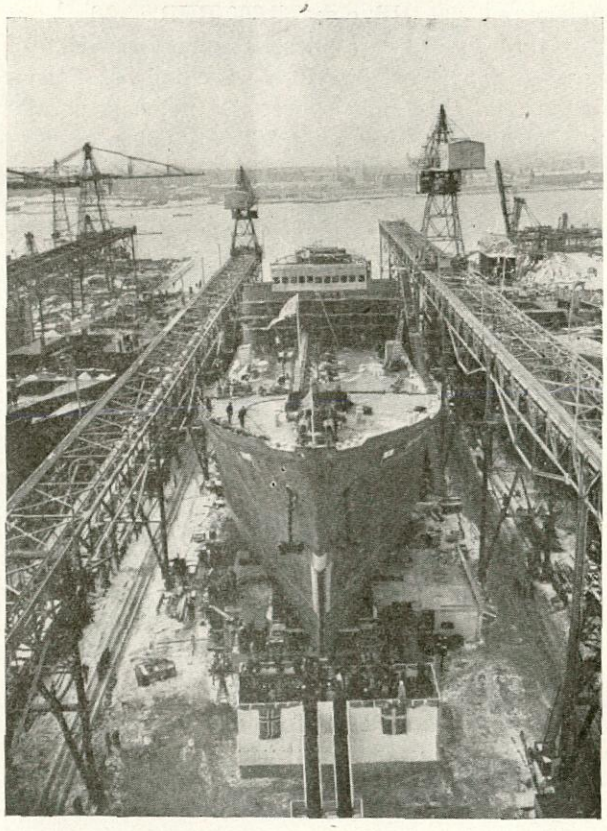
BOTADURA DEL PETROLERO DE 19.600 t. P. M. "STABERG"

El 26 de febrero último se efectuó la botadura de este petrolero en los Astilleros "Burmeister & Wain", de Copenhague.

Sus *principales características son las siguientes:*

Eslora entre perpendiculares	163,065 m.
Manga de trazado	21,894 m.
Puntal de trazado a la cubierta alta ...	12,217 m.
Calado al francobordo de verano	9,398 m.
Capacidad de los tanques de carga ...	27.000 m^3
Velocidad en pruebas a plena carga ...	15 nudos

Construído sin arrufo en el 45 % de su eslora, está dividido en nueve secciones de tanques, llevando al centro la cámara de bombas principal y otra pequeña cámara de bombas a proa. Los dos mamparos longitudinales son planos, y los mamparos transversales que subdividen el espacio de carga en nueve tanques centrales y 2 × 9 tanques laterales, son corrugados, habiéndose utilizado en la mayor cantidad posible la soldadura, incluído el forro, cubiertas, mamparos, cuadernas y baos, que están totalmente soldados.



El servicio de carga está formado por una tubería principal de 12" y ramales de aspiración de 10". En la cámara de bombas se dispondrán cuatro bombas Duplex compound, de una capacidad de 500 t/h., y dos bombas de residuos, también de vapor, de una capacidad unitaria de 60 t/h. En la cámara de bombas de proa se dispondrán dos bombas de vapor, una de sentina y la otra de trasiego, de una capacidad unitaria de 60 t/h.

Para la maniobra de carga llevará cuatro plumas de 5 t., una de 3 t. para el servicio de la maquinaria, sobre el costado de la chimenea, y otra de 1 t. para el aprovisionamiento del buque, sobre la cara de popa de la chimenea. Tanto el chigre como los molinetes son de vapor, y el aparato de gobierno—de Hastie—es electrohidráulico.

Los cuatro botes salvavidas son de plástico, uno de ellos a motor, siendo los chigres para su maniobra, de aire comprimido.

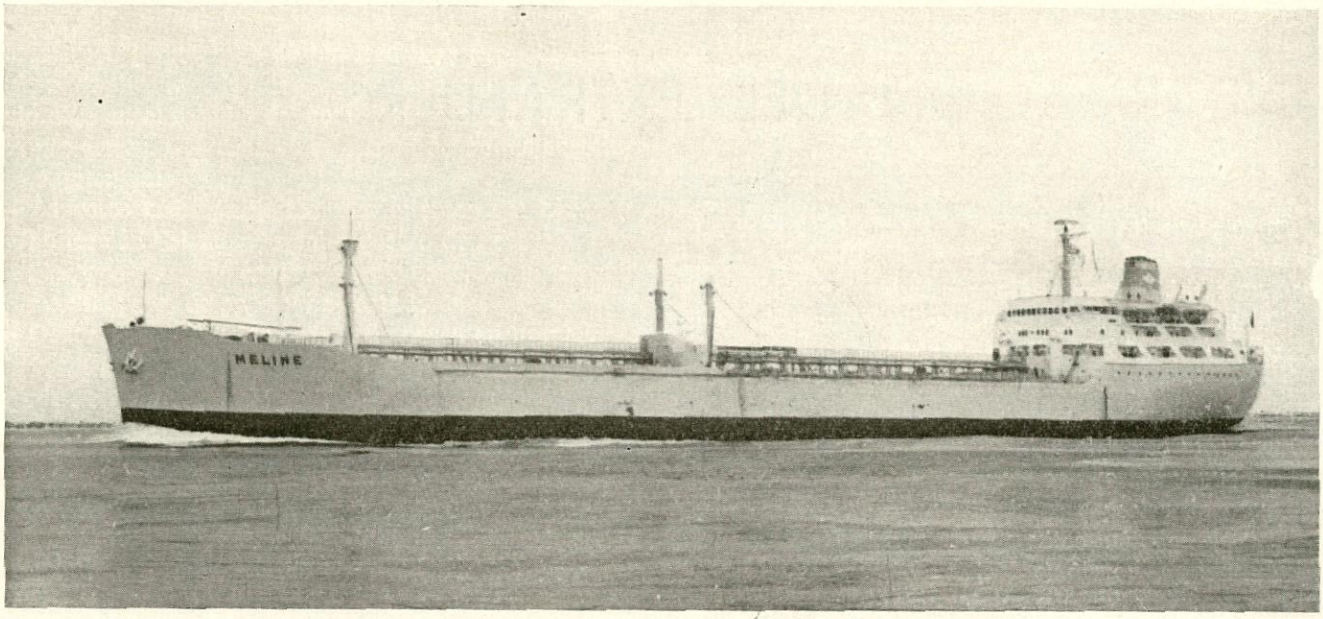
El motor principal, "Burmeister & Wain", es de seis cilindros, simple efecto, dos tiempos, directamente reversible, siendo el diámetro de los cilindros de 740 mm., y la carrera, de 1.600 mm. Será capaz de desarrollar 8.300 I, H. P., es decir, aproximadamente 7.500 B. H. P., a 115 r. p. m., habiéndose previsto que pueda utilizar petróleo denso.

Llevará dos grupos auxiliares, formados por motores "B. & W.", de cinco cilindros, cuatro tiempos, con turbo-soplantes, tipo 25-MTBH-40, directamente acoplados a dínamos de 280 kw, y otros dos de vapor de 75 kw.

Llevará también dos calderetas capaces de producir aproximadamente 10.000 kgs. de vapor por hora, y otra caldereta de exhaustación capaz de producir 2.500 kgs. de vapor por hora; todas ellas para una presión de 12,5 atmósferas.

RESCATE DEL "ANDREA DORIA"

Una Compañía norteamericana va a intentar poner a flote el buque italiano *Andrea Doria* en la primera semana del próximo mes de julio. Los trabajos preparatorios para ponerlo a flote los harán seis o doce buzos. Si se tiene éxito, el *Andrea Doria* será sacado a la superficie para el mes de septiembre.



ENTREGA DE LOS PETROLEROS "MELINE" Y "TERNÖY" DE 20.420 Y 19.250 t. P. M., RESPECTIVAMENTE

En el mes de marzo último se efectuó en Götaverken la entrega de estos petroleros, de los que suministramos sendas informaciones a nuestros lectores en el número de diciembre de 1957, al reseñar sus botaduras.

Recordamos la novedad del "Meline", al que se ha montado una instalación de televisión "Vigía" en el palo de proa, para proporcionar una mejor visión de la proa en el puente, instalado, en ambos buques, sobre la superestructura de popa.

La principal característica del "Ternoy", para Götaverken, es la de ser el petrolero núm. 100 construído por dicho Astillero, que representa 1.471.000 t P. M., construídas de este tipo de buques, habiendo sido el primero en 1916, el "Hamlet", de 7.210 t. P. M., que fué el primer petrolero de altura que se construyó con el sistema de doble mamparo longitudinal.

El buque será equipado con cuatro palos bípodes y dos posteleros. Tiene seis bodegas con sus entrepuentes, estando la maquinaria propulsora situada a popa. En la superestructura central irán los alojamientos para el armador y oficiales, y el resto de la dotación se alojará a popa.

Irá equipado con gonio, radar, giroscópica con piloto automático, sondador, corredera eléctrica, etc.

El motor propulsor es un B & W, de 7 cilindros, simple efecto, dos tiempos, directamente reversible, tipo 762-VTBF-140, con turbosoplantes de exhaustación y dispuesto para quemar petróleo denso. Desarrolla normalmente 6.200 IHP, o sea, 5.600 BHP a 120 r. p. m.

Llevará tres grupos Diesel-dínamos accionados por motores tipo 525-MTBH-40, de 5 cilindros, 4 tiempos, simple efecto, de émbolo buzo. La potencia normal de cada grupo es de 280 kw a 220 V y 500 r. p. m.

Tendrá dos calderetas, una con quemador y la otra para gases de exhaustación, que producirán, respectivamente, 875 kg/h. y 1.000 kg/h. de vapor a 7 kg/cm².

BOTADURA DEL CARGUERO "DAGFRED" DE 14.800 t. P. M.

El 15 de abril último se efectuó la botadura de este buque en los Astilleros "Burmeister & Wain", de Copenhague, para A/S "Ocean" John P. Pedersen, de Oslo.

Clasificado en el Norske Veritas, tiene las siguientes características:

Eslora entre perpendiculares	144,78 m.
Manga de trazado	19,51 m.
Puntal a la segunda cubierta	9,91 m.
Puntal a la cubierta alta	12,57 m.
Calado aproximado	9,118 m.
Peso muerto aproximado	14.800 t.
Velocidad en pruebas, a plena carga.	14,5 nudos.

BOTADURA DEL CARGUERO "BEIRA" DE 10.200 t. i. P. M.

El 8 de mayo último se efectuó en los Astilleros "Burmeister & Wain", de Copenhague, la botadura de este buque, encargado por la compañía danesa "East-Asiatic".

Clasificado en el Lloyd's, sus principales características son:

Eslora entre perpendiculares	138,99 m.
Manga de trazado	19,35 m.
Puntal a la cubierta alta	11,66 m.
Puntal a la segunda cubierta	9,07 m.
Calado	8,38 m.
Peso muerto, en toneladas inglesas	10.200
Velocidad en pruebas, a plena carga.	17,5 nudos.

Con la maquinaria propulsora situada a popa, tiene 5 bodegas, habiéndose dispuesto tanques altos para el transporte de aceites vegetales entre las bodegas números 2 y 3. En el entrepuente alto de la bodega 5, lleva dos cámaras refrigeradas de una capacidad total de 232 m³.

Tendrá dos palos bípodes y 11 posteleros para plumas. Las cinco escotillas estarán servidas por 10 plumas de 3 t., 10 de 5 t., 1 de 20 t. en el palo de proa y 1 de 60 t. en el de popa.

En la superestructura central van dispuestos en el entrepuente de la cubierta alta los camarotes de oficiales de cubierta, enfermería, repostería y giroscópica. En el siguiente entrepuente, los salones fumador y comedor. En el de la cubierta de botes, la T. S. H., telegrafista, primer oficial y dos camarotes para los armadores. Finalmente, en el puente, el alojamiento del capitán, derrota y caseta de gobierno.

El resto de la dotación irá alojado en la superestructura de popa.

Llevará el buque gonio, radar, giroscópica con piloto automático, sondador, corredera eléctrica, etc.

El motor propulsor, B & W, es del tipo 874-VTBF-160, de 8 cilindros, dos tiempos, simple efecto, directamente reversible, con turbosoplantes de escape.

El diámetro de los cilindros es de 740 mm., carrera de 1.600 mm. y la potencia máxima de 10.000 BHP a 115 r. p. m. Podrá quemar petróleo denso.

Tendrá dos grupos Diesel-dínamos de 120 kw. a 220 V. y 500 r. p. m., accionados por motores 25-MTH-40, de 3 cilindros, simple efecto, cuatro tiempos. Y otros dos grupos de 200 kw., 220 V., con motores del mismo tipo, de 5 cilindros.

Llevará dos calderetas de una capacidad de 1.300 kg/h. de vapor a 7 atm., una de ellas de gases de escape.

ENTREGAS RECIENTES EFECTUADAS POR LOS ASTILLEROS FRANCESES

A) Carguero *Leonce Vieljeux,* de 9.000 t. p. m.

Por los "Ateliers et Chantiers de Bretagne" se ha entregado este buque a la "Société Navale Delinas Vieljeux" (La Rochelle), cuyas características son:

Eslora total	135,05 m.
Eslora entre perpendiculares	125,00 m.
Manga de trazado	18,00 m.
Puntal a la cubierta principal	8,10 m.
Puntal a la cubierta shelter	10,80 m.
Calado como shelter "abierto"	7,30 m.
Peso muerto correspondiente aprox.	7.500 t.
Calado como shelter "cerrado"	8,25 m.
Peso muerto correspondiente	9.000 t.
Volumen de bodegas y entrepuentes:	
En granos	12.000 m³.
En balas	11.500 m³.
Capacidad de los entrepuentes frigoríficos	320 m³.
Capacidad de los tanques de combustible, incluídos los de decantación	905 m³.
Velocidad con 7.500 t. de carga en pruebas, con 75 % potencia normal.	16 nudos.

Del tipo shelter, se ha construído especialmente para el transporte de madera en cubertada. Sus mamparos principales son estancos hasta la cubierta shelter para su eventual transformación en buque de dos cubiertas, llevando el entrepuente aberturas de arqueo.

Tiene a proa tres bodegas con sus entrepuentes; sobre la cámara de motores central, tres entrepuentes frigoríficos; y a popa, otras dos bodegas con sus entrepuentes.

Está escantillonado como shelter cerrado de dos cubiertas, para el calado de 8,25 m., y dispuesto para poder navegar eventualmente como shelter abierto, con el calado de 7,30 m.

Su motor propulsor es un Sulzer, de 2 tiempos, simple efecto, 8 cilindros, de 8.280 CV.

B) Carguero *Yalou,* de 8.300 t. p. m.

Por los "Chantiers Navals de La Ciotat" se efectuó la entrega de este buque a la "Cie. Messageries Maritimes".

Pertenece a una serie de ocho unidades encargadas por dicha Compañía, de una de las cuales, el *Yarra,* dimos una reseña en el número de junio de 1957, página 310, de nuestra Revista.

C) Frutero *Bambara,* de 5.500 m³.

Por los "Chantiers Reunis Loire Normandie" se ha efectuado la entrega de este platanero a la "Cie. de Navigation Fraissinet et Cyprien Fabre", destinado al servicio de la costa occidental africana.

Tiene las siguientes características:

Eslora total	115,35 m.
Eslora entre perpendiculares	106,85 m.
Manga de trazado	15,60 m.
Puntal a la cubierta superior	11,00 m.
Calado al franco bordo de verano	6,08 m.
Peso muerto aproximado	3.000 t.
Capacidad de las bodegas y entrepuentes aislados	5.500 m³.
Volumen de tanques para transporte de vino	180 m³.
Volumen del compartimiento para valores	60 m³.
Volumen del pañol para pólvora	35/40 m³.
Velocidad en servicio	16 nudos.
Autonomía en millas	8.500

El motor propulsor es un Burmeister & Wain sobrealimentado, tipo VTBF-115, de 2 tiempos, simple efecto, directamente reversible, de 5.750 CV. a 150 r. p. m.

Lleva tres grupos Diesel alternadores trifásicos, de una potencia unitaria de 320 kw. a 380 V., 50 períodos. Los motores que los accionan tienen una potencia unitaria de 450 CVE. Lleva además un grupo de puerto de 60 kw., accionado por un Diesel de 100 CVE.

D) Costero *Piccadilly,* de 602 t. p. m.

Entregado por los "Chantiers du Rhin" (Strasburgo) a la "Société Navale Caennaise", tiene las siguiente características:

Eslora total	52,00 m.
Manga de trazado	7,87 m.
Puntal	5,00 m.
Calado	3,25 m.
Desplazamiento	850 t.
Peso muerto (carga)	580 t.
Potencia motor Semt Pielstick	970 CV.
Velocidad	11,5 nudos.

E) Petrolero *Artois,* de 20.150 t. p. m.

Construído por los "Ateliers et Chantiers de la Seine Maritime" para la "Société Française des Transports Petroliers", tiene las siguientes características:

Eslora total	170,00 m.
Eslora entre perpendiculares	164,285 m.
Manga de trazado	22,46 m.
Puntal	12,35 m.
Calado	9,29 m.
Capacidad de tanques de carga	26.560 m³.
Capacidad de tanques de combustible.	1.980 m³.
Capacidad de agua	600 m³.
Potencia propulsora a 117 r. p. m.	7.750 CV.
Velocidad en carga	15 nudos.

El motor propulsor es un "Wilton Fijenoord", tipo "Doxford" 70 LBD 6, con cilindros de 700 mm. de diámetro y 2,32 m. de carrera.

Lleva una caldereta Spanner capaz de suministrar 3.000 kgs. de vapor saturado hora a 12,5 kg/cm², calentada por los gases de escape del motor principal; y otras dos con quemadores, que suministran cada una 6.800 kgs. de vapor a igual presión.

Los servicios eléctricos están alimentados por dos diesel dínamos de 225 kw., 220 V. y una turbodínamo de 75 kw.

Lleva alojamientos para 45 hombres.

F) Carguero *Tanagra,* de 8.000 t. P. M.

Para la "Cie. Maritime des Chargeurs Reunis", ha entregado este buque "Forges et Chantiers de la Mediterranee".

Pertenece a una serie de cuatro unidades entregadas por dicho Compañía al mismo Astillero, de la que ya se había entregado el *Talassa* y están en construcción el *Tchibanga* y el *Timla.*

Sus principales características son:

Eslora total	140,50 m.
Eslora entre perpendiculares	132,00 m.
Manga máxima	18,60 m.
Puntal a la cubierta shelter	10,90 m.
Calado	7,35 m.
Velocidad a plena carga	16 nudos.

Las 5 bodegas, de una capacidad de 12.315 m³. —balas—, están servidas por 17 plumas —10 de 5 t., 6 de 8 t. y un puntal de 20 t.—, equipadas con chigres de 5 t. Tiene seis cámaras frigoríficas de una capacidad total de 285 m³. con compresores de freon.

Excepto las costuras del trancanil y pantoque, que son remachadas, el resto del casco ha sido soldado.

El motor propulsor es Sulzer 9 SD 72, de una potencia de 6.300 CV., y dos grupos Diesel-dínamos, cada uno de 240 kw., a 220 V.

La dotación se compone de 51 hombres y podrá transportar 8 pasajeros.

G) Carguero *Polarglimt,* de 13.000 t. p. m.

Por "Chantiers Reunis Loire Normandie" se ha entregado al armador noruego "Polaris", este buque que tiene las siguientes características:

Eslora total	149,40 m.
Eslora entre perpendiculares	139,72 m.
Manga en la cubierta principal	19,50 m.
Calado	8,50 m.
Arqueo bruto aprox.	8.500 TRB.
Motor Sulzer tipo	8 SD 72
Potencia a 125 r. p. m.	5.600 CV.
Velocidad en carga	14,5 nudos.
Grupos Diesel-dínamos	3 de 200 kw.

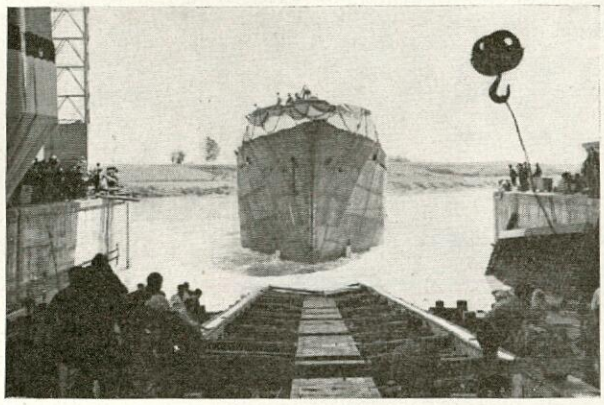
NUEVO ASTILLERO PORTUGUES CON COLABORACION JAPONESA

El Gobierno portugués ha pedido la colaboración de dos técnicos del astillero japonés de Kawasaki, de Kobe, con vistas a preparar la construcción de un gran astillero en Portugal. Los dos técnicos pasarán un mes en dicho país. Este astillero, que podrá construir petroleros de 38.000 toneladas de peso muerto, será explotado por una sociedad cuyas acciones pertenecerán en un 50 por 100 al astillero Kawasaki, y otro 50 por 100 al Gobierno e intereses privados portugueses.

INFORMACION NACIONAL

BOTADURA SIMULTANEA DE DOS BUQUES DE 1.970 TONS. EN LOS ASTILLEROS DE SEVILLA

El pasado día 19 de abril fueron botados en los Astilleros de Sevilla, de la Empresa Nacional Elcano, los buques "Virgen de Valme" y "Marimar", construcciones 33 y 34 de los Astilleros, destinados, el primero, a la Empresa Naviera Sevilla, S. A., y el segundo, a la Naviera Vasco-Catalana, S. A.



Estas botaduras, efectuadas una a continuación de otra, son la quinta y sexta realizadas en el presente año en los Astilleros de Sevilla, y fueron realizadas, una vez bendecidos los buques por el Párroco del Corpus Christi y rotas contra los cascos las tradicionales botellas, por las madrinas de cada uno de ellos, señorita Ana María Medina y señora de Le Monnier.

Las características principales de los buques botados (tercero y cuarto de una serie de diecinueve contratados por distintos armadores) son las siguientes:

Eslora total	72,65 m.
Eslora entre perpendiculares	65,82 m.
Manga	11,20 m.
Puntal	3,95 m.
Peso muerto	1.200 tns.
Potencia del motor	1.700 BHP.
Velocidad	11 nudos.

Como datos concretos de los lanzamientos pueden citarse los siguientes:

Peso de los buques en el lanzamiento (con 37,5 toneladas de lastre)	465 tns.
Pendiente de imadas	6 %
Pendiente de los buques	6 %
Presión media sobre imadas	1,96 kg./m².
Reacción en el giro	97 tns.
Recorrido hasta el agua de la popa del buque más alejado	72 m.
Velocidad de entrada en el agua del buque más alejado	8,6 m./seg.

Ambos buques han sido construídos en la misma grada, y fueron botados sobre las mismas imadas, con un intervalo de veinte minutos.

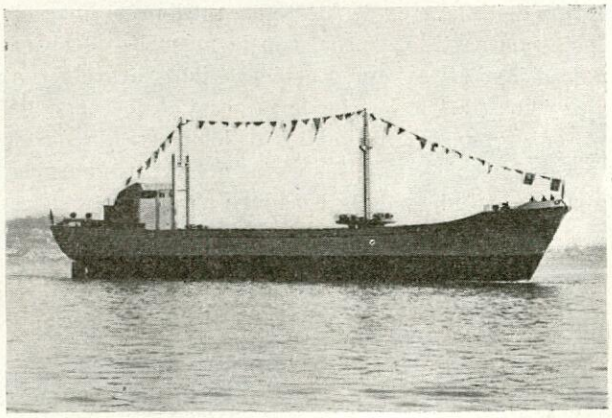
Asistieron a la ceremonia el Presidente del I. N. I., excelentísimo señor don Juan Antonio Suanzes; el Comandante Militar de Marina de Sevilla, Ilmo. señor don Juan Ramos Yzquierdo, y los Presidentes de Naviera Sevilla, S. A., Excmo. señor Duque de Alcalá, y de Naviera Vasco-Catalana, señor don Juan Manuel Alonso Allende, así como varios Consejeros de ambas Sociedades.

Los invitados fueron atendidos por el Presidente de la Empresa Nacional Elcano, Excmo. señor don Jesús Alfaro Fournier; el Director de los Astilleros de Sevilla, Ilmo. señor don José María López-Ocaña y Bango, y alto personal de los mismos.

BOTADURA DEL BUQUE "SIERRA MADRE"

El día 3 de mayo, a las cuatro de la tarde, se verificó en el Astillero Corcho Hijos, S. A., la botadura del buque de 2.000 toneladas de peso muerto "Sierra Madre", para la Casa Armadora Marítima del Norte, S. A.

La ceremonia se efectuó en la mayor intimidad y como un acto de trabajo, debido al luto que mantiene la Empresa constructora por el fallecimiento de su Presidente, el excelentísimo señor Conde de Ruiseñada.



Bendijo la nave el presbítero don Daniel García, y actuó de madrina la señora doña María Cruz Gomendio de Cores.

Cortada la cinta de los colores nacionales por la madrina, señora de Cores, el "Sierra Madre" se deslizó con toda normalidad por la grada.

El nuevo barco botado ayer tiene las siguientes características:

Eslora total	78,00 m.
Eslora entre perpendiculares	70,34 m.
Manga	11,30 m.
Puntal a la cubierta superior	7,00 m.
Puntal a la cubierta principal	4,76 m.
Peso muerto	2.000 tns.
Desplazamiento	2.730 tns.
Motor Werkspoor TMABS-398	1.700 BHP.
Velocidad en servicio	12,5 nudos.

BOTADURA DEL MOTO-CARGUERO "PUERTO DE HUELVA"

El día 22 de abril, a las cinco y media de la tarde, se efectuó la botadura del moto-carguero de 2.000 toneladas de P. M. "Puerto de Huelva", que con su gemelo próximo a ser botado "Puerto de Ayamonte", construye la Factoría Naval Barreras, de Vigo, para la casa Armadora Naviera del Odiel, S. A., de Huelva, siendo los buques de mayor tonelaje construídos hasta ahora en esta Factoría.

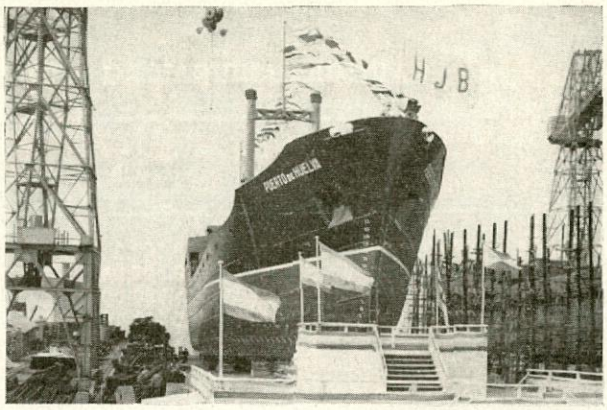
Sus características generales son las siguientes:

Eslora total	81,200 m.
Eslora entre perpendiculares	74,500 m.
Manga	12,350 m.
Puntal	5,450 m.
Puntal de bodega	4,200 m.
Calado medio	4,725 m.
Desplazamiento en carga	3,085 tns.
Peso muerto	2.000 tns.
Tonelaje de arqueo bruto aprox.	1.900 tns.
Potencia motor propulsor	1.800 BHP.
Velocidad en pruebas	13 nudos.

El tipo del buque es de fuerte escantillón de una sola cubierta con castillo a proa, con la más alta clasificación del Lloyd's Register y está provisto para efectuar los servicios de transporte de mineral y de carga general, entre puertos nacionales o del Norte de Africa y otros de las costas mediterráneas o Atlántico europeo.

Los datos técnicos de la botadura son los siguientes:

Pendiente de las imadas	6 %
Ancho de las imadas	0,33 m.
Longitud de las anguilas	61,00 m.
Separación de las imadas	3,50 m.
Peso del buque	770 tns.



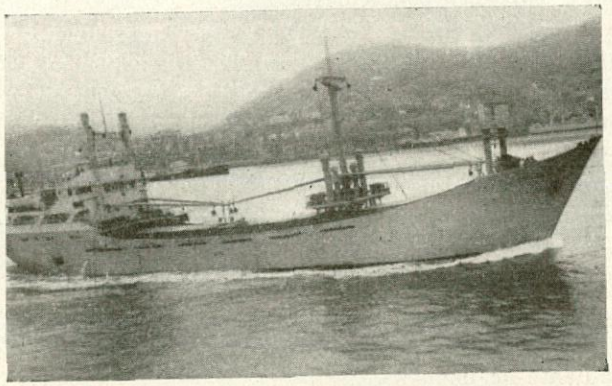
Peso aprox. de las cunas de proa y popa y anguilas	50 tns.
Presión media sobre imadas	2,036 kg./cm².
Reacción a proa en el momento de giro a los 49,13 metros a proa del extremo de la antegrada	138 tns.
Calado a popa	2,365 m.
Calado a proa	0,500 m.
Grasa empleada	Basekote y Slipkote.

PRUEBAS DEL "CONCAR"

El 29 de abril pasado se efectuaron las pruebas oficiales del buque "Concar", que fué botado el 21 de diciembre del año pasado, siendo el primero de los buques que entregan este año los Astilleros Tomás Ruiz de Velasco, S. A.

Pertenece a la Cía. Vasco Madrileña de Navegación, y sus características principales son:

Eslora total	67,500 m.
Eslora entre perpendiculares	59,400 m.
Manga	9,800 m.
Puntal	4,380 m.
Tonelaje de registro bruto	996,00 tns.
Peso muerto	1.475,00 tns.
Capacidad de bodegas (grano)	1.920,00 m³.
Velocidad en pruebas	13 nudos.



Este buque va propulsado por un motor Atlas Naval de 1.480 BHP. a 300 r. p. m. Lleva dos motores auxiliares Kromhout de 64 HP., acoplados directamente a sendas dínamos Hansa de 30 kw., compresor y bomba Haes de 60 metros.

Las maquinillas son Hatlapa Lamiaco de 16 HP. El molinete y el cabrestante de tipo Tamera, accionados, respectivamente, por motor de 20 y 16 HP.

CONVOCATORIA PARA CURSAR ESTUDIOS EN LA ESCUELA DE ORGANIZACION INDUSTRIAL

1. En el próximo mes de octubre comenzará un curso de Organización de Empresa en su grado superior y otros de Organización de la Producción, uno, en su grado superior, y otro, en el medio, con arreglo a las siguientes condiciones:

a) El número máximo de plazas para cada uno de los anteriores cursos será de treinta.

b) Para solicitar ser admitido a cursar tales estudios será necesario acreditar:

1. Ser español y no poseer antecedentes penales, además de reunir las condiciones legales exigidas por las Leyes generales del Estado.

2. Para la disciplina de Organización de la Producción en su grado superior, estar en posesión del título oficial de Ingeniero Civil en cualquiera de sus especialidades; Arquitecto, Ingeniero de Armamento y Construcción e Ingeniero de Armas Navales. Asimismo, también podrán ser admitidas las solicitudes de quienes ostenten otros títulos reconocidos que, a juicio de la Comisión Calificadora designada por la Junta de Gobierno de la Escuela, de acuerdo con lo establecido en la Orden complementaria de 30 de septiembre de 1955, sean equivalentes en categoría y especialidad a los anteriores.

Para el grado medio de Organización de la Producción deberá poseer un título reconocido por el Estado que acredite nivel técnico o científico suficiente para la iniciación de tales estudios.

Para aspirar a cursar el grado superior de Organización de la Empresa será requisito indispensable poseer el título oficial de Ingeniero civil en cualquiera de sus especialidades, Arquitecto, Ingeniero de Armamento y Construcción, Ingeniero de Armas Navales o el de Licenciado en Ciencias Políticas, Económicas y Comerciales, Derecho, Ciencias Físicas, Químicas o Matemáticas, o el de Actuario o Intendente Mercantil. Asimismo también podrán ser admitidas las solicitudes de quienes estén en posesión de otros títulos reconocidos, que, a juicio de la Comisión Calificadora designada por la Junta de Gobierno de la Escuela, de acuerdo con lo establecido en la Orden de constitución de la Escuela y Orden complementaria de 30 de septiembre de 1955, sean equivalentes en categoría y especialidad a los anteriores.

3. Experiencia en la Administración Pública o en la Empresa.

c) La Escuela podrá conceder, dentro de las plazas para estos cursos, hasta 16 becas, consistentes en la supresión de los derechos de matrícula y prácticas, así como una remuneración no superior a 3.000 pesetas mensuales durante el tiempo que dure el curso. También se concederán exenciones de matrícula o derechos de prácticas a ambos, siempre que en los aspirantes concurran circunstancias adecuadas para ello.

d) Terminado el curso, previas las pruebas oportunas y propuesta favorable conjunta de todos los profesores, se concederá un diploma de suficiencia.

2. Además de los anteriores cursos, la Escuela de Organización Industrial, en su afán de extender las enseñanzas que le están encomendadas, en cuanto sea posible a personas con suficiente experiencia y que trabajen en la industria o la Administración, convoca hasta treinta plazas para cada uno de dos cursos especiales, uno de Organización de la Empresa y otro de Organización de la Producción, que se desarrollarán a última hora de la tarde. Para solicitar ser admitido a estos cursos será necesario:

a) Acreditar lo señalado en el párrafo b) del apartado 1 de esta convocatoria para las especialidades citadas.

b) Tener por lo menos tres años de experiencia en la Empresa o en la Administración Pública.

c) Terminado el curso, previas las pruebas oportunas y propuesta favorable conjunta de todos los Profesores, se concederá un diploma de suficiencia de cursos especiales.

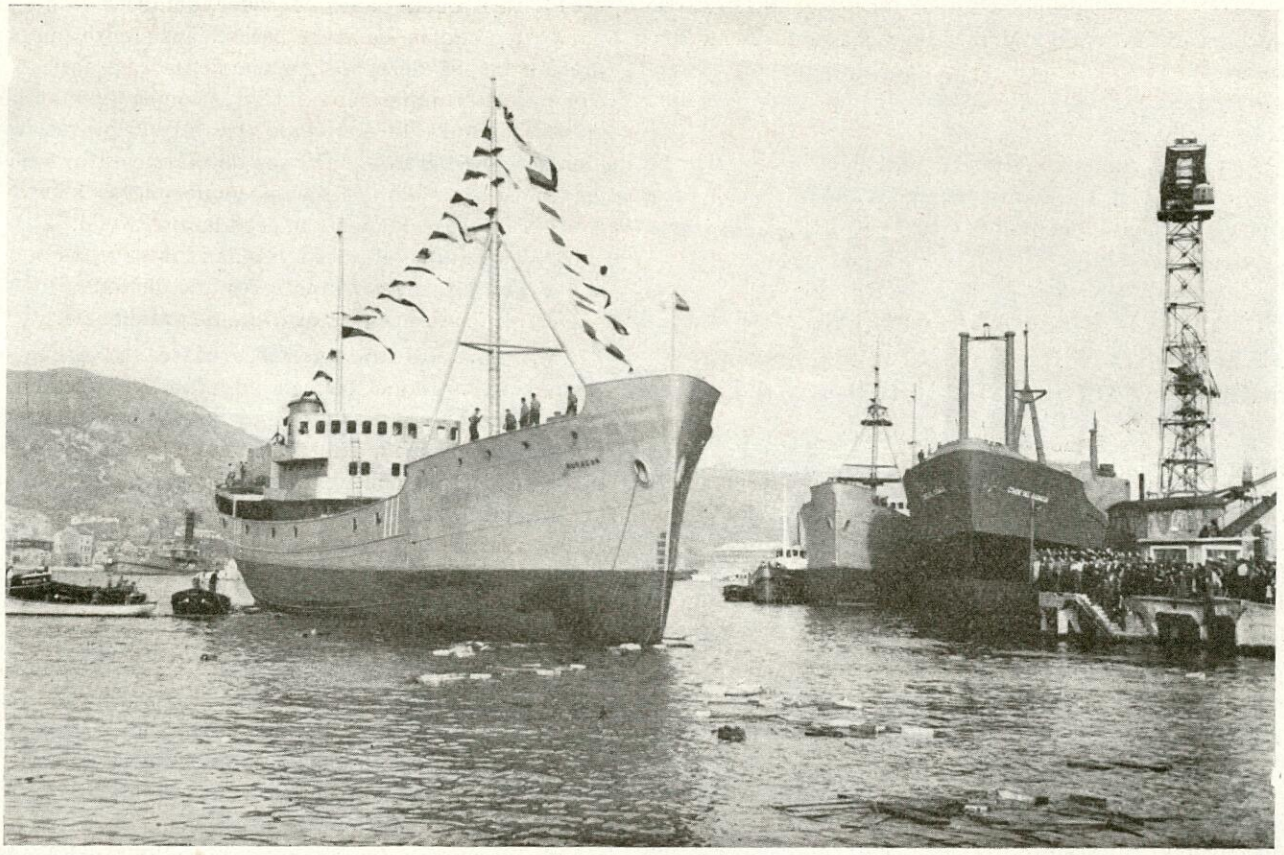
3. La Junta de Gobierno designará una Comisión Calificadora que hará la selección de los aspirantes para todos los cursos convocados, valorando los méritos que cada aspirante aporte. El conocimiento del idioma inglés se considerará como mérito, y aquéllos que lo aduzcan deberán someterse a examen si la Comisión Calificadora lo estima necesario.

4. Todos los cursos empezarán el 13 de octubre de 1958.

5. El plazo de presentación de solicitudes para cualquier curso terminará el 15 de septiembre de 1958. Dichas solicitudes deben de dirigirse al Excmo. señor Presidente de la Junta de Gobierno de la Escuela de Organización Industrial, calle J. Gutiérrez Abascal, 2, Madrid.

6. Los derechos de matrícula para cursar los estudios en el grado medio de Organización de la Producción ascienden a 2.000 pesetas, debiendo abonarse, además, 2.000 pesetas para el pago de material, apuntes y prácticas. Para cualquiera de los otros cursos convocados, los derechos de matrícula ascienden a 3.000 pesetas, debiendo abonarse además 3.000 pesetas para el pago de material, apuntes y prácticas.

7. El plazo de presentación de solicitudes de becas y exenciones de matrículas, derechos de prácticas o ambas, terminarán el 31 de julio de 1958. Dichas solicitudes deben dirigirse al Presidente de la Junta de Gobierno de la Escuela.



LANZAMIENTO DEL BACALADERO "HURACAN" EN LA FACTORIA DE SESTAO

El día 6 del actual, a las seis y veinte de la tarde, se efectuó el lanzamiento del buque bacaladero "Huracán", número 84 de las construcciones de la Factoría de Sestao, de la Sociedad Española de Construcción Naval.

Actuó de madrina la señorita Felisa Echevarría, hija de don Patricio Echevarría, Consejero de P. Y. S. B. E., que es la Compañía armadora del buque.

Las características principales del "Huracán" son las siguientes:

Eslora total	71,36 m.
Eslora entre perpendiculares	66,51 m.
Manga de trazado	10,85 m.
Puntal a la cubierta principal	5,95 m.
Calado	5,315 m.
Peso muerto	1.500 tns.
Desplazamiento	2.580 tns.
Velocidad	12 nudos.
Potencia	1.280 BHP.
Arqueo bruto	1.370 tns.

Los datos de lanzamiento principales son:

Peso del buque	798 tns.
Peso total de la cuna	11 tns.
Altura de la marea sobre la bajamar equinocial	4,13 m.
Pendiente de imadas	4 %
Longitud total de imadas	88,775 m.
Longitud de la cuna de lanzamiento	41,75 m.
Longitud del voladizo de popa	16,125 m.
Longitud del voladizo de proa	8,630 m.
Presión específica inic. sobre imadas.	1,83 kg./cm².
Velocidad máxima alcanzada	4,72 m./seg.
Deslizantes empleados	Basekote y Slipkote.
Recorrido total del buque hasta su parada	213 m.

Se efectuó el lanzamiento sin retenidas, consiguiéndose un frenado utilizando el anclote previsto al efecto a proa.

Es interesante hacer constar que este buque es el tercero de los botados hasta el momento en el año 1958.

BOTADURA DEL "PIELAGOS"

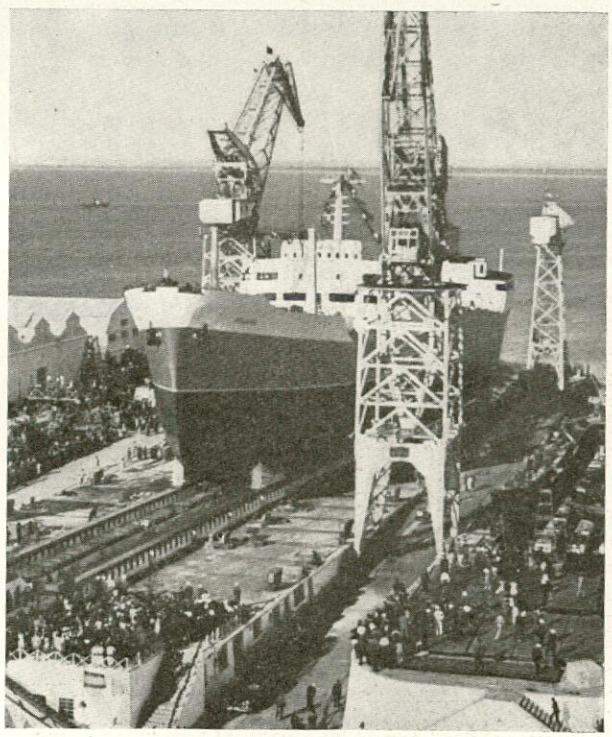
El día 23 de mayo fué botado en Astilleros de Cádiz, S. A., el petrolero "Piélagos", construído en aquellos Astilleros para la "Naviera de Castilla". Este buque, gemelo del "Bonifaz", botado en el mismo Astillero a principios del pasado otoño, tiene las siguientes características:

Eslora total	170,67 m.
Eslora entre perpendiculares	161,54 m.
Manga de trazado	21,67 m.
Puntal	11,925 m.
Desplaamiento máximo	26.100 tns.
Calado medio	9,3 m.

El peso muerto será de más de 20.000 toneladas, y la velocidad prevista de 17 nudos.

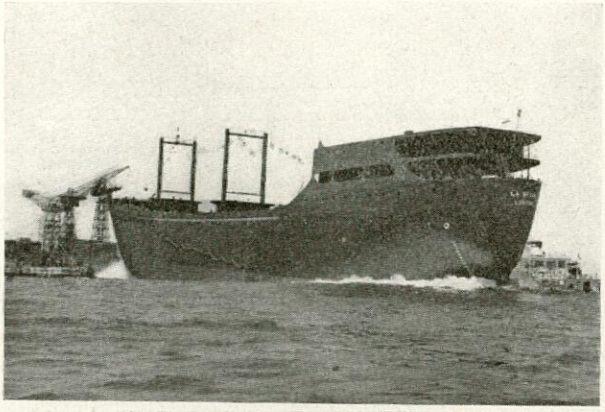
La propulsión se realizará por medio de un motor Burmeister & Wain-Maquinista, tipo 674-WBTF-160, de 2T, sobrealimentado, capaz de desarrollar 5.200 CV a 115 r. p. m.

Actuó de madrina la señora de don Casimiro Velasco, Consejero de la Naviera de Castilla.



BOTADURA DEL BUQUE DE CARGA "LA SELVA"

El día 17 de mayo en curso fué lanzado al agua el buque carguero de 13.300 toneladas de P. M. "La Selva", que se está construyendo en los Astilleros de la Unión Naval de Levante, S. A., de Valencia, para Buries Markes Limited, de Inglaterra.



Son sus características principales las siguientes:

Eslora total	138,38 m.
Eslora entre perpendiculares	131,06 m.
Manga	18,60 m.
Puntal hasta cub. Shelter	12,35 m.
Calado c. cub. Shelter cerrada	9,25 m.
Calado c. cub. Shelter abierta	8,22 m.
Peso muerto	13.300 tns.
Desplazamiento	17.746 tns.
Velocidad	14,25 nudos.

Tanto el puente de navegación, como todos sus alojamientos y maquinaria propulsora van a popa.

Fué madrina la Excma. Sra. Marquesa de Aledo.

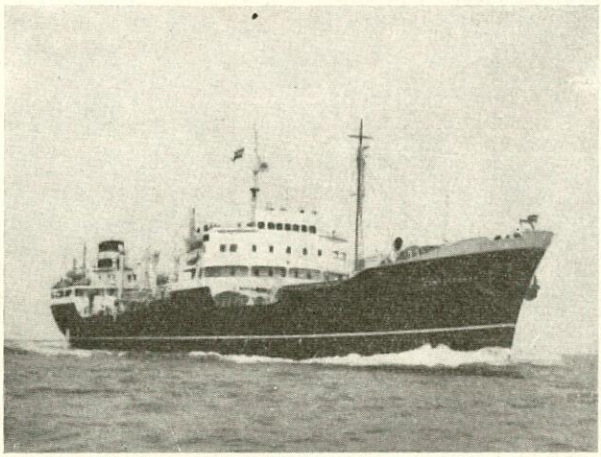
En la fotografía de este lanzamiento puede apreciarse el sistema de bozas de seguridad que, para el frenado del buque, emplean los Astilleros constructores en una de sus gradas.

ENTREGA DEL "CAMPONEGRO"

El día 23 de abril fué entregado a su armador, la CAMPSA, el petrolero "Camponegro", construído por la Unión Naval de Levante, S. A., en sus Astilleros de Valencia. Aunque las características de este barco han sido ya publicadas en esta revista, se repiten a continuación:

Eslora total	139,032 m.
Eslora entre perpendiculares	130,220 m.

Manga	17,22 m.
Puntal	9,83 m.
Calado	7,738 m.
Peso muerto	9.289 tns.
Desplazamiento	13.175 tns.
Velocidad	14,7 nudos.



Este es el segundo de una serie de buques que tiene contratados la compañía armadora y el primero que se entrega de los cinco que se construirán en la Unión Naval de Levante, S. A.

NECROLOGIA

Hemos de lamentar la baja en nuestra profesión de tres de sus miembros, acaecida en un período de menos de dos meses:

Don Ricardo Rein Carsi, que terminó sus estudios en el año 1952 y que desde entonces prestaba servicios en los astilleros de la Unión Naval de Levante, en Valencia, falleció, cuando menos podía esperarse, el día 18 de marzo pasado. Le recordaremos siempre tal como era cuando nos dejó: fuerte y simpático y tan lleno de vida, que no parece posible que haya dejado de tenerla.

Don Alfredo Castro Girona, que después de estudiar en la Escuela de Ingenieros de la Armada de El Ferrol, en la que ingresó en la última convocatoria (promoción de 1929) convocada en dicha Escuela, dedicó sus actividades profesionales a la aviación. La muerte le sorprendió el día 23 de marzo último, en Albacete, donde era Jefe de la Maestranza del Aire.

Don Guillermo Bustelo Quintana, que bien se puede decir que acababa de terminar sus estudios (1957), ya que ni siquiera pertenecía aún a la Asociación de Ingenieros Navales. Había empezado a trabajar en Astilleros de Cádiz, S. A., y en aquella ciudad falleció el 6 de mayo.

A todos sus compañeros rogamos una oración por sus almas y a sus familias enviamos con estas líneas la expresión de nuestro más sentido pésame.

INFORMACION LEGISLATIVA

MINISTERIO DE HACIENDA

ORDEN de 21 de abril de 1958 por la que se ratifica la rehabilitación de la bonificación del 50 por 100 de los Impuestos sobre el Gasto concedida a favor de la Empresa Nacional "Elcano", de la Marina Mercante, S. A.

Ilmo. Sr.: Vista la instancia suscrita por la Empresa Nacional "Elcano", de la Marina Mercante, S. A., calificada de interés nacional por Ley de 7 de mayo de 1942 por la que se solicita del Ministerio de Hacienda dentro del plazo de treinta días concedido por el artículo 81 de la Ley de 26 de diciembre de 1957, la rehabilitación de la bonificación tributaria que le fué otorgada por el Decreto de 4 de enero de 1950 en relación con los Impuestos sobre el Gasto,

Este Ministerio, a propuesta de la Dirección General correspondiente, acuerda ratificar la bonificación del 50 por 100 de los Impuestos sobre el Gasto que afecten a la maquinaria y utillaje importados con exención de derechos arancelarios y por un plazo de quince años a partir de su constitución en 20 de octubre de 1943, todo ello de conformidad con lo establecido con carácter general por la Orden ministerial de Hacienda de 20 de julio de 1950.

Lo que comunico a V. I. para su conocimiento y efectos.

Dios guarde a V. I. muchos años.

Madrid, 21 de abril de 1958. NAVARRO.

(*B. O. del Estado* de 2 de mayo de 1958, pág. 3853, número 105.)

MINISTERIO DE EDUCACION NACIONAL

ORDEN de 18 de abril de 1958 por la que se distribuye el crédito consignado para enseñanzas sociales, profesionales, etc., entre las Escuelas Técnicas Superiores.

ORDEN de 18 de abril de 1958 por la que se distribuye el crédito consignado para impresiones, encuadernaciones, etc., entre las Escuelas que se mencionan, dependientes de la Dirección General de Enseñanzas Técnicas.

MINISTERIO DE COMERCIO

ORDEN de 23 de abril de 1958 por la que se autoriza el abanderamiento en España del buque remolcador "Adec IV", de bandera holandesa, con el nombre de "Sato".

ORDEN de 23 de abril de 1958 por la que se autoriza la importación de la popa del buque de bandera noruega "Seirstad" para su reconstrucción y abanderamiento en España con el nombre de "Valdelugeros".

(*B. O. del Estado* de 7 de mayo de 1958, págs. 4071/72, número 109.)

ORDEN de 19 de mayo de 1958 por la que se concede el beneficio de las primas a la navegación en el servicio regular de exportación de frutos canarios a los buques propiedad de la Naviera Aznar, S. A., nombrados "Monte Arucas", "Monte Urquiola" y "Monte de la Esperanza".

(*B. O. del Estado* de 27 de mayo de 1958, pág. 4872, número 126.)

MINISTERIO DE TRABAJO

CORRECCION de erratas de la Orden de 15 de febrero de 1958, que modificaba diversos artículos de la Reglamentación Nacional de Trabajo en la Industria Siderometalúrgica.

(*B. O. del Estado* de 8 de mayo de 1958, pág. 844, número 110.)

ORDEN de 14 de mayo de 1958 por la que se desarrolla el Decreto de 21 de marzo último que regulaba con carácter obligatorio el establecimiento de Economatos Laborales.

(*B. O. del Estado* de 17 de mayo de 1958, pág. 905, número 118.)

BIBLIOGRAFIA

MANUEL DE RADIO-ELECTRICITÉ

P. Pouget, Profesor de hidrografía, Ingeniero de radio y Electricidad E. S. E.—Editions Maritimes et Coloniales.—París, 1958.

Esta obra, destinada a los alumnos de Náutica, ha reunido en una forma condensada los elementos necesarios para una buena comprensión del funcionamiento de los aparatos electrónicos a bordo de los barcos. Puede ser, asimismo, consultada por oficiales de la Marina Mercante y por otras personas interesadas en la explotación de los aparatos destinados a la comunicación por radio y otros problemas del mismo tipo. El volumen se divide en las partes que se indican a continuación:

Primera parte. Circuitos cerrados.—En la que se estudian las oscilaciones de distintos tipos, los circuitos y sus acoplamientos.

La segunda parte se dedica a líneas y antenas, es decir, a los dispositivos destinados a la propagación.

En la tercera, se estudian la propagación de las ondas electro-magnéticas, particularmente en la atmósfera.

En la cuarta, los tubos electrónicos, incluído el tubo de rayos catódicos y el oscilógrafo.

La quinta parte se dedica a emisoras y receptores de radio.

Por último, la sexta parte, comprende la navegación radio eléctrica, tratándose en ella de los goniómetros, balizamiento, radio-faro Consol, el sistema Decca y el Loran, así como de los fundamentos del radar.

Se incluyen cuatro anexos dedicados uno de ellos a los diodos de contacto y transistores; otro, a las frecuencias moduladas, y el último, al radar con movimiento real.

Al final del libro se incluye una colección de ejercicios sobre los temas objeto del mismo, con un total de 50 de ellos.

En su conjunto el libro tiene la altura correspondiente a las personas a que va dedicado: sus fundamentos teóricos son escasos, como es lógico en un libro de este género; pero abarca un extenso campo en el dominio de las electrónica aplicada a los barcos.

Bien editado, en rústica, en octavo, tiene un total de 352 páginas, y se vende al precio de 2.500 francos.

Proveedores de la Industria Naval

APARATOS DE PRECISION A. F. E. K.

TACOMETROS magnéticos especiales para la MARINA y para la Industria en general. Garantía y precisión. Calle Rosario, 44, bajos. BARCELONA. Teléfono 30-77-26.

ASTILLEROS Y TALLERES DEL NOROESTE, S. A.

Factoría y domicilio social: PERLIO (Fene).—Direcciones: Telegráfica: "Astano". Postal: Apartado 994.—Teléfono 4 de Fene. EL FERROL DEL CAUDILLO.

BOMBA PRAT, S. A.

Bombas rotativas. Bombas centrífugas. Compresores. Humidificación y ventilación.—Apartado 16. Wifredo, números 109-113. BADALONA.

Bombas y Construcciones Mecánicas WORTHINGTON, S. A.

Fábrica y Oficinas Técnicas: Embajadores, 173 (Legazpi).—Teléfonos 27 97 40 - 48 - 49. — MADRID.

COMERCIAL PIRELLI, S. A.

Desde más de medio siglo, especializada en Conductores Eléctricos aislados para la Marina Mercante y la Armada. Neumáticos. Artículos varios de goma.—Ronda de la Universidad, 18.—BARCELONA.—Sucursales en Madrid, Bilbao. Sevilla, La Coruña y Valencia.

CONDUCTORES ELECTRICOS ROQUE, S. A.

Manufactura general de cables y demás conductores eléctricos aislados para todas las aplicaciones.—Diputación, 185.—BARCELONA.—Fábrica en Manlleu.—Madrid, Valencia, Bilbao, Sevilla, La Coruña, Zaragoza.

CONSTRUCCIONES ELECTROMECANICAS ABRIL, S. A.

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

CUCURNY, S. A.

Refractario para altas temperaturas. Gres para Industrias Químicas.—Princesa, 58 y 61.—BARCELONA.

EDUARDO BATISTE-ALENTORN

Avenida de José Antonio Primo de Rivera, 416. BARCELONA.—Construcción de generadores y electromotores especiales para buques. Grupos convertidores para soldadura eléctrica.—Teléfono 23 12 85.

ESTABLECIMIENTOS LORY, S. A.

Concesionarios de las PINTURAS MANO ROJA, de renombre mundial.—Consejo de Ciento, 380. BARCELONA.

FABRICACIONES ELECTRICAS NAVALES Y ARTILLERAS, S. L.

Teléfono 1401.—Apartado 986.—EL FERROL DEL CAUDILLO.

"FACTORIAS VULCANO".—ENRIQUE LORENZO Y COMPAÑIA, S. A.

Astilleros. Varaderos. Construcción y reparación de buques. Talleres de calderería gruesa y construcciones metálicas.—Apartado 132.—Teléfonos 1234 (Centralita) y 2537.—VIGO.

GUILLIET

Valencia, 30.—MADRID.—Agencias en BILBAO - BARCELONA - SEVILLA.

IPIÑA Y CIA., S. L.

Construcción de ventanas. Portillos de luz. Telégrafos. Cocinas. Perfilería. Rótulos. Aparatos eléctricos estancos. General Salazar, 20.—Teléfono 15579.—BILBAO.

KLEIN, S. A.

Más de cincuenta años de experiencia en la fabricación de toda clase de artículos y correas de goma. Sucursales en BARCELONA, MADRID, BILBAO, SEVILLA y VALENCIA. Apartado 24. SEGOVIA.

LA MAQUINISTA TERRESTRE Y MARITIMA, S. A.

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

PURIFICADORES DE AGUA, S. A.

Ingenieros especialistas en tratamientos de aguas y protecciones contra incendio. Instalaciones contra incendio para buques. Detección de humos y extinción por CO_2 en bodegas. Detección térmica diferencial. Extinción en cámara de máquinas, y calderas por espuma física (espuma de aire), espuma química, anhídrido carbónico y agua pulverizada. Instalaciones especiales para buques petroleros. Material móvil de protección general. Suministradores de los más importantes Astilleros de España.—Rambla de Cataluña, 68. BARCELONA. Delegación en Madrid: Montalbán, número 13.