

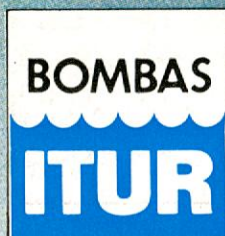
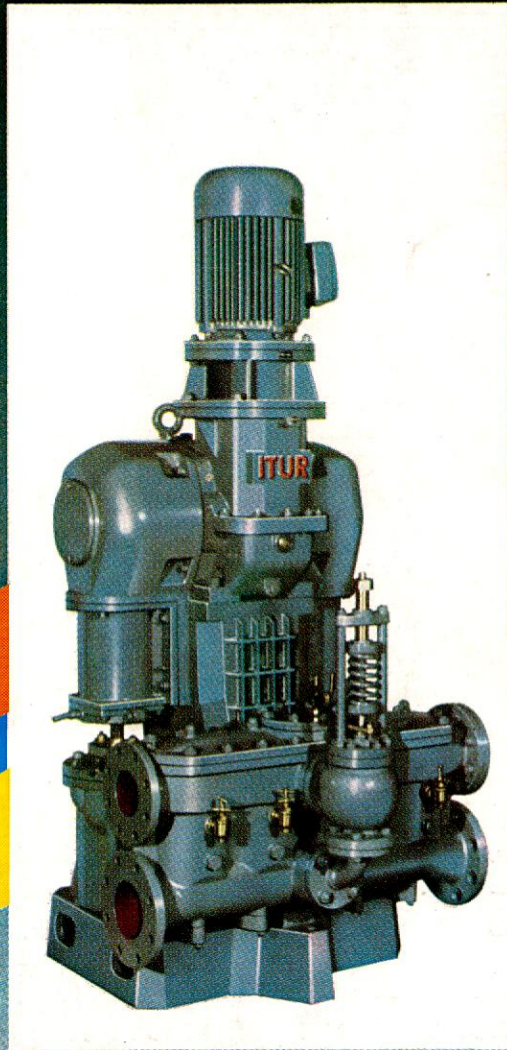
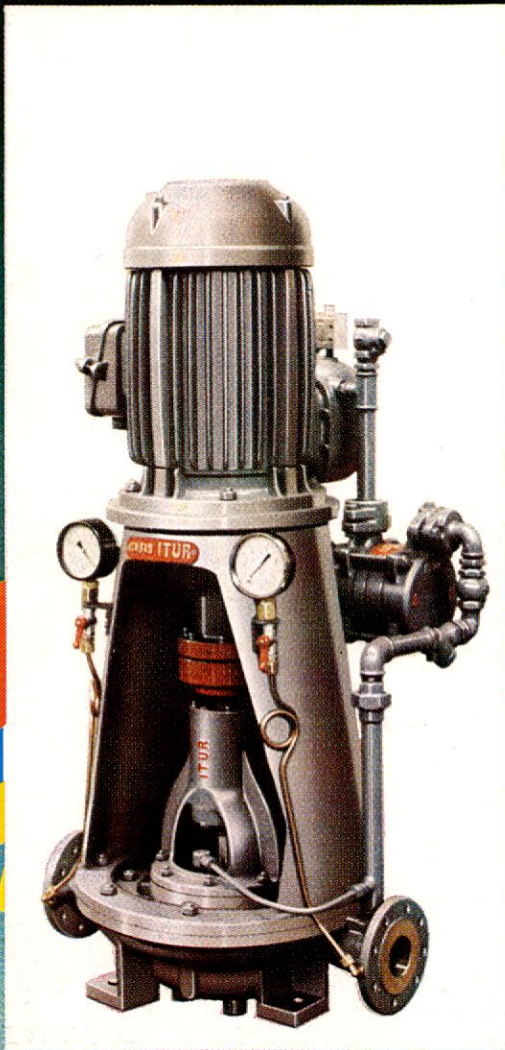
AÑO XLIX - NUM. 558  
DICIEMBRE 1981

# Ingeniería Naval

## ITUR

### fuentes de soluciones para la marina

Bombas muy marineras, integradas en nuestro extenso programa naval,  
y que solucionan completamente la amplia gama de necesidades  
que en materia de bombeo se pueden presentar a bordo.

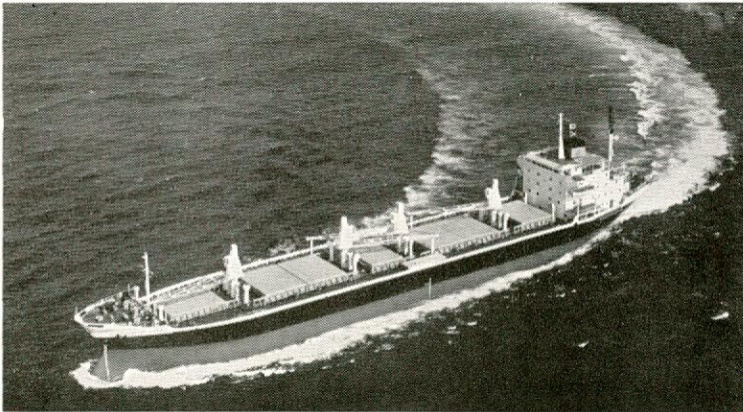
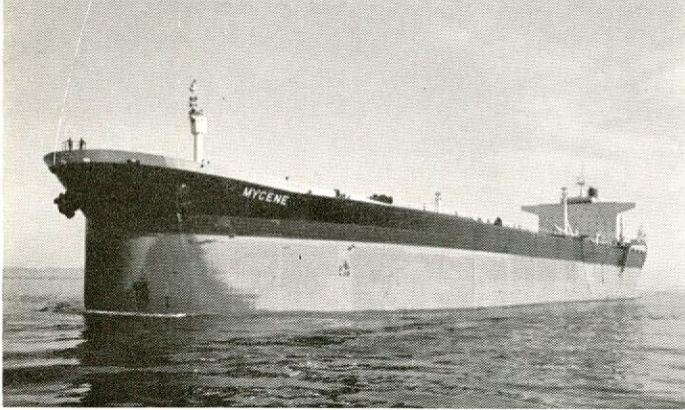
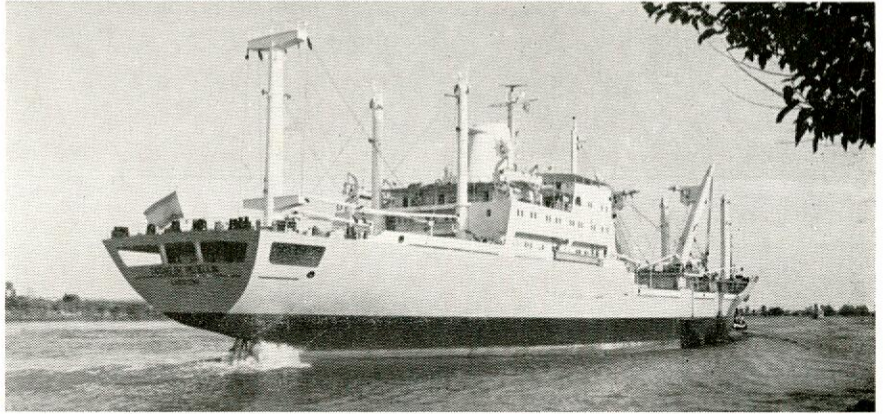


**MANUFACTURAS  
ARANZABAL, S. A.**  
ZARAUZ (Guipúzcoa)



# ASTILLEROS ESPAÑOLES, S.A.

## BUQUES



**CARGUEROS DE LINEA  
POLIVALENTES  
GRANELEROS  
MINERALEROS  
PETROLEROS DE CRUDO  
PETROLEROS DE PRODUCTOS  
OBOS  
CEMENTEROS**

**CEMENTEROS/GRANELEROS  
PORTACONTENEDORES  
ROLL-ON/ROLL-OFF  
ROLL-ON/ROLL-OFF Y  
LIFT-ON/LIFT-OFF  
FRIGORIFICOS  
LPG  
LNG**

**PESQUEROS  
REMOLCADORES Y  
EMBARCACIONES AUXILIARES  
BUQUES DE PASAJE,  
VELEROS Y YATES  
DIQUES FLOTANTES  
EQUIPOS DE DRAGADO  
INSTALACIONES FLOTANTES**

**SOLICITE INFORMACION A: ASTILLEROS ESPAÑOLES, S.A.**

OFICINAS CENTRALES: PADILLA, 17-MADRID-6-Apartado 815

Teléfono 4357840 - Telex 27690 Astil E-27648 Astil E - Telegramas ASTILLEROS-MADRID



**Gutiérrez Ascunce Corporación, S.A.**

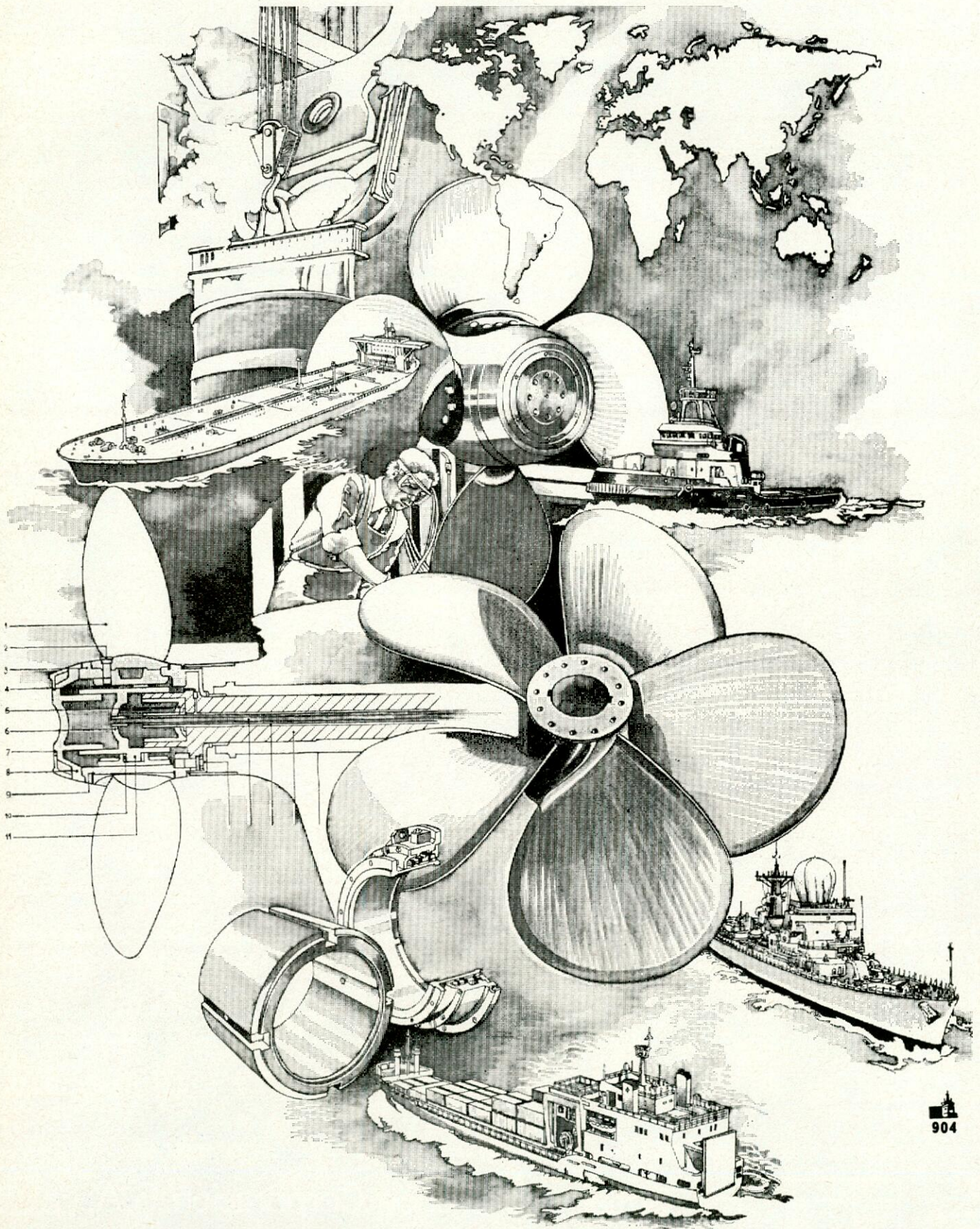
Edificio GUASCOR

P.O. Box 30 / Zumaya / Guipúzcoa / Spain

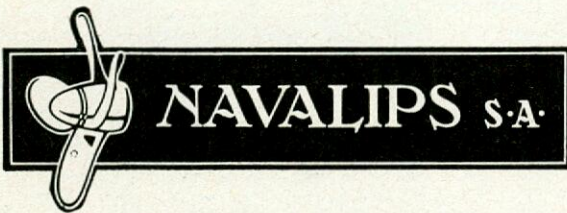
Tel. (34) 43-861940

Telex 36310-GUAZU-E

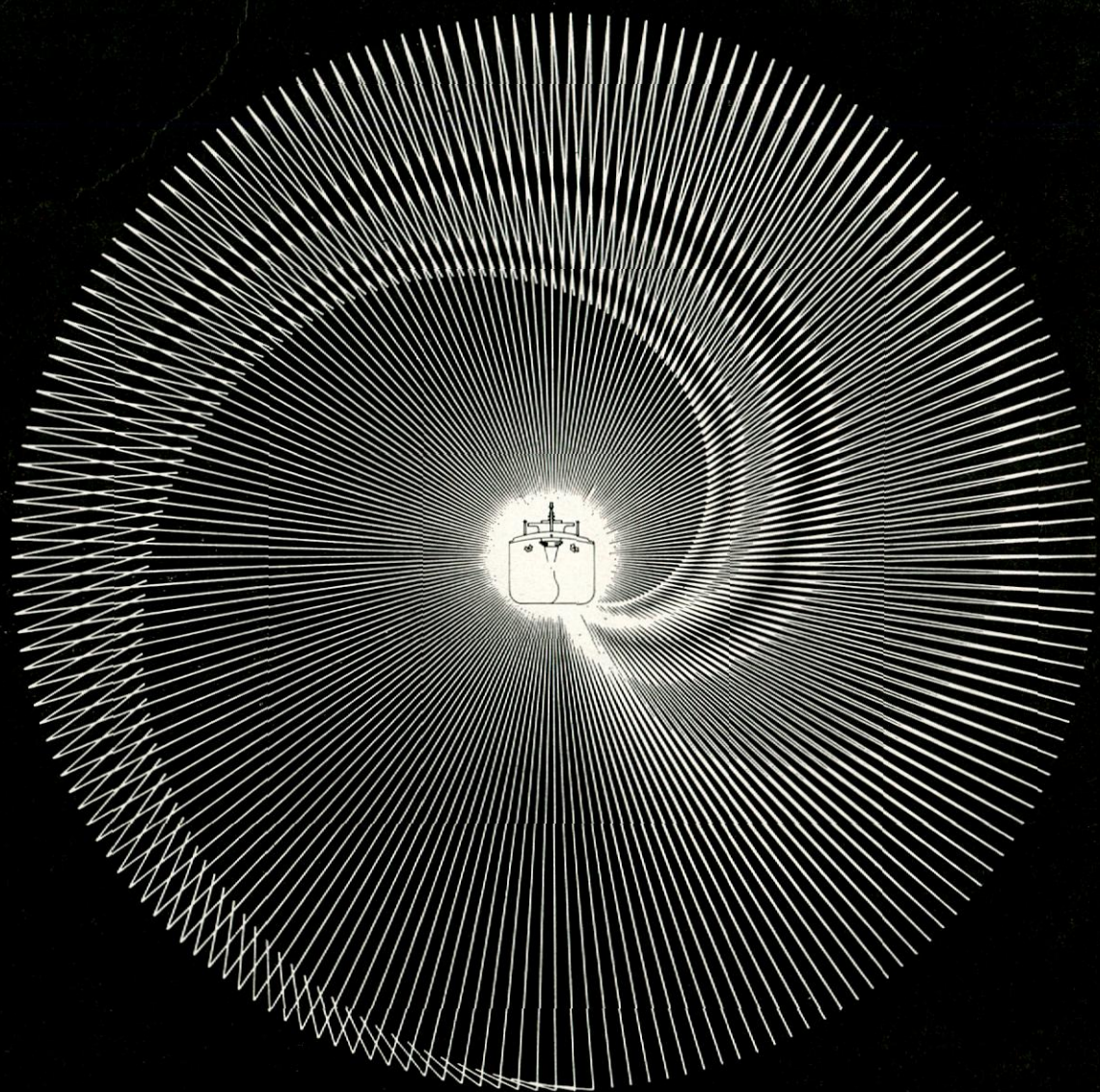
**Solicite más información al apartado de correos, n ° 30 de Zumaya.**



904



**CADIZ** • Gita. Zona Franca, 1  
 Teléfs.: 23 58 08 / 09 • Telex : 76032 • Teleg. NAVALIPS  
**SANTANDER** • Avda. Alm. Carrero Blanco, n. 3  
 Teléfs.: 25 08 58 / 62 • MALIAÑO (Santander)



# SENERMAR

La actividad de Sener, Sistemas Marinos, S. A. (SENERMAR) se centra en la investigación, estudio y resolución de los problemas técnico-económicos que se plantean en los campos del transporte marítimo, construcción naval, plantas industriales marinas, puertos, instalaciones portuarias y obras marítimas.

**SERVICIOS.** ● Estudios técnico-económicos. ● Ingeniería de buques. ● Asistencia técnica a armadores. ● Ingeniería de puertos y obras marítimas. ● Ingeniería de plantas industriales marinas. ● Ingeniería de astilleros.

Más de 600 buques de todo tipo han sido construidos con proyecto de SENER desde su fundación en 1956.

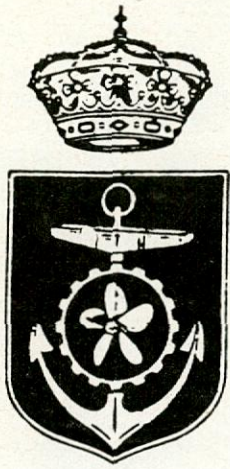
**TECNOLOGIAS AVANZADAS.** ● Sistema Foran para el proyecto y construcción de buques. ● Sistema de contención de gases licuados. ● Sistema de apoyo de plantas industriales en fondo marino. ● Sistema de proyecto de buques de casco desarrollable.

Sener ha concedido licencias de tecnología en España, Polonia, Italia, Francia, Reino Unido, Bulgaria, Rumanía, Japón, Corea, Unión Soviética, Bélgica y Argentina.

## SENERMAR

SENER SISTEMAS MARINOS, S. A.

GUZMAN EL BUENO, 133 - MADRID-3 TELÉFONO 234 20 00 - TELEX 27350 TELEGRAMAS: SENERMAR



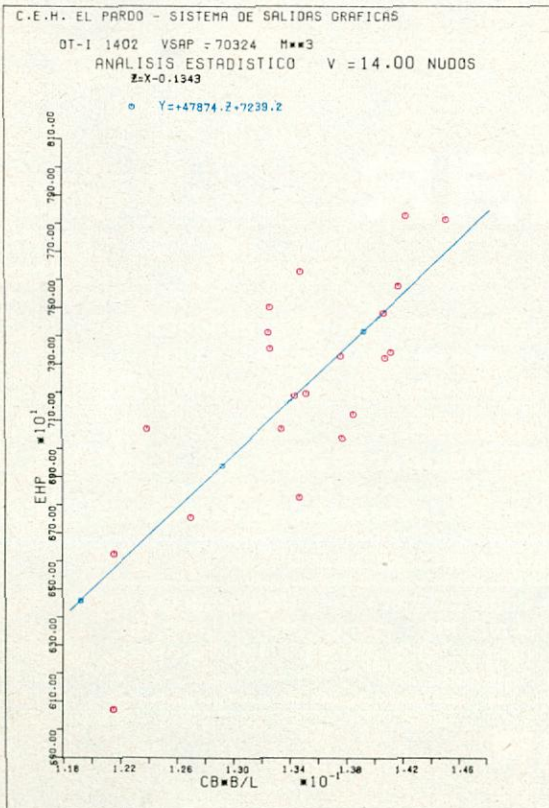
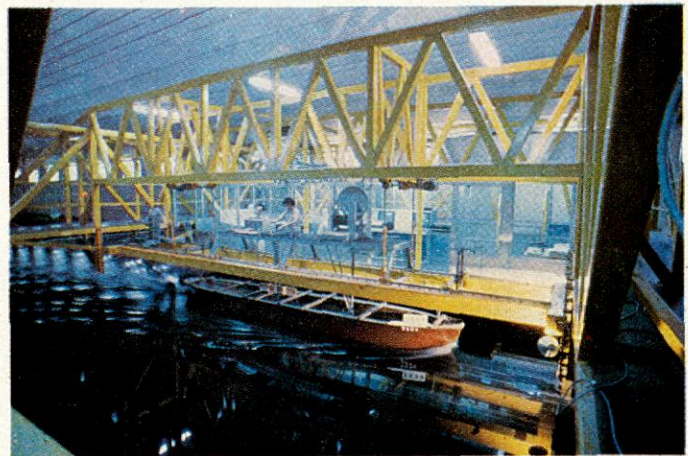
# Canal de Experiencias Hidrodinámicas

Carretera de la Sierra, s/n.  
**EL PARDO (Madrid)**

Teléfono 736 02 00  
 Telex 43064

- Peso, en orden de ensayos ... .. 50 t
- Velocidad máxima avante ... .. 10 m/s
- atrás ... .. 5 m/s
- Regulación digital de la velocidad con precisión de ... .. 0,001 m/s
- Aceleración máxima ... .. 1 m/s<sup>2</sup>
- Mesa de medida regulable en altura.
- Adquisición digital de datos, controlada por microprocesadores.
- Circuito cerrado de TV, con dos cámaras, dos monitores y grabador-reproductor video para la visualización y filmación de los ensayos.
- Dimensiones del Canal:
  - Longitud ... .. 320 m
  - Anchura ... .. 12,5 m
  - Profundidad ... .. 6,5 m

## NUEVO CARRO DE ENSAYOS



Ejemplo de salida gráfica de la Base de Datos, realizada con plotter.

## BASE DE DATOS

El Canal de Experiencias Hidrodinámicas ha realizado más de 11.000 ensayos desde su creación en 1934.

En la Base de Datos Computerizada del Centro se encuentran almacenados los resultados de estos ensayos, así como las características de cerca de un millar de carenas y un número similar de propulsores.

Los Programas de Utilización de la Base de Datos permiten el rápido y cómodo manejo de toda esta información para la realización de una amplia gama de funciones, tales como:

- Predicción de curvas Potencia-Velocidad de nuevos proyectos.
- Dimensionamiento de buques.
- Proyectos de Formas.
- Valoración de carenas ensayadas en base a la estadística del Centro.
- Investigación Hidrodinámica en general.

# S. A. JULIANA

## CONSTRUCTORA GIJONESA

(Filial de Astilleros Españoles, S.A.)

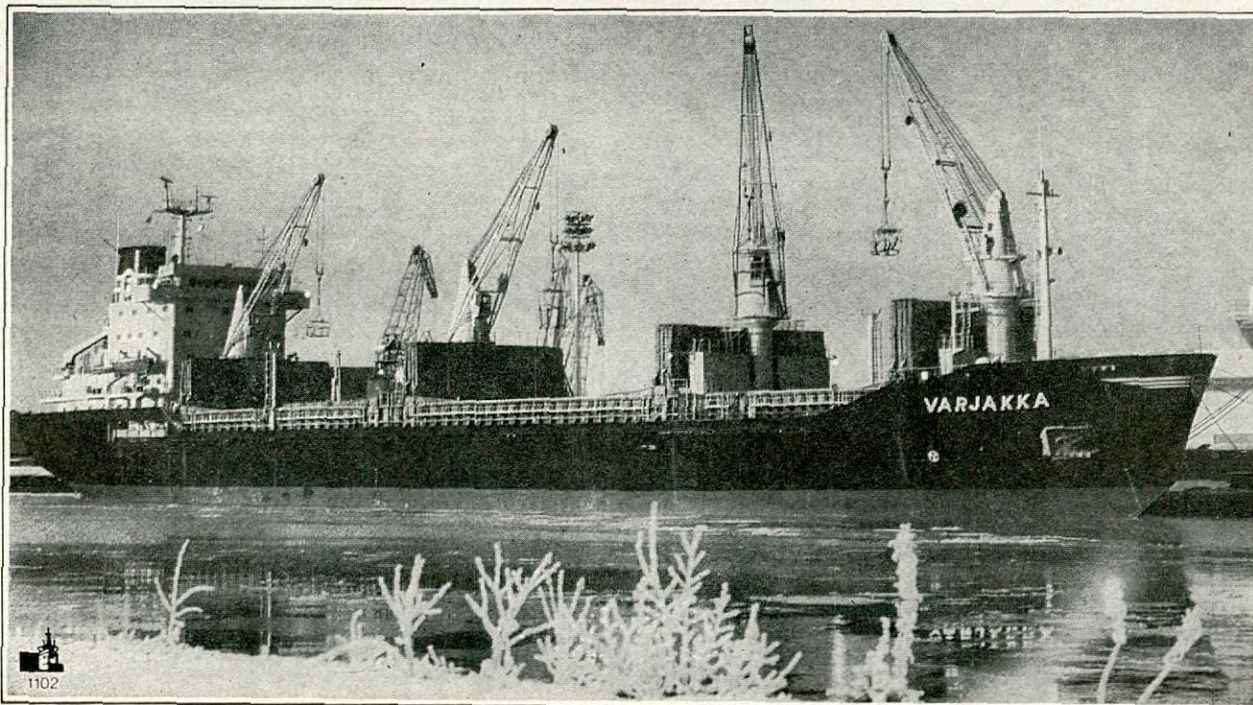
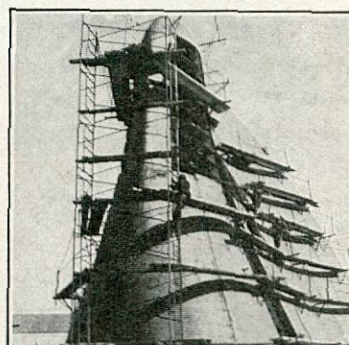
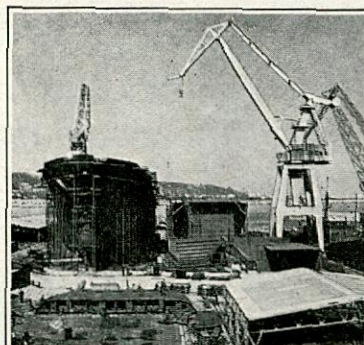
### CONSTRUCCION Y REPARACION DE TODO TIPO DE BUQUES

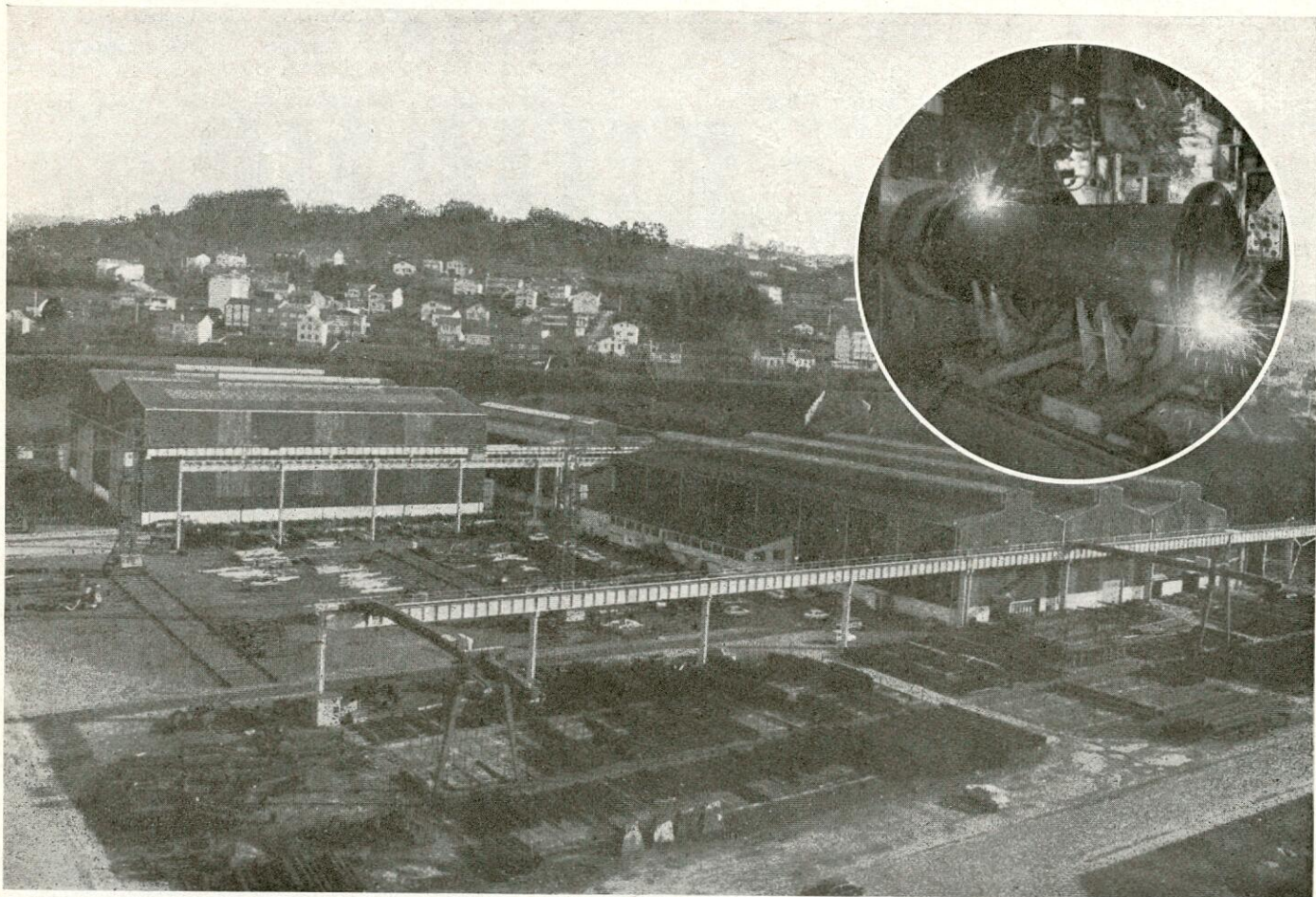
▣ 2 DIQUES SECOS DE 125 y 170 m.

▣ 2 GRADAS DE 180 m.

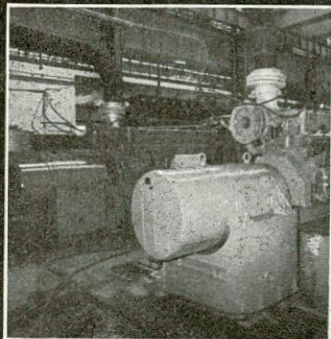
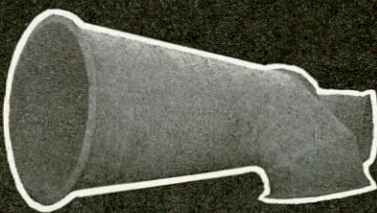
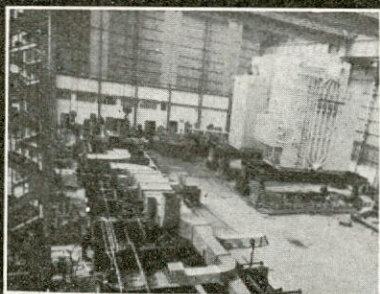
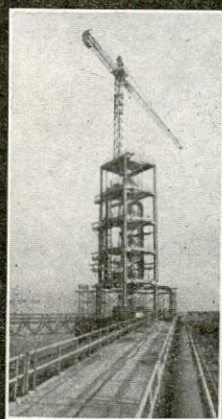


S.A. JULIANA CONSTRUCTORA GIJONESA  
Apartado 49 - Tel. 32 12 50 • GIJON  
Telex 87409 - JUNA-E Teleg : JULIANA





## CAPACIDAD E INGENIERIA, JUNTO AL MAR.



La División Industrial de ASTANO resultado de la diversificación del Astillero, desarrolla una variada gama de actividades industriales que abarcan desde la transformación de tubería hasta la fabricación de motores, incluyendo calderería ligera y pesada, calderería mecanizada, fundición, montaje de módulos, etc.

Para ello dispone de personal altamente cualificado, instalaciones modernas y amplias, grandes medios de elevación y una organización sencilla y eficaz.

Estas ventajas y una privilegiada situación junto al mar, nos permiten abordar cualquier proyecto con garantía de éxito.

**ASTANO**  
 Astilleros y Talleres del Noroeste, S. A.  
**DIVISION INDUSTRIAL**

EL FÉRROL  
 TELÉFONO (981) 34 07 00  
 TELEGRAMAS ASTANO-FERROL  
 TELEX 85507 ASTAN-E

GENERAL PERON, 29  
 MADRID-20  
 TELÉFONO (91) 455 49 00  
 TELEX 27608-E



**Los precios de suscripción anual a INGENIERIA  
NAVAL, a partir del número de enero de 1982, serán  
los siguientes:**

<b>España y Portugal .....</b>	<b>2.000 pesetas</b>
<b>Países hispanoamericanos .....</b>	<b>2.800 »</b>
<b>Demás Países .....</b>	<b>3.000 »</b>

**El precio del ejemplar suelto será de 200 pesetas.**





**ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE  
INGENIEROS NAVALES DE ESPAÑA**

FUNDADOR:

† Aureo Fernández Avila, Ingeniero Naval.

DIRECTOR:

Luis de Mazarredo Beutel, Ingeniero Naval.

COMITE ASESOR:

Fernando Casas Blanco, Ingeniero Naval.

Francisco García Revuelta, Ingeniero Naval.

Angel Garriga Herrero, Ingeniero Naval.

Gerardo Polo Sánchez, Ingeniero Naval.

Ricardo Rodríguez Muro, Ingeniero Naval.

**DIRECCION Y ADMINISTRACION**

Domicilio: Avda. del Arco de la Victoria, s/n.  
(Edificio Escuela T. S. de Ingenie-  
ros Navales). Ciudad Universitaria.  
Madrid-3.

Dirección postal: Apartado 457.

Teléfs. { 244 06 70  
          { 244 08 07 (\*)

**SUSCRIPCION ANUAL**

España y Portugal ..... 1.700 pesetas  
Países hispanoamericanos .... 2.300 »  
Demás países ..... 2.500 »  
Precio del ejemplar ..... 175 »

**NOTAS**

No se devuelven los originales. Los autores son direc-  
tamente responsables de sus trabajos. Se permite la  
reproducción de nuestros artículos indicando su pro-  
cedencia.

**PUBLICACION MENSUAL**

ISSN 0020 - 1073

Depósito legal: M. 51 - 1958

Gráficas San Martín. Norte. 12. Madrid-8

**INDICE DE MATERIAS**

Págs.

**Comentario de Actualidad**

I Congreso Nacional sobre Navegación Fluvial en la Península  
Ibérica ... .. 438

**Artículos Técnicos**

Consideraciones acerca del sistema propulsor de arrastreros en  
función del arte de pesca (Segunda parte), por Mario F. C. San-  
tarelli y José F. Núñez Basañez ... .. 440  
Ahorro de energía en la propulsión de buques, por J. Casas  
Tejedor ... .. 448

**Noticias**

**BARCOS**

Los precios de los buques ... .. 463  
Nuevo bulbo de popa ... .. 464  
Suben los precios en Japón ... .. 465  
Transporte de lodos de carbón y fuel ... .. 465

**ASTILLEROS**

Actividad de los astilleros nacionales durante el mes de octu-  
bre de 1981 ... .. 465  
El mercado de nuevas construcciones ... .. 466  
La construcción naval mundial en el tercer trimestre de 1981. 466  
Estadísticas de la OCDE ... .. 467  
El crédito a la exportación de buques ... .. 468

**TRAFICO MARITIMO**

Evolución del tonelaje amarrado ... .. 468

**REUNIONES Y CONFERENCIAS**

Semana de Economía Marítima ... .. 468  
COPINAVAL 1981 ... .. 468

**VARIOS**

Audiencia de S. M. el Rey ... .. 470  
Necrología ... .. 470  
Medalla de Mérito al Trabajo ... .. 470  
Bibliografía.—Diciembre 1981.—47. Gobierno ... .. 474

**Portada**

Bombas ITUR, de Manufacturas Aranzábal, S. A.

# I CONGRESO NACIONAL SOBRE NAVEGACION FLUVIAL EN LA PENINSULA IBERICA

Durante los días 12 al 14 del pasado mes de noviembre se celebró en Zaragoza el I Congreso Nacional sobre Navegación Fluvial en la Península Ibérica, de acuerdo con el programa previsto.

Como se anunció en esta revista del mes de julio pasado, el Congreso ha sido organizado por la Asociación de Ingenieros Navales de España y la Asociación Nacional de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos, a través de su Comisión de Transportes.

El día 12, después del acto de inauguración, presidido por don José B. Parga López y don Luis Aldama, Presidentes de las respectivas Asociaciones citadas, dio comienzo la lectura y discusión de los trabajos:

- **Perspectivas de Navegación Fluvial y Fluviomarítima en la Península Ibérica**, por don Manuel Díaz Marta.
- Investigación patrocinada por la Asociación de Ingenieros Navales de España y Colegio Oficial de Ingenieros Navales sobre **Navegación Fluvial. Posibilidades de Navegación de la Red Fluvial Española**. Presentación por don José F. Núñez Basáñez y don Amadeo García Gómez (autores) y José A. Aláez Zazurca y don Mariano Pérez Sobrino (colaboradores).

A continuación, los Congresistas, junto con las señoras que regresaban de visitar la ciudad, fueron recibidos en el Ayuntamiento por el Excmo. Sr. Alcalde de Zaragoza, señor Sainz de Baranda, quien después de unas palabras de bienvenida y desear sus mejores deseos de éxito al Congreso, los agasajó con unas copas de vino español.

Por la tarde continuó la lectura y discusión de los siguientes trabajos:

- **Del Vehículo de Colchón de Aire (VCA) y su Exploración en Zonas Costeras**, por don Pablo Ruiz de Azcárate.
- **Los Fenómenos de Inestabilidad de Laderas y los Cursos de Agua**, por don Carlos Oteo Mazo.
- **Propulsión en las Gabarras Fluviales**, por don Alvaro Zurita Sáenz de Navarrete y don Santiago Graff.

Como cierre de los actos del día, y ofrecido por la Caja de Pensiones «La Caixa», de Zaragoza, los congresistas asistieron a un extraordinario concierto, en la iglesia de San Gil, por la Polifónica «Miguel Fleta», de la Agrupación Artística Aragonesa y dirigida por el joven director don Emilio Reina.

A continuación fue ofrecida una cena por el grupo de empresas EIMAR-WEIR, S. A.; WALTHON-WEIR PACIFIC, S. A., e INTA-EIMAR, S. A.

En el siguiente día se dio lectura y discusión a los trabajos:

- **La Navegación Fluvial en Portugal**, por don Oscar N. Filgueiras Mota.
- **La Navegación Interior en la Cuenca del Duero**, por don José González Paz.
- **El Presente y Futuro de la Navegación por la Ría del Guadalquivir**, por don Eugenio Alonso Franco.
- **La Navegación en el Guadalquivir**, por don Carlos Conradi Alonso y don Mariano Palancar Perella.
- **Desarrollo de la Navegación Fluvial —condiciones previas— despegue**, por don Doroteo Francés Cunchillos.
- **La Cooperación Internacional en Materia de Navegación Fluvial**, por don Jaime Sánchez-Montero y Fillol.
- **Características de los Puertos Fluviales**, por don Manuel Díaz Marta y don Alfonso Mantecón.

Paralelamente al desarrollo de las sesiones, las señoras visitaron, durante la mañana, una fábrica de cerámica, de la que sacaron una grata impresión.

Como acto social del día es de destacar la cordial acogida de recepción que dispuso la Excmo. Diputación General de Aragón al Comité organizador del Congreso y autores de trabajos.

Los señores Parga y Aldama firmaron en el Libro de Oro de la Diputación, dejando así constancia del paso por la misma.

Por la noche, y ofrecido por las Asociaciones organizadoras, se dio una cena, amenizada por la actuación de un grupo folklórico zaragozano.

En el último día del Congreso se dio lectura y discutieron los siguientes trabajos:

- **Estudios de Sistemas Mecánicos para salvar muros de Presa en Navegación Fluvial**, por don Casiano Manrique de Lara.
- **Integración de la Navegación Fluvial con otros modos de Transporte y Desarrollo Económico**, por don Joaquín Beltrán Gallart.

Después de un descanso se celebró una sesión, dedicada a conclusiones del Congreso, cuyo resumen se incluye a continuación.



Presidencia de una de las Sesiones.

## RESUMEN DE LAS CONCLUSIONES DEL CONGRESO

1. Solicitar de la Administración que en los convenios de cooperación con Portugal figure el estudio de la posibilidad de utilización de los ríos con tramos comunes como vías de navegación, haciendo constar el ejemplo dado por Portugal al hacer navegable el río Duero hasta España.
2. Fomentar un grupo dedicado al estudio de la navegación fluvial, que tome como base, entre otras, las conclusiones del Congreso. El grupo de trabajo se constituirá en el seno del Instituto de la Ingeniería de España, y acogerá gustosamente otras iniciativas de quien lo desee.
3. Promover el estudio de los métodos mecánicos para salvar los desniveles constituidos por las presas.
4. Solicitar de la Administración que en la regulación y en las obras que se hagan en el futuro sobre ríos con posibilidad fluvial, se tenga en cuenta ésta.
5. Promover el estudio de los tipos de buques apropiados para la navegación fluvial en los ríos peninsulares.
6. Hacer un estudio completo de la demanda de transporte fluvial y las posibilidades de navegación fluvial, incluyendo los costos económicos y sociales,

del tramo final del río Ebro y del tramo del río Guadalquivir entre Córdoba y Sevilla.

7. Promover el estudio y acciones tendentes a generar un tráfico propiamente fluvial en el actual tramo navegable en el río Guadalquivir.

A continuación se clausuró el Congreso.

Se puede decir que el acontecimiento, del que se ha hecho gran eco la prensa, radio y televisión, ha sido un verdadero éxito en su desarrollo a través de las decenas de ponencias presentadas y ampliamente discutidas por Ingenieros Navales, de Caminos, Telecomunicación y un representante de Portugal (Ingeniero Naval). Quizás, y debido a lo monográfico del tema, la asistencia no haya sido masiva, pero sí altamente representativa.

La próxima reunión técnica que prepara la Asociación de Ingenieros Navales de España es el III Congreso Iberoamericano de Ingeniería Naval, que tendrá lugar en Madrid los días 1 al 6 de junio de 1982. A su organización colaboran el Instituto Panamericano de Ingeniería Naval (IPIN) y la Ordem Dos Engenheiros de Portugal.

La periodicidad de estos Congresos es bianual, habiéndose celebrado el primero en Madrid y Sevilla, en mayo de 1978, y el segundo en Lisboa, en noviembre de 1980. El tema de los trabajos que se presenten será libre, y los idiomas serán el español y el portugués.

# II CONGRESO IBEROAMERICANO DE INGENIERIA NAVAL

Lisboa, noviembre 1980

## Consideraciones acerca del sistema propulsor de arrastreros en función del arte de pesca

(Segunda parte) (\*)

Mario F. C. Santarelli  
José F. Núñez Basáñez

### 9. RESISTENCIA A LA MARCHA DEL CASCO

Es característico en los buques pesqueros los elevados valores de manga y calado en comparación con la eslora. Por otra parte, la velocidad en servicio suele ser relativamente alta frente a las, como hemos dicho, pequeñas esloras de estos buques. Como consecuencia, el número de Froude o, lo que es lo mismo, la relación  $V/\sqrt{L}$  es más elevada que la de la mayoría de los buques mercantes ordinarios. De hecho, los valores  $V/\sqrt{L}$  ( $V$  en nudos y  $L$  en pies) se encuentran, para este tipo de buques, entre 0,9 y 1,3, sobre todo si se trata de embarcaciones de más de 30 metros de eslora.

Según lo anterior, es evidente que la componente de la resistencia total más importante es la debida a la formación de olas, que suele sobrepasar, con mucho —generalmente es más del 80 por 100 de la resistencia total en la zona de proyecto—, a la componente viscosa, esta última compuesta a su vez por la resistencia de fricción, la resistencia viscosa de presión y la resistencia debida a las olas rompientes. Valga como ejemplo el caso presentado en la figura 24, donde puede observarse el incremento acusado de la componente de la resistencia debida a la formación de olas (Resistencia residual) para altos valores de  $V/\sqrt{L}$ .

Parece claro, por consiguiente, que en este tipo de buques las formas de la carena ejercen una influencia decisiva en sus cualidades hidrodinámicas, por lo que el proyectista deberá prestar especial atención al diseño de

aquéllas con objeto de que el resultado definitivo no sea un auténtico «generador de olas» que exija la instalación de motores de potencias desmesuradas para alcanzar, quizá, una pobre velocidad de proyecto.

#### 9.1. Resistencia en marcha libre

Si bien para formas de buques mercantes ordinarios se han realizado numerosos ensayos sistemáticos con modelos a escala reducida en Canales de Experiencias, pudiéndose haber estudiado en profundidad todos los factores significativos que tienen influencia en la resistencia; no ocurre lo mismo en cuanto a formas de buques pesqueros se refiere, por lo que, en el momento de estimar la resistencia a la marcha de dichos buques, siempre se encuentran dificultades, a no ser que se realicen ensayos de canal, lo que no siempre, desgraciadamente, es factible.

No obstante, pueden encontrarse algunas publicaciones interesantes que estudian el efecto que sobre la resistencia a la marcha de los arrastreros tienen los parámetros y coeficientes de forma de la carena. Como es lógico, excede de los límites de este trabajo la descripción y discusión de estos procedimientos, por lo que únicamente se citan una serie de trabajos en la Bibliografía que, a juicio de los autores, pueden ser útiles al proyectista en cuanto a la determinación de la potencia de remolque (referencias 13, 14, 15, 16, 17 y 18).

Una vez estimada la resistencia, se debe tener en cuenta el aumento de ésta que supone la incorporación de los apéndices: timones, quillas de balance, etc. En general y según Mandel (referencia 19), para buques de una hélice, el aumento puede variar entre un 2 y un 5 por 100 de la resistencia propia de la carena; sin embargo, en el caso de buques pesqueros, la variación puede quedar limitada entre un 4 y un 5 por 100, pues el timón, el de más entidad entre todo el conjunto de apéndices, tiene un área de pala bastante mayor, con respecto a la superficie mojada de la carena, que la de un buque mercante ordinario y, por lo tanto, mayor resistencia friccional que el de este último.

Si el arrastrero va dotado de tobera, el incremento de resistencia que supone la incorporación de aquélla puede variar entre un 20 y un 25 por 100 de la resistencia propia de la carena, apéndices convencionales incluidos.

#### 9.2. Resistencia en arrastre

No es muy común que en las investigaciones que se han realizado para determinar la resistencia a la marcha se encuentren resultados a bajas velocidades, pues casi todas las publicaciones adolecen del defecto de no concederle importancia a la resistencia que ofrece el propio buque durante la faena de arrastre. Quizá en otros tiempos, teniendo en cuenta que dicha resistencia es mucho menor en esta condición que la que se produce en marcha

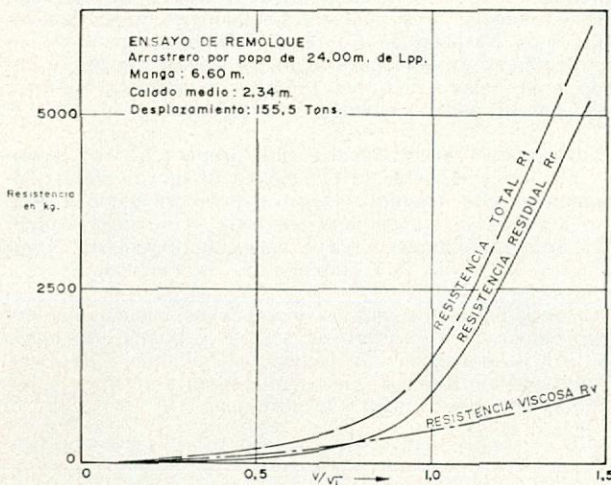


Fig. 24.

(\*) La primera parte de este trabajo se ha publicado en el número anterior de esta revista.

libre, no mereciera la pena estudiarla; hoy en día y dados los escandalosos precios de los combustibles, cualquier parámetro que tenga influencia en una determinación correcta de la potencia debe tenerse en cuenta.

Si se considera que, a bajas velocidades, la componente friccional de la resistencia aumenta de entidad considerablemente y que puede expresarse en función de la velocidad según, por ejemplo, la fórmula de Froude:

$$R_f = \rho \cdot \lambda \cdot S \cdot V^{1.825} \quad (9.2-1)$$

donde:

$\rho$  = densidad relativa del agua.

$$\lambda = 0,1392 + \frac{0,258}{2,68 + L} \quad (L \text{ en m}).$$

S = superficie mojada en m<sup>2</sup>.

V = velocidad del buque en nudos.

No es aventurado realizar una extrapolación entre los valores más bajos de la velocidad que se puedan calcular hasta la velocidad de arrastre deseada, de tal manera que:

$$\frac{R_t(V_1)}{R_t(V_2)} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^n \quad (9.2-2)$$

donde n es el exponente de la curva resistencia-velocidad (figura 25) entre los puntos 1 y 2.

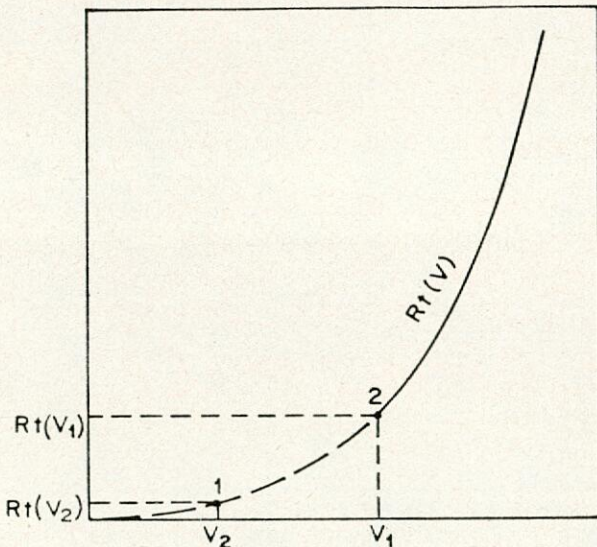


Fig. 25.

En el gráfico de la figura 26 se presentan los valores de dicho exponente calculado en base a resultados de ensayos de remolque a baja velocidad realizados en el Canal

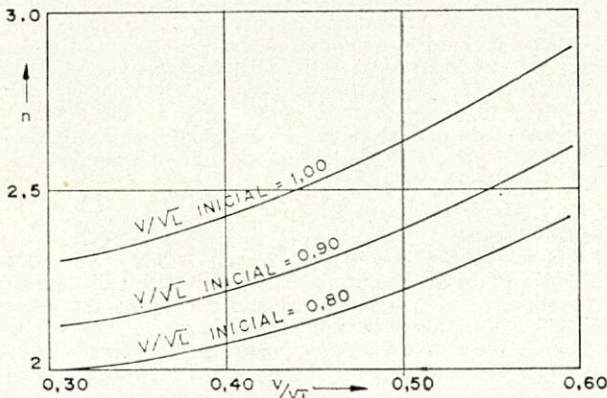


Fig. 26.

de El Pardo para numerosos arrastreros de todo tipo y tamaño.

Por último, en cuanto al incremento de resistencia debido a los apéndices, pueden utilizarse los mismos parámetros que en marcha libre.

**Corrección de la resistencia debida al viento**

La influencia que la resistencia a la marcha de un buque en servicio ejerce la acción del viento puede llegar a ser apreciable en algunos casos. La dispersión que con respecto a los resultados experimentales o a los cálculos teóricos se presenta en determinadas ocasiones al comparar aquéllos con los resultados de pruebas de mar, puede disminuirse si se aplica una corrección adecuada debida al efecto del viento.

La resistencia debida al viento es:

$$R_w = \frac{\rho}{2g} C_D A \cdot V_R^2 \quad (9.2-3)$$

donde:

$\rho$  = 0,076 en libras/pies<sup>3</sup> a 62° F.

$C_D$  = 1,0.

A = Proyección transversal de la obra muerta y superestructura del buque en pies<sup>2</sup>.

$V_R$  = Velocidad relativa del viento (figura 27) =  $V_s + V_w \cos(\theta_w - \theta_s)$

$V_s$  = Velocidad del buque en nudos.

$V_w$  = Velocidad del viento en nudos.

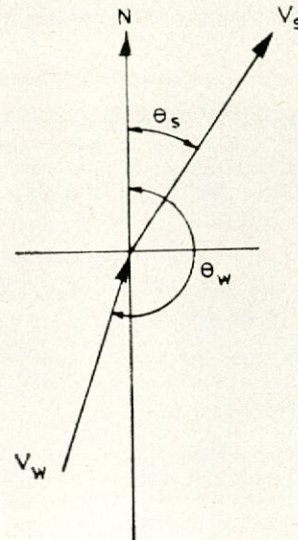


Fig. 27.

**10. DETERMINACION DE LA POTENCIA DEL MOTOR**

Para determinar la potencia propulsora de pequeños pesqueros, sobre todo de menos de 30 metros de eslora, no es corriente que se realicen ensayos a escala reducida, pues el coste de éstos supone, normalmente, un porcentaje elevado del presupuesto, ya de por sí exiguo, destinado a la construcción de estos buques. En algunos casos y normalmente si se trata de prototipos cabezas de serie, se suelen encargar programas de ensayos más o menos extensos que generalmente van acompañados del proyecto u optimización de carenas y propulsores.

Aun así, no está suficientemente extendida entre los Armadores de buques pesqueros la idea, en la mayoría de los casos por desconocimiento, de que los estudios hidrodinámicos de sus buques deben ser encomendados a Centros especializados —como pueden ser los Canales

de Experiencias—, los cuales están perfectamente capacitados para alcanzar rendimientos óptimos en cada caso que se les presente.

10.1. Marcha libre

De acuerdo con lo anterior, puede decirse que la estimación de potencia de los pesqueros pequeños suele hacerse, generalmente, por medio de métodos empíricos como los que se citan en la Bibliografía del apartado número 9. No obstante, esta Potencia efectiva o útil es bastante inferior a la que necesariamente debe instalarse en el buque para alcanzar la velocidad correspondiente. Como todo artefacto mecánico, el sistema de propulsión (motor-línea de ejes-hélice) tiene un rendimiento bastante inferior al 100 por 100 y, por tanto, debe de disponerse de un margen de potencia considerable en el motor primario y por encima de la requerida para vencer la resistencia a una determinada velocidad.

La relación entre la potencia efectiva (EHP) y la potencia útil o desarrollada por el propulsor (DHP) es el conocido «Rendimiento quasi-propulsivo» o  $\eta_D$ . Es decir:

$$\eta_D = \frac{EHP}{DHP} \tag{10.1-1}$$

Diversos investigadores han deducido fórmulas empíricas para determinar el coeficiente quasi-propulsivo en función de la eslora; de entre todas ellas merece destacarse la propuesta por Emerson para arrastreros, cuya expresión es:

$$\eta_D = 0,77 - 0,0001 N \sqrt{L_{pp}} \tag{10.1-2}$$

donde:

N = revoluciones nominales por minuto del propulsor.

$L_{pp}$  = eslora entre perpendiculares en metros.

En motores Diésel, la potencia al freno (BHP) es mayor que la entregada a la hélice en una cantidad igual a las pérdidas que se originan en la línea de ejes y en el reductor, si lo hubiere. Dichas pérdidas se pueden clasificar como sigue:

- Reductores: 4 a 5 por 100 de los BHP.
- Líneas de ejes (apoyos, cojinetes, bocina, etc.): 2 a 3 por 100 de los BHP.

El conjunto de estas pérdidas se conoce con el nombre de «rendimiento mecánico»  $\eta_m$  y como ya se ha visto puede variar entre 0,92 y 0,94.

En países tropicales conviene tener en cuenta la disminución de potencia que sufre el motor al funcionar en condiciones de temperatura y humedad mucho más altas que las de las pruebas de banco. Así, por ejemplo, en algunos arrastreros cuyas cámaras de máquinas estaban sometidas a temperaturas de 40° y humedades relativas del 80 por 100 se han determinado pérdidas de potencia de hasta un 14 por 100. Por esta causa, es necesario que obre en poder del proyectista cualquier información adicional que puedan suministrar a este respecto los fabricantes de motores.

Otro aspecto a considerar es el efecto negativo que en los motores produce la altitud. En mediciones realizadas a bordo de embarcaciones que operan en los lagos Victoria (1.100 metros de altitud) y Titicaca (3.856 metros de altitud) se han registrado pérdidas de potencia de hasta el 10 y el 12 por 100.

En definitiva, la potencia necesaria para propulsar un buque a una determinada velocidad V será:

$$P = \frac{EHP (V)}{\eta_D \cdot \eta_m \cdot \eta_x} \tag{10.1-3}$$

siendo:

EHP = Potencia efectiva o potencia de remolque en CV.

$\eta_D$  = Rendimiento quasi-propulsivo.

$\eta_m$  = Rendimiento mecánico.

$\eta_x$  = Otras pérdidas por temperatura, humedad o altitud.

En el diagrama de la figura 28 se representan una serie de curvas de velocidades constantes en función del desplazamiento y de la manga de una serie de arrastreros típicos con esloras comprendidas entre 10 y 70 metros (33 a 230 pies). También se acompaña una curva que corresponde a la potencia de placa del motor, pudiéndose determinar, por otra parte, la potencia necesaria para propulsar el buque a una velocidad determinada. Las curvas de trazo lleno se han deducido a partir de una serie de formas optimizadas y confirman cómo las potencias del motor pueden reducirse si las formas de la carena son tan cuidadosamente proyectadas como sea posible. Las curvas de trazo discontinuo muestran los resultados obtenidos con una serie de buques cuyas formas son de tipo medio.

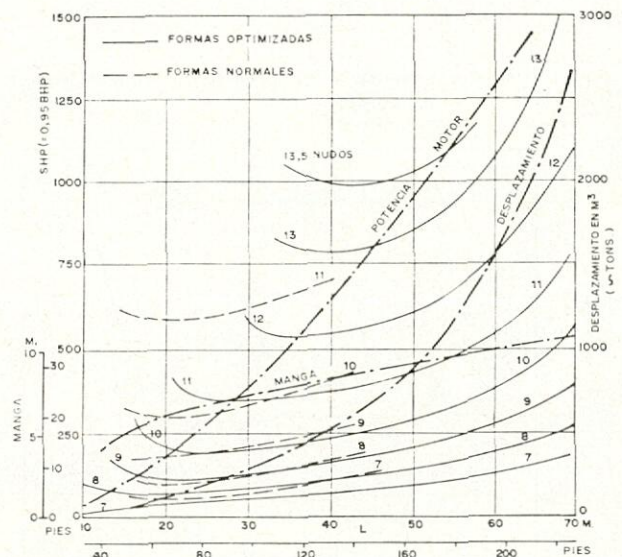


Fig. 28.

Normalmente, las curvas de potencia y resistencia se hallan para aguas tranquilas, pues casi todas se derivan de ensayos de Canal. Sin embargo, las embarcaciones pesqueras suelen operar en la práctica con unas condiciones de mar y viento muy distintas a las que corresponden a los cálculos estimativos, siendo normal, por otra parte, que durante intervalos más o menos prolongados de mar gruesa, la velocidad del motor deba reducirse para evitar movimientos más o menos violentos del buque. Es por lo tanto necesario disponer de un margen de potencia en el motor para tener en cuenta los períodos de mal tiempo que el buque durante su servicio necesariamente va a encontrar. Por eso, cuando se trata de dimensionar o elegir un motor para que un determinado buque desarrolle una cierta velocidad, el proyectista no se debe limitar a fijar la potencia justa que se deduzca del cálculo, sino que debe de tomarse un cierto margen de acuerdo con las condiciones de servicio del buque.

10.2. Arrastre

Como ya se ha mencionado anteriormente, la potencia necesaria para alcanzar una velocidad determinada en navegación libre puede no corresponder con la potencia necesaria para arrastre, dependiendo de las características operacionales del buque el mayor o menor peso que, cuando se elige el motor principal, se debe de dar a cada una de las condiciones de servicio.



En el caso de buques arrastreros, parece conveniente estimar la potencia necesaria para remolcar la red a una velocidad determinada.

La expresión (10.1-3) puede utilizarse también para calcular la potencia propulsora en la condición de arrastre y aunque para los rendimientos mecánicos  $\eta_m$  y el de otras pérdidas  $\eta_x$  es válido lo expresado en el párrafo anterior, para el rendimiento propulsivo  $\eta_D$  es necesario hacer algunas consideraciones particulares.

Sabido es que el rendimiento cuasi-propulsivo puede expresarse:

$$\eta_D = \eta_H \cdot \eta_R \cdot \eta_o \quad (10.2-1)$$

donde:

- $\eta_H$  = Rendimiento del casco.
- $\eta_R$  = Rendimiento rotativo-relativo.
- $\eta_o$  = Rendimiento del propulsor en aguas libres.

El rendimiento del casco es a su vez:

$$\eta_H = \frac{1 - t}{1 - w} \quad (10.2-2)$$

donde:

- t = Coeficiente de deducción de empuje o de succión.
- w = Coeficiente de estela.

Para calcular el valor de estos dos últimos parámetros, Harvald (referencia 20) realizó numerosas experiencias sobre este tipo de buques, reflejando los resultados obtenidos en dos gráficos cuyo empleo puede substituirse por las siguientes fórmulas:

**Navegación libre**

$$w = 0,9 \frac{B}{L} + \frac{3}{20} (2\delta - 1) \quad (10.2-3)$$

$$t = w + 0,064 \quad (10.2-4)$$

donde:

- B = Manga de trazado en metros.
- L = Eslora entre perpendiculares en metros.
- $\delta$  = Coeficiente de bloque.

**Arrastre**

El coeficiente de estela puede obtenerse por doble interpolación respecto a V y  $\delta$  de la siguiente tabla:

V, nudos	1	2	3	4	5	6	7	8
$\delta = 0,50$	0,390	0,350	0,325	0,306	0,292	0,283	0,277	0,273
$\delta = 0,35$	0,554	0,384	0,302	0,256	0,231	0,222	0,224	0,232

Los valores anteriores han sido comprobados repetidas veces para buques ensayados en el Canal de El Pardo, obteniéndose unos resultados que, en general, están en línea con los de Harvald. Incluso, para coeficientes de bloque de hasta 0,60, puede ser válida la extrapolación tomando como base los valores de  $\delta$  de la tabla (figura 29).

En cuanto al coeficiente de succión en esta condición:

$$t = 0,0175 V + 0,035 \quad (10.2-5)$$

En definitiva, puede decirse que para un buque determinado, en la condición de navegación libre, el coeficiente de estela se mantiene prácticamente constante, variando el de succión muy ligeramente.

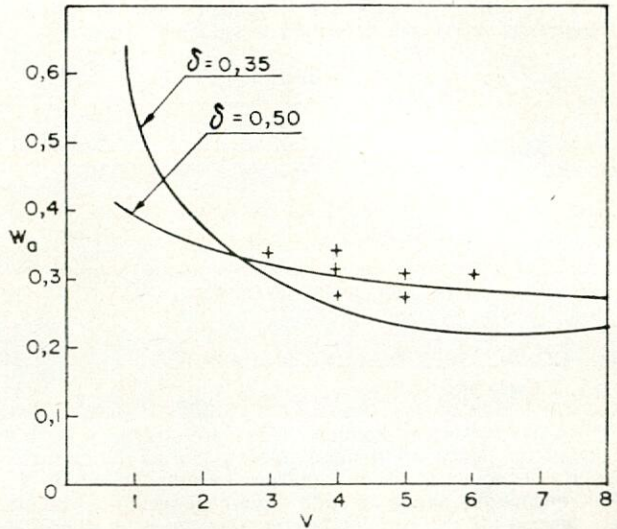


Fig. 29.

Sin embargo, en la condición de arrastre, el coeficiente de estela aumenta notablemente en razón inversa de la velocidad, con un punto de discontinuidad lógica y manifiesta para Tracción a Punto Fijo, en cuya condición su definición carece de sentido. En cuanto al coeficiente de succión, a medida que la velocidad disminuye, también aquél lo hace en valor absoluto, sin llegar a anularse, para  $V = 0$ . Van Lammeren (referencia 21) fija este último valor en 0,04 y supone que la variación es lineal desde el punto de estación hasta el de navegación libre.

Si definimos el coeficiente de succión en arrastre como:

$$t = 1 - \frac{F_v + EHP_v}{T_v} \quad (10.2-6)$$

siendo:

- $F_v$  = Tracción en el gancho de remolque a una velocidad V, en Kgr.
- $EHP_v$  = Resistencia de la carena a una velocidad V, en Kgr.
- $T_v$  = Empuje del propulsor a una velocidad V, en Kgr.

hemos podido comprobar que para la condición de Tiro a Punto Fijo resultan valores que varían entre 0,02 y 0,08 según las características de las hélices ensayadas y de su posición en el codaste. Además, a medida que aumenta la velocidad, la variación de t es, efectivamente, aproximadamente lineal.

Como comentario final, puede decirse que los valores del coeficiente de succión a bajas velocidades dependen, entre otros parámetros, de la situación del propulsor en el codaste. A medida que las claras son mayores, menores son los valores del coeficiente de succión obtenidos.

El rendimiento del propulsor aislado en aguas libres,  $\eta_o$ , puede determinarse por medio de las series sistemáticas de propulsores más comúnmente empleados en el cálculo de propulsores para pesqueros (Kaplan, Troost, etcétera).

En general, para hélices convencionales de 3 ó 4 palas, relaciones paso/diámetro entre 0,5 y 0,8, relaciones de áreas que varían entre 0,40 y 0,70 y velocidades de arrastre entre 3 y 6 nudos, el rendimiento del propulsor aislado varía entre 0,23 y 0,34.

En el caso de propulsores en tobera, el rendimiento puede alcanzar valores de hasta 0,38 y 0,40.

Por último, el rendimiento rotativo-relativo puede tomarse, en primera aproximación, igual a la unidad.

En definitiva, la potencia propulsora necesaria para arrastrar la red a una determinada velocidad será:

$$P = \frac{EHP_R (V) + EHP_C (V)}{\eta_D \cdot \eta_m \cdot \eta_x} \quad (10.2-7)$$

siendo:

$EHP_R (V)$  = Potencia necesaria de remolque para vencer la resistencia de la red.

$EHP_C (V)$  = Potencia necesaria de remolque para vencer la resistencia de la carena.

11. CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DEL PROPULSOR

El proyecto de las hélices de los arrastreros y de los buques de pesca en general, ofrece ciertas dificultades como consecuencia de las condiciones antagónicas de su funcionamiento, según se trate de la navegación del buque en marcha libre o ejerciendo una tracción en el cable de arrastre de las artes de pesca.

Efectivamente, tan pronto como se lanzan las redes y el buque navega más lentamente de lo que corresponde al paso de la hélice y si ésta fue proyectada para un ajuste adecuado en navegación libre— empieza a disminuir la velocidad del motor para la misma posición de la palanca de control a la vez que aumentan las temperaturas de los cilindros y las de exhaustación, por encima del máximo permitido, lo que denota una sobrecarga del motor por par o, si se quiere, por presión media, al ser esta función lineal de aquél; todo ello sin que se llegue a desarrollar la potencia nominal del motor. En definitiva, cuando el buque está faenando, la carga del propulsor aumenta considerablemente y se produce un apesantamiento de éste.

Por el contrario, si el propulsor está elegido para que desarrolle un alto porcentaje de potencia durante la faena de arrastre sin que se produzcan sobrecargas; cuando el buque navegue en marcha libre la hélice se aligerará considerablemente, es decir, el motor llegará a sobrepasar su velocidad nominal hasta llegar al punto en que consiga desarrollar su máxima potencia. Sin embargo, si se sobrepasa en un 10 ó un 20 por 100 durante períodos más o menos largos, la velocidad normal del motor, la cantidad de combustible inyectado por ciclo y por consiguiente el par motor, puede ser aumentada sólo ligeramente por encima del valor normal sin producir una combustión incompleta y una refrigeración inadecuada, con la consiguiente pérdida de economía y riesgo de avería en la máquina. Naturalmente, los fabricantes de motores toman sus precauciones a este respecto y, para ello, suelen colocar un tope que impida sobrepasar las revoluciones nominales. Esto trae como consecuencia que el propulsor, de tal manera proyectado, desaprovecha en navegación libre un porcentaje más o menos alto de la potencia que es capaz de desarrollar el motor.

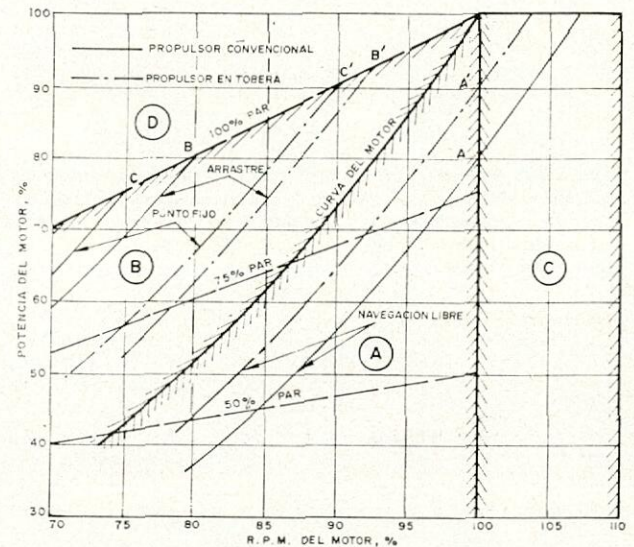
De acuerdo con lo anterior, lo más lógico, si no existe especificación en contra, es elegir el propulsor para una solución de compromiso, procurando aprovechar una fracción de potencia razonable en cada una de las condiciones. En la figura número 30 se representa el diagrama adimensional de funcionamiento del conjunto hélice-motor con la curva teórica de potencia del motor en función de las revoluciones y las rectas de par constante. En dicho diagrama puede observarse, por ejemplo, que el motor no puede utilizar sin sobrecarga más que, aproximadamente, un 80 por 100 de su potencia, tanto en la condición de marcha (punto A) como en arrastre (punto B). En el primer caso, la potencia desarrollada está limitada por el número de revoluciones máximas y en el segundo caso, por el par máximo.

Por otra parte, son sobradamente conocidas las ventajas que supone, desde un punto de vista hidrodinámico, la incorporación de una tobera al equipo propulsor de un buque arrastrero en particular o al de cualquier buque en general si por necesidades de servicio debe hacer uso de hélices muy cargadas. Parece claro que la mejoría

experimentada es debida al empuje adicional conseguido merced a la acción por el campo de presiones que rodea a la tobera sin necesidad de incrementar la potencia útil entregada a la hélice.

Además, la utilización de un sistema hélice-tobera resulta altamente beneficioso para un mejor aprovechamiento de la potencia instalada, en las diversas condiciones de funcionamiento que pueden presentarse durante el servicio del buque (referencia 24).

En las hélices que trabajan en toberas aceleradoras, aparte de los notables aumentos de tiro que supone la incorporación de éstas al sistema propulsor, la variación del coeficiente de par,  $K_{r1}$ , en función del grado de avance,  $J$ , es menor en las hélices normales sin tobera. Por dicha razón, las condiciones alternativas de funcionamiento implican menor diferencia en las rpm para una misma potencia. Por ello, es más posible obtener un aumento de utilización del motor, para una condición dada, con mucho menor sacrificio en el aprovechamiento de éste, para la condición de servicio alternativa, mejorando en definitiva las condiciones de navegación libre. En la figura 30 se han añadido en línea de trazos las curvas hélice-motor para el caso de llevar incorporada el buque una tobera, siendo los puntos A' y B' en este caso las condiciones de marcha libre y arrastre, respectivamente.



- A = Zona de funcionamiento continuo del motor, sin sobrecargas.
- B = Zona de funcionamiento por un tiempo limitado, con temperaturas de gases de escape más altas.
- C = Zona de sobrecarga en r. p. m. admisible por un tiempo limitado, en condiciones de pruebas.
- D = Zona de sobrecarga por presión media, inadmisibles en cualquier condición.

Fig. 30.

12. CALCULO DEL PROPULSOR PARA LAS DIFERENTES CONDICIONES

Aunque cada vez se va generalizando más la idea de que cada buque debe llevar un propulsor adecuado, especialmente proyectado con objeto de conseguir el mayor rendimiento posible, todavía es corriente que para pequeñas embarcaciones pesqueras se escoja el propulsor más apropiado de los que componen los stock que, normalmente, los fabricantes tienen a disposición del cliente. Puesto que este estudio tiene un carácter eminentemente práctico, se pretende en lo que sigue hacer llegar al proyectista un procedimiento que le permita determinar las características principales del propulsor idóneo con independencia de si éste ha de construirse o, en su defecto, puede escogerse entre los ya existentes en los citados stocks.

Dada una potencia instalada, las variables principales que deben fijarse para poder elegir un propulsor adecuado son: diámetro, paso, revoluciones del propulsor y re-

lación de áreas. Existe una combinación de paso y rpm para cada diámetro que producirá el empuje máximo dada una potencia desarrollada.

Generalmente, si la hélice ha de seleccionarse para máximo rendimiento en arrastre, aquélla tendrá, con unas rpm y un paso apropiado, el diámetro máximo que permita el codaste del buque. No ocurre lo mismo cuando se da preferencia a navegación libre, pues no siempre el diámetro máximo tiene el rendimiento óptimo (sobre todo si vienen fijadas «a priori» las rpm). Por otra parte, existen normalmente una serie de restricciones que condicionan el diámetro y las rpm de un propulsor, tales como: determinación de las claras, inclinación de la línea de ejes, reductores disponibles, etc.

El método más difundido y utilizado para el proyecto o selección de propulsores está fundamentado, como todo el mundo sabe, en los resultados de ensayos de propulsor en aguas libres con un gran número de modelos de hélices, cuyas relaciones más características han sido variadas de forma sistemática. Las series o familias de hélices más divulgadas actualmente y casi exclusivamente utilizadas en el proyecto de propulsores para buques pesqueros son la serie B de Wageningen para propulsores convencionales y la serie K, también de Wageningen, para propulsores en tobera.

La presentación de resultados en ambas series es la usual en estos casos: diagramas  $B_p - \delta$  o diagramas de coeficiente de Taylor y diagramas  $K_T, K_Q, J$  o diagramas de coeficiente de par y empuje en función del grado de avance.

12.1. Cálculo para la condición de arrastre

Como ya se ha mencionado en el apartado anterior, se dice que un motor está sobrecargado cuando se sobrepasa el par máximo permitido. Los motores marinos tienen un par casi constante en la zona de trabajo y puede ser determinado fácilmente:

$$Q_{max} = \frac{DHP \times 60 \times 75}{2 \times \pi \times N} \tag{12.1-1}$$

donde:

- $Q_{max}$  = Par máximo que puede desarrollar el motor en metros-Kgrs.
- DHP = Potencia útil entregada al propulsor en CV.
- N = Revoluciones nominales del propulsor, es decir, teniendo en cuenta el reductor.

Por otra parte, la velocidad de avance para esta condición puede calcularse aplicando el valor del coeficiente de estela calculado a partir de la tabla del apartado 10.2.

$$V_e = V_a (1 - w_a) \tag{12.1-2}$$

donde:

- $V_e$  = Velocidad de avance en nudos.
- $V_a$  = Velocidad de arrastre en nudos.
- $w_a$  = Coeficiente de estela en arrastre.

Para poder definir las características del propulsor basándose en las series sistemáticas, es necesario conocer el coeficiente de par,  $10K_Q$ , y el grado de avance J.

$$10 K_Q = 344,21 \frac{Q}{n^2 \cdot D^5} \tag{12.1-3}$$

$$J = 30,8668 \frac{V_e}{n \cdot D}$$

Sin embargo, en las expresiones anteriores aparecen todavía dos parámetros sin determinar: las revoluciones en la condición de proyecto, n, y el diámetro del propulsor D.

El primero de dichos parámetros se obtiene aplicando el criterio enunciado en el apartado 11, en el que (obsérvese el diagrama de la figura 30) se fija el porcentaje de las rpm nominales adecuado en arrastre (puntos B y B') para que resulte una ligereza razonable en marcha libre (puntos A y A'). Naturalmente estos porcentajes variarán dependiendo, sobre todo, de la mayor o menor importancia que se conceda a las diferentes condiciones de funcionamiento.

En cuanto al diámetro del propulsor, ya se ha mencionado más arriba que debe ser elevado, llegando incluso a superar el diámetro óptimo para marcha libre. Lo más conveniente es calcular el empuje desarrollado con varios diámetros hasta determinar el que proporciona el máximo empuje. A título orientativo, pueden comenzarse los tanteos partiendo del diámetro que resulta de conservar una clara de un 20 por 100 de dicho diámetro entre la punta del propulsor y el punto más cercano del codaste del buque.

Conocidos J y  $10K_Q$  es inmediata, para un diagrama determinado de las series sistemáticas, la obtención de las relaciones paso/diámetro,  $K_T$  y  $\eta_o$  (figura 31).

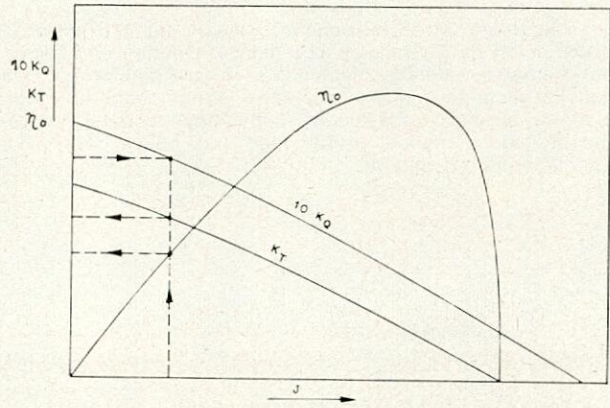


Fig. 31.

De la expresión:

$$K_T = 34,421 \frac{T}{n^2 \times D^4} \tag{12.1-4}$$

se calcula el empuje T en Kgrs. desarrollado por el propulsor y, empleando la fórmula (10.2-6), la tracción desarrollada a la velocidad de arrastre:

$$F_v = (1 - t) T - EHP_v \tag{12.1-5}$$

Por último, se calcula el rendimiento del propulsor aislado:

$$\eta_D = \frac{J}{2\pi} \times \frac{K_T}{K_Q} \tag{12.1-6}$$

En la figura 32 se representa como ejemplo la variación de la tracción desarrollada a 4 nudos de velocidad en función del diámetro del propulsor de un pesquero que lleva instalado un motor de 850 bhp a 900 rpm, reductor de relación 3/1 y cuya condición de funcionamiento en arrastre es el 82 por 100 de las rpm nominales. El valor máximo del diámetro (2,200 m) está limitado por las claras mínimas permitidas con respecto al codaste y el valor mínimo (1,700 m) por tener una relación paso/diámetro demasiado elevada ( $H/D > 1,3$ ).

Elección del reductor adecuado

Cuando se elige un motor para instalarlo en un buque pesquero se suele presentar normalmente la posibilidad de elegir el reductor más apropiado de entre la gama que el fabricante suele acompañar a la oferta del motor.

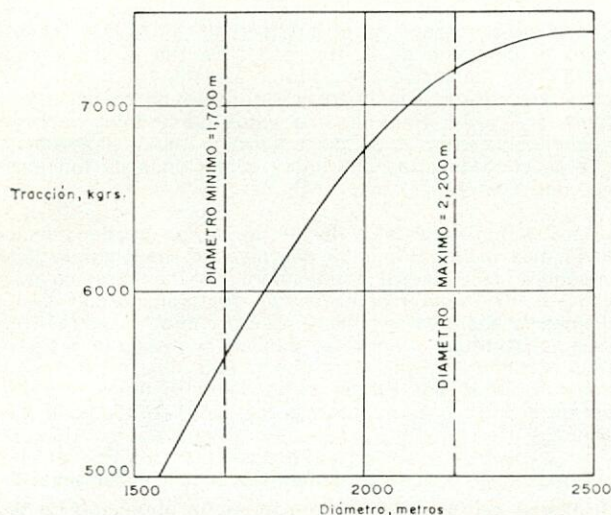


Fig. 32.

En la figura 33 se representa, para el ejemplo anterior, la variación de la tracción obtenida a 4 nudos en función del diámetro y de las revoluciones a igualdad de par. De aquélla se deduce que el diámetro óptimo para la condición de arrastre es 2,200 m, debiéndose adoptar un reductor que, al menos, proporcione a la hélice 350 ó 400 revoluciones por minuto.

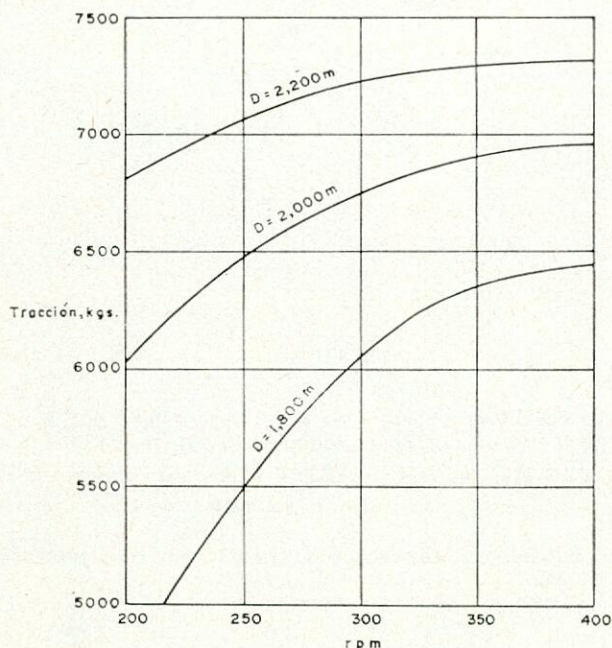


Fig. 33.

12.2. Cálculo para la condición de marcha libre

Si en un determinado momento durante la faena de pesca se largara el remolque, el motor tenderá a dispararse aumentando rápidamente el régimen de revoluciones. Para evitar que se sobrepasen las rpm nominales será necesario disminuir la inyección del motor, acción que implica correlativamente la disminución de potencia desarrollada y la presión media o, lo que es lo mismo, el par motor.

Es evidente que, manteniendo las rpm nominales, la velocidad sin el impedimento del remolque, tenderá a aumentar considerablemente y aunque también lo hacen las revoluciones por minuto, aquélla aumenta en mayor proporción que ésta, por lo que, en definitiva, aumenta el grado de avance J.

Así, la velocidad que se alcanzará será la correspondiente a la igualdad de la velocidad propia del buque con la que es capaz de desarrollar el propulsor, variando esta última con el grado de avance.

De acuerdo con lo anterior, es preciso conocer, por un lado, la curva potencia-velocidad del buque determinada por medio del método descrito en el apartado 10.1.

Por otro lado, utilizando el diagrama  $B_p - \delta$  correspondiente y para el paso determinado en arrastre, se tiene:

$$B_p = \frac{0,982 \times N \times \sqrt{DHP}}{V_e^{2/3}} \tag{12.2-1}$$

$$\delta = \frac{D \times N}{0,3046 \times V_e}$$

o lo que es lo mismo:

$$DHP = K_1 (B_p \times V_e^{2/3})^2 \tag{12.2-2}$$

$$\delta = \frac{K_2}{V_e}$$

siendo  $K_1$  y  $K_2$  dos constantes para todo el cálculo que engloban a  $N$ , rpm nominales, pues se trata de calcular la fracción de potencia que se desarrolla a dichas rpm, y  $D$ , diámetro del propulsor fijado de antemano en arrastre.

Repetiendo el cálculo para diferentes velocidades del buque, afectadas por el coeficiente de estela que se determina por medio de la expresión (10.2-3), se puede obtener una curva velocidad-potencias junto con la variación del rendimiento del propulsor  $\eta_o$ , en función de la velocidad.

En la figura 34 se representan las dos curvas  $DHP - V$  y la de  $\eta_o - V$ . La intersección de las curvas Potencia-Velocidad fijará el punto de funcionamiento del propulsor en la condición de marcha libre.

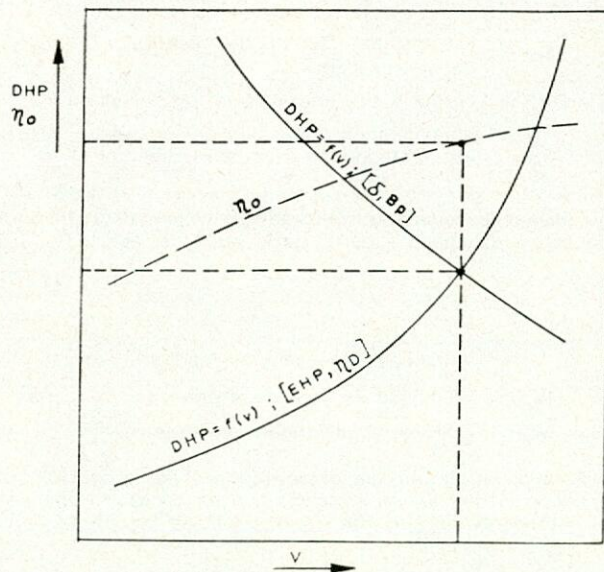


Fig. 34.

Queda a juicio del proyectista la facultad de decidir, a la vista de los resultados obtenidos, si la velocidad alcanzada, el porcentaje de potencia desarrollado y el rendimiento del propulsor calculado son satisfactorios. En caso contrario, deberá rehacerse todo el cálculo partiendo de una nueva condición de proyecto en arrastre de la que se deriven mejores resultados en la condición antagónica de navegación libre.

### 12.3. Comprobación del área de las palas en cuanto a cavitación

Las hélices marinas, en las cuales la generación de empuje es precisamente consecuencia en su mayor parte de la creación de importantes depresiones sobre el dorso de las palas, deben considerarse, al menos en principio, como órganos expuestos a que el fenómeno de cavitación se desarrolle. Aparte del efecto de erosión (que más tarde o más temprano obliga a la reposición del propulsor), la cavitación en hélices puede ser causa de caídas de rendimiento con su repercusión de pérdida de empuje originando, a veces, fuertes vibraciones. Es, pues, de la mayor importancia proyectar hélices que no padezcan el fenómeno en intensidades peligrosas.

Antes de determinar las características del propulsor, es necesario hacer una comparación, aunque sea simple, acerca de la presión actuante sobre la cara activa de las palas, con el fin de asegurarse que el propulsor no está sobrecargado, en cuyo caso puede haber una caída en flujo y, por consiguiente, una pérdida de empuje.

Generalmente, la carga de empuje en la pala no debe exceder de  $0,55 \text{ kg/cm}^2$ . Esta carga puede ser determinada de la forma siguiente:

$$\text{Presión en las palas (Kg/cm}^2\text{)} = \frac{T}{A_d} \quad (12.3-1)$$

donde:

T = Empuje desarrollado en Kgr.

A<sub>d</sub> = Área desarrollada de las palas en cm<sup>2</sup>.

Por otra parte, el empuje puede determinarse de acuerdo con lo expuesto en los párrafos anteriores, o bien por la fórmula aproximada:

$$T \text{ (estimado)} = 145,73 \frac{\text{DHP} \times \eta_o}{V_a} \quad (12.3-2)$$

siendo:

DHP = Potencia desarrollada por el propulsor en CV.

$\eta_o$  = Rendimiento del propulsor aislado.

V<sub>a</sub> = Velocidad afectada por la estela en nudos.

Es conveniente calcular A<sub>d</sub> para las dos condiciones estudiadas, debiendo tomarse como valor definitivo el más alto de los dos que, sin duda, corresponderá a la condición de arrastre en la que la hélice, como se ha repetido más arriba, trabaja más cargada que en la otra condición.

Para determinar la relación de áreas mínima desde el punto de vista de cavitación, se estima suficiente la comprobación descrita en este apartado. Sin embargo, es conveniente que, una vez fijados los parámetros más importantes del propulsor, se aplique alguno de los criterios conocidos (Burril, Fitz-Simmons, etc.), con el fin de adoptar una relación de áreas definitiva que impida la aparición de este peligroso fenómeno.

### 13. CONCLUSION

Como punto final, conviene insistir en que el Ingeniero que deba proyectar un buque arrastrero ha de realizar un análisis cuidadoso de los parámetros que, de una manera cualitativa o cuantitativa, tienen una influencia decisiva en la elección y cálculo del arte de pesca adecuado y del sistema propulsor que satisfaga las necesidades operativas de aquél.

Así, caben citar como premisas fundamentales las siguientes:

- En cuanto a la faena de pesca:
  - Especies a capturar por el buque en servicio.
  - Velocidad de arrastre adecuada para conseguir las capturas.

- Tipo de arte que se considera más idóneo para la pesca.

- Elementos integrantes del aparejo.

- En cuanto a la propulsión del buque:

- Condiciones de servicio para el sistema propulsor y prioridades de aquéllas.

- Velocidad en marcha libre suficiente para el servicio normal del buque.

- Diámetro máximo admisible del propulsor.

- Motores y reductores disponibles en el mercado.

El objetivo que se ha perseguido con la realización de este trabajo es el de proporcionar al Proyectista, en la fase preliminar del diseño, una información y una metodología que le facilite, a partir de los datos citados más arriba, la difícil e intrincada tarea que normalmente supone el proyecto de un buque pesquero.

### AGRADECIMIENTO

Los autores desean expresar su agradecimiento al Almirante O'Dogherty, Director del Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo, por sus autorizados consejos, observaciones y facilidades que, en todo momento, ha prestado para la realización de este trabajo.

Asimismo, al personal técnico y de oficinas de NEO-TECNICA, S. R. L., y del CANAL DE EXPERIENCIAS HIDRODINAMICAS DE EL PARDO por su colaboración.

### BIBLIOGRAFIA

1. FRIDMAN, A. L.: «Theory and Design of Commercial Fishing Gear». I. P. S. T., Jerusalén, 1973.
2. FRIDMAN, A. L.: «Geometry and Resistance of Trawls». F. A. O./U. S. S. R. Seminar/Study Tour. Moscú, 3-22 octubre 1966.
3. ANDREEV, N. N.: «Handbook of Fishing Gear and its Rigging». I. P. S. T. Jerusalén, 1966.
4. NEDELEC, C.; PORTIER, M.; PRADO, J.: «Technologie de la Peche». J. S. T. P. M. - F. A. O. - A. C. T. I. M. Nantes, 1978.
5. F. A. O.: «Otter Board Design and Performance». F. A. O. Roma, 1974.
6. JOURDAIN, M.: «Remarques sur le Fonctionnement des Chalutiers en Peche». A. T. M. A. París, 1956.
7. DICKSON, W.: «Trawl Gear Geometry and Resistance». F. A. O./U. S. S. R. Seminar/Study Tour. Moscú, 3-22 octubre 1966.
8. DICKSON, W.: «Theory and Practice of Trawl Modelling». F. A. O./U. S. S. R. Seminar/Study Tour. Moscú, 3-22 octubre 1966.
9. KOYAMA, T.: «A calculation Method for Matching Trawl Gear for Towing Power of Trawlers». Modern Fishing Gear of the World 3. Londres, 1971.
10. DICKSON, W.: «Trawl Gear Selection, Design and Construction In Relation to Fish Behaviour, Vessel Power and Fishing Conditions». Modern Fishing Gear of the World 3. Londres, 1971.
11. CREWE, P. R.: «Some of the General Engineering Principles of Trawl Gear Design». Modern Fishing Gear of the World 2. Londres, 1964.
12. EAMES, M. C.: «Steady-State Theory of Towing Cables». Transactions R. I. N. A. Londres, 1968.
13. LACKENBY, H.: «Resistance of Trawlers». Fishing Boats of the World 2. Fishing New LTD., 1960.
14. DOUST, D. J.: «Statistical Analysis of Resistance Data for Trawlers». Fishing Boats of the World 2. Fishing New LTD., 1960.
15. DOUST, D. I., y O'BRIEN, T. P.: «Resistance and Propulsion of Trawlers». North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders, 1959.

(Sigue en la pág. 462.)

# Ahorro de energía en la propulsión de buques

J. Casas Tejedor. Dr. Ing. Naval

## INTRODUCCION

### CONSIDERACIONES EN TORNO A LA PROPULSION

**La carena**

**La hélice**

**El motor**

**El punto de funcionamiento de la hélice**

**El ensuciamiento de la carena**

**Relación Potencia-Velocidad**

**Expresión gráfica de la variación de las condiciones de propulsión con el ensuciamiento**

### INDICES DE REFERENCIA SOBRE CONSUMO DE PROPULSION

#### Indices directos

Consumo diario de propulsión

Consumo de propulsión por tonelada de carga transportada

Consumo de propulsión por tonelada x milla

Relación entre índices directos del consumo de propulsión

#### Indices relativos

El consumo «a velocidad reducida»

El consumo en viajes «cortos» y «largos»

El consumo de buques «menores» y «mayores»

### INFLUENCIA DEL COMBUSTIBLE

**Por calidad**

**Por precio**

### COMPARACION DE INSTALACIONES PROPULSORAS CON TURBINA Y DIESEL

**Condiciones de propulsión equivalentes**

**Resultados de operación con TURBINA y DIESEL para un buque de 170.000 TPM.**

### CONCLUSIONES

## INTRODUCCION

Comenzar diciendo que estamos inmersos en un período de depresión económica no representa descubrir nada nuevo en relación con nuestra situación actual, sin embargo, resulta más revelador la aceptación del hecho de que, en toda etapa de descenso económico, consecuencia directa de una crisis, le sucede, según el estudio de los

ciclos económicos, una de ascensión, caracterizada por el aumento de los beneficios como consecuencia de la reducción de los precios de coste.

La extensión de este período de depresión económica está, por tanto, íntimamente relacionada con nuestra capacidad de análisis para descubrir nuevos esquemas productivos que ejerciendo una drástica reducción de los costes y una rápida adaptación de nuestras antiguas estructuras económicas a los nuevos condicionantes de la época, nos permitan el acceso a beneficios económicos atractivos, fundamento de toda fase de ascensión económica.

Observadas las crisis económicas desde esta perspectiva, puede concluirse que lejos de considerarles como un efecto perturbador, en realidad vienen a poner fin a la progresiva degradación de las conductas económicas, que dieron origen a la anterior época de prosperidad, como consecuencia de las simplificaciones y deformaciones de aquellos criterios originarios, conduciéndonos de nuevo hacia fundamentos sólidos sobre los que levantar las nuevas estructuras económicas de la siguiente etapa de prosperidad.

El dramático incremento de los costes del petróleo en estos últimos años, pone énfasis en la imperiosa necesidad de equilibrar su incidencia perturbadora a través de una reducción en el consumo energético.

En primera aproximación, dentro del ámbito del transporte marítimo, la incidencia de los costes de consumo de combustible destinado a la propulsión de un buque, asciende a un nivel que sobrepasa el 40 por 100 de los costes de operación, por lo que los esfuerzos encaminados a conseguir ahorros en esta partida, aunque pequeños, se vean compensados ampliamente desde un punto de vista económico. Este va a ser, pues, nuestro objetivo.

Como paso previo a la adopción de medidas encaminadas al ahorro energético en la propulsión de buques, se hace imprescindible analizar los factores determinantes del consumo, instrumentar las bases de cuantificación del mismo y estudiar las diferentes alternativas de propulsión fundamentalmente desde el punto de vista de los factores económicos determinantes de su operación.

Sobre esta base, se divide el trabajo en las siguientes partes:

- Consideraciones en torno a la propulsión.
- Índices de consumo.
- Incidencia de los precios de los combustibles en la operación de sistemas de propulsión alternativos TURBINA-DIESEL.

Al final se establecen una serie de conclusiones, haciendo especial mención al momento en que son aplicables, bien en la etapa de proyecto o en la de operación del buque,

distinguiendo entre la operación de un buque cuyo armador transporta sus propias mercancías o la de aquel otro que tan solo presta un servicio de transporte a mercancías ajenas.

**CONSIDERACIONES EN TORNO A LA PROPULSION**

La carena, el motor y la hélice son los tres elementos que precisan una adecuada coordinación para conseguir los mejores resultados, tanto técnicos como económicos, en la propulsión del buque.

Es fundamental que la elección de estos tres elementos, se efectúe cuidadosamente en la etapa de proyecto del buque, puesto que ellos van a condicionar económicamente su explotación, durante toda su vida.

El ensuciamiento de la carena durante la operación del buque es un factor que no se puede tampoco descuidar.

No es nuestro objetivo entrar en el detalle del proyecto de cada uno de estos elementos, sino solamente resaltar aquellos aspectos que pueden influir en un consumo de energía superior al deseable, con el consiguiente incremento innecesario de los gastos de explotación, y así se comienza con el análisis de:

**La carena**

De la conocida relación entre la potencia efectiva en CV, la resistencia al avance R en kilogramos y la velocidad de buque, V en nudos:

$$EHP = \frac{1825}{75.60^2} \cdot R \cdot V \tag{1}$$

Se puede deducir que:

$$R = \frac{75.60^2}{1852} \cdot \frac{EHP}{V} \tag{2}$$

En la figura 1, donde se representa gráficamente la relación existente entre potencia efectiva y velocidad del buque en unas determinadas condiciones de limpieza de su carena, si se une cualquiera de los puntos A de esta curva, con el origen de coordenadas mediante una recta OA, ésta forma con el eje V un ángulo  $\theta$ , tal que:

$$\text{tg } \theta = \frac{EHP}{V} \tag{3}$$

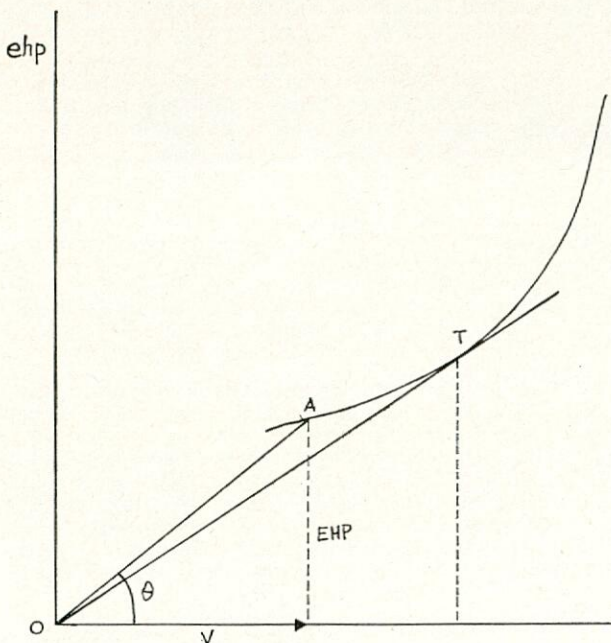


Fig. 1.

Entonces la expresión 2, podría escribirse así:

$$R = \frac{75.60^2}{1852} \cdot \text{tg } \theta \tag{4}$$

y su menor valor sería aquel, correspondiente al menor de  $\text{tg } \theta$ , que vendría definido por la tangente a la curva EHP-V desde el origen, si existiera.

Como consecuencia, la carena a la que pertenece la curva EHP-V de la figura 1, tendrá su utilización óptima en el entorno del punto T, puesto que es allí donde se requiere la menor potencia, por nudo de velocidad, para su propulsión.

De aquí puede deducirse un criterio de comparación de carenas alternativas, que permite establecer una relación entre la «zona operativa» de una carena con su «zona óptima de operación» desde el punto de vista hidrodinámico.

El mejor medio de conocer con aproximación suficiente la curva EHP-V son los ensayos con modelos en canales de experiencias hidrodinámicas; de aquí la conveniencia de realizar estos ensayos en la etapa de proyecto, de forma que, desde el principio, se asegure mínima resistencia al avance del buque y con ello mínimo consumo de combustible en la operación del mismo.

**La hélice**

Puesto que el propulsor está siempre, en su trabajo, asociado a una carena, no debe olvidarse la interrelación entre ambos, y así siendo:

- $\omega$  = coeficiente de estela.
- $t$  = coeficiente de deducción de empuje.
- $\eta$  = rendimiento del propulsor en aguas libres.
- $\xi$  = rendimiento rotativo relativo.

Entonces, la relación entre la potencia efectiva y la absorbida por la hélice (DHP) será:

$$EHP = \frac{1-t}{1-\omega} \cdot \eta \cdot \xi \cdot DHP \tag{5}$$

Los coeficientes adimensionales de empuje y par y el grado de avance de la hélice, cuando se utiliza la potencia en CV, la velocidad en nudos y el régimen de giro de la hélice en revoluciones por minuto, se pueden escribir como sigue:

$$J = \frac{1852}{60} \cdot \frac{V(1-\omega)}{D \cdot \text{RPM}} \tag{6}$$

$$K_T = \frac{75 \cdot 60^4}{1852 \cdot 104,5} \cdot \frac{\eta \cdot \xi}{(1-\omega)V} \cdot \frac{DHP}{D^4 \cdot \text{RPM}^2} \tag{7}$$

$$K_Q = \frac{75 \cdot 60^3}{2\pi \cdot 104,5} \cdot \frac{\xi \cdot DHP}{D^5 \cdot \text{RPM}^3} \tag{8}$$

eliminando DHP y RPM entre (1), (5), (6) y (7) se llega a la expresión:

$$\frac{K_T}{J^2} = \frac{60^4}{1852^2 \cdot 104,5 \cdot (1-t)(1-\omega)^2 \cdot D^2} \cdot \frac{R}{V^2} \tag{9}$$

Esta expresión significa que, con independencia del régimen de giro de la hélice, es decir, al margen de las consideraciones mecánicas del motor propulsor, cuando las condiciones de limpieza de la carena son tales que para alcanzar una velocidad V, es necesario vencer una resis-

tencia R, la relación  $K_T/J^2$  es proporcional a la resistencia al avance e inversamente proporcional al cuadrado de la velocidad.

Además, en buques grandes la relación  $R/V^2$  puede considerarse constante, en un determinado momento, y va aumentando con el ensuciamiento de la carena.

En la figura 2 se representan, sobre un diagrama de la hélice en aguas libres, diferentes curvas  $\frac{K_T}{J^2} = cte$ , pudiendo obtenerse las siguientes conclusiones:

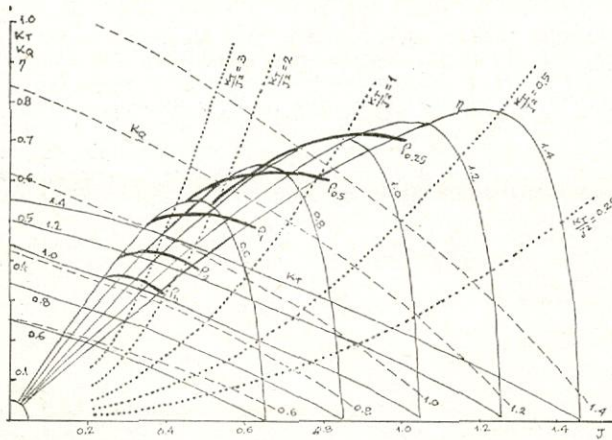


Fig. 2.

- Cuanto menor es el valor de la constante «Cte», la parábola está más cerca del eje J y a medida que la «Cte» aumenta, se acerca hacia el eje vertical, alejándose del eje J.
- Si a través de las intersecciones de cada parábola  $K_T/J^2 = Cte$  son las curvas  $K_T - J$  para diferentes relaciones Paso — Diámetro, se determinan los rendimientos de las hélices, se obtienen las curvas  $\rho$ , apreciándose que se obtienen mayores rendimientos cuanto más próxima está la parábola  $K_T/J^2$  al eje J, es decir, cuanto menor es la constante «Cte», lo que significa que para obtener rendimientos elevados:
  - La resistencia al avance debe ser mínima; es decir, la carena debe ser utilizada en las proximidades del entorno del punto T, definido en la figura 1.
  - El diámetro de la hélice debe ser el mayor posible.
  - La carena elegida debe ser la que presente menor valor para  $R/V^2$ .
  - La velocidad de entrada del agua en el disco de la hélice debe ser máxima.

**El motor**

Este equipo define el valor máximo del régimen de giro de la hélice, bien porque ésta esté acoplada directamente a aquél o porque exista entre hélice y motor el reductor de revoluciones adecuado.

La potencia del motor, fraccionable por escalones en función del número de cilindros en un motor diésel o por el sistema de regulación del caudal de vapor en turbinas, deberá cubrir no sólo las necesidades de propulsión cuando la carena está nueva y limpia y navegando el buque con mar en calma, sino que debe existir cierta reserva de potencia para atender la navegación en mar agitada y con carena sucia y envejecida hasta un límite máximo prudencial, que dependerá de las exigencias en cuanto a funcionamiento en sobrecarga del motor propulsor.

Puesto que el sistema motor define el régimen máximo de giro del propulsor, tendrá una gran influencia en la definición del grado de avance, y así la expresión (6) puede escribirse como sigue:

$$J \cdot \text{RPM} = \frac{1852}{60} (1 - \omega) \frac{V}{D} \quad (10)$$

que en los ejes cartesianos RPM y J define una familia de hipérbolas equiláteras, cuyo parámetro es  $V/D$ , y que aparecen representadas en la figura 3, en las que se observa que a medida que crece el parámetro  $V/D$ , se alejan del origen de coordenadas, lo que significa que:

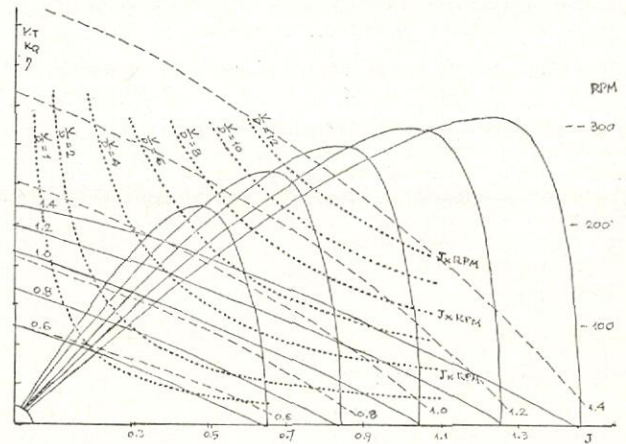


Fig. 3.

- Manteniendo constante la relación  $V/D$ , a medida que disminuye el régimen de giro del propulsor, aumenta el valor del grado de avance, lo que permite la coincidencia del grado de avance definido de esta forma, en función de  $V/D$  y el deseable como resultante de alcanzar el máximo rendimiento a través de las curvas  $\rho$  definidas a través de las parábolas  $\frac{K_T}{J^2}$
- En este caso, al variar el régimen de giro es necesario variar también la relación paso-dímetro en sentido contrario.
- Si se pretende mantener constante el grado de avance, quedará también fija la relación paso-dímetro y, por tanto, igualmente los coeficientes  $K_T$  y  $K_Q$ , pero al considerar mayor número de revoluciones de giro de la hélice, aumentará también el parámetro  $V/D$  y, por tanto, para mantener la misma velocidad deberá disminuir el diámetro. Pero al disminuir el diámetro, aumentará la constante de  $K_T/J^2$ , con lo que el rendimiento de la hélice tenderá a disminuir, es decir, al considerar RPM altas se obtiene rendimiento inferior que si se eligeran bajas, cuando se pretende mantener fija la velocidad.

Si se mantiene constante el grado de avance y el diámetro de la hélice, la velocidad depende de la potencia aplicada siguiendo la ley cúbica, y sólo se consigue aumentar el rendimiento aumentando la velocidad con las revoluciones de la hélice y viceversa.

Cuando, por tanto, se pretende juzgar alternativas de propulsión para conseguir la misma velocidad con diferente nivel del régimen máximo de giro de la hélice, se debe tomar como base la constancia de la relación  $V/D$  a diámetro de hélice igual en las diferentes alternativas, que, aunque comporta pérdida de rendimiento para las soluciones más revolucionarias, esa pérdida no es tan acusada como cuando se contempla como base la igualdad de grados de avance en las soluciones alternativas.

Si se considera una pérdida de potencia por fricción en la bocina de e  $\%$ , entonces la potencia a aplicar al eje de cola será:



$$SHP = \frac{DHP}{1 - \frac{e}{100}} \quad (11)$$

con lo cual, de la expresión (8), se deduce que:

$$\frac{SHP}{RPM^3} = \frac{2\pi \cdot 104,5}{75 \cdot 60^3} \cdot \frac{D^5}{\left(1 - \frac{e}{100}\right)^\xi} \cdot K_Q \quad (12)$$

**El punto de funcionamiento de la hélice**

Como síntesis de las figuras 2 y 3 se presenta la figura 4, donde el proceso de definición de los parámetros adimensionales de la hélice comenzaría por la materialización de la parábola  $K_T/J^2$ , de acuerdo con los resultados del canal de experimentación con modelos y el máximo diámetro de hélice permisible; a continuación y a través de las intersecciones de  $K_T/J^2$  con las curvas  $K_T-J$  para diferentes relaciones paso-diámetro, se obtiene la correspondiente curva  $\rho$ ; la tangente horizontal a esta curva  $\rho$  ayuda a definir el grado de avance para conseguir el máximo rendimiento; la intersección de la vertical sobre J, para el máximo rendimiento, con la horizontal, que representa el máximo régimen de giro de la hélice, permitido por el equipo motor, definirá el parámetro  $V/D$  de la hipérbola equilátera  $J \times RPM$ , que pasa por aquel punto de intersección y, por fin, estando definido D, se obtiene el valor de V, velocidad que podrá conseguirse con el buque.

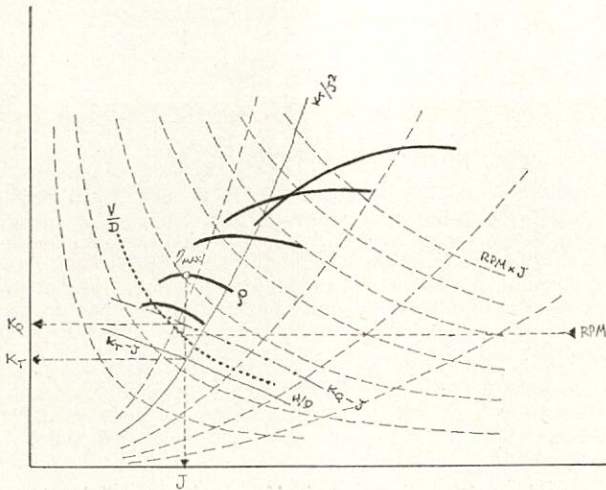


Fig. 4.

Además, el punto de intersección de la vertical que define el grado de avance  $J$ , con la parábola  $K_T/J^2$ , determina el valor de la relación paso-diámetro, correspondiente a la curva  $K_T/J$ , que pasa por dicho punto.

En la misma vertical de  $J$  y sobre las curvas correspondientes podrán leerse los valores de  $K_Q$  y  $\eta$ .

A partir del momento en que queda definida la relación paso-diámetro, los nuevos valores de los parámetros adimensionales de la hélice vendrán definidos exclusivamente por la intersección de las sucesivas parábolas  $K_T/J^2$  —que al ensuciarse irán alejándose del eje  $J$  horizontal y acercándose al vertical del diagrama de la hélice en aguas libres—, con la curva  $K_T-J$  correspondiente a la relación paso-diámetro elegida.

En un momento determinado, siendo  $K_Q$  una constante de la expresión (12), se llega a la conclusión de que la hélice absorbe una potencia que sigue la ley cúbica de las RPM.

Conviene distinguir claramente entre la «potencia propulsora que debe instalarse» a bordo del buque para conseguir una velocidad máxima del buque, garantizada, cualesquiera que sean las condiciones de navegación, bien con determinado grado de ensuciamiento de la carena, bien con un estado definido de viento y mar, sobre la base de obtener máximo rendimiento en el funcionamiento del propulsor y aquella otra «potencia de operación» para conseguir la «velocidad económica» sobre la que ejercen su influencia los fletes y los precios de los combustibles.

**El ensuciamiento de la carena**

Si se mide el ensuciamiento de la carena por un aumento de «r» Kgs sobre la resistencia  $R$  de referencia, y puesto que en este caso de referencia

$$K_T = \frac{60^2}{104,5} \cdot \frac{R}{(1-t) \cdot D^4 \cdot RPM^2} \quad (13)$$

una vez que la carena ha experimentado un aumento «r» de resistencia, debido al ensuciamiento, se podrá escribir

$$K_{T_r} = \frac{60^2}{104,5} \cdot \frac{R+r}{(1-t) \cdot D^4 \cdot RPM_r^2} \quad (14)$$

de donde se puede despejar «r», y sustituyendo  $R$  de (13) queda:

$$r = \frac{104,5}{60^2} \cdot (1-t) \cdot D^4 \cdot [K_{T_r} \cdot RPM_r^2 - K_T \cdot RPM^2] \quad (15)$$

eliminando las RPM con ayuda de la expresión (6) y suponiendo que el aumento de resistencia se ha medido a la misma velocidad en ocasiones diferentes

$$r = \frac{1852^2 \cdot 104,5}{60^4} \cdot (1-t) \cdot D^2 \cdot \left[ \left( \frac{K_{T_r}}{J_r^2} \right) (1-\omega_r)^2 - \left( \frac{K_T}{J^2} \right) (1-\omega_0)^2 \right] \cdot V^2 \quad (16)$$

si se adopta como hipótesis que, durante un viaje redondo, el ensuciamiento crece de forma que puede considerarse despreciable, entonces deberá considerarse también que no ha habido aumento del coeficiente de estela, y como consecuencia se mantienen constantes el grado de avance, el rendimiento en aguas libres y los dos coeficientes de empuje y par.

En esta hipótesis se cumple también la ley representada por la expresión (16), de donde se deduce que un índice adecuado para medir el ensuciamiento sería:

$$ICE = \frac{K_T}{J^2} (1-\omega)^2 \quad (17)$$

**Relación potencia-velocidad**

Ahora, si entre (6) y (12) se elimina RPM, se llega a la expresión:

$$SHP = \frac{2\pi \cdot 104,5 \cdot 1852^3}{75 \cdot 60^6} \cdot \frac{(1-\omega)^3 \cdot D^2}{\left(1 - \frac{e}{100}\right)^\xi} \cdot \frac{K_Q}{J^3} \cdot V^3 \quad (18)$$

y puesto que pueden considerarse constantes, en el viaje redondo los parámetros adimensionales de la hélice, también lo será  $K_Q/J^3$  y entonces también será constante la expresión:

$$\Omega = \frac{2\pi \cdot 104,5 \cdot 1852^3}{75 \cdot 60^6} \cdot \frac{(1-\omega)^3 \cdot D^2 \cdot K_Q}{e \cdot J^3} \cdot \left(1 - \frac{e}{100}\right)^\xi \quad (19)$$

con lo que la potencia suministrada al eje en función de la velocidad, podría expresarse por:

$$SHP = \Omega \cdot V^3 \quad (20)$$

y substituyendo convenientemente los valores de  $K_Q$  y  $J$  se puede expresar la constante como sigue:

$$\Omega = \frac{1852}{75 \cdot 60^2} \cdot \frac{1-\omega}{1-t} \cdot \frac{1}{\xi \cdot \eta \cdot \left(1 - \frac{e}{100}\right)} \cdot \frac{R}{V^2} \quad (21)$$

que puede ser utilizado como índice comparativo de soluciones alternativas en la etapa de proyecto de un buque.

Si en la expresión (19) se substituye  $J$  por su valor deducido de (6), se llega a la expresión:

$$\Omega = \frac{2\pi \cdot 104,5}{75 \cdot 60^3} \cdot \frac{D^5}{\xi \left(1 - \frac{e}{100}\right)} \cdot \left(\frac{RPM}{V}\right)^3 \cdot K_Q \quad (22)$$

que pone de manifiesto la gran importancia de la relación RPM/V, así como la que tiene su evolución con el ensuciamiento, dada su participación en la potencia de propulsión a través de su exponente cúbico.

También de la expresión (22) se desprende que el valor de  $K_Q$ , al evolucionar con el ensuciamiento, sería deseable que lo hiciera manteniéndose en niveles próximos a los correspondientes a la situación de carena limpia, lo que significaría que el desplazamiento de  $J$  hacia la izquierda del diagrama se fuera produciendo con lentitud.

Puesto que el grado de avance puede expresarse de la siguiente forma:

$$J = \frac{1852}{60} \cdot \frac{1-\omega}{RPM} \cdot \frac{D}{V} \quad (23)$$

y que, con el ensuciamiento, RPM/V crece, así como también  $\omega$ , debe tratar de conseguirse que « $1-\omega$ » decrezca lentamente, y como:

$$1-\omega = \frac{V_1}{V} \quad (24)$$

siendo  $V_1$  la velocidad de entrada del agua en el disco de la hélice, la condición anterior se cumplirá siempre y cuando se mantenga alto el valor de  $V_1$ , lo cual puede conseguirse a través de una «tobera» en la zona inmediatamente anterior al disco de la hélice, con lo que mejorarán las condiciones propulsivas cuando la carena se va ensuciando, sin perturbar excesivamente aquellas de la carena limpia.

De la expresión (21) se deduce también la importancia que tiene mantener bajo el valor  $R/V^2$  a través del tiempo, porque su influencia en el consumo, debido al ensu-

ciamiento es notoria. De aquí la conveniencia de la vigilancia del estado de la carena, tanto desde el punto de vista de sus deformaciones y rugosidad por envejecimiento, como desde el correspondiente a las incrustaciones y crecimiento de algas sobre su superficie.

Es, pues, importante aplicar una buena pintura anti-incrustante, pero no es suficiente, sino que debe prestarse atención a reparar las abolladuras del casco y muy especialmente vigilar la aplicación de la pintura, de forma de mantener siempre en niveles ínfimos la rugosidad de la carena.

Si en este instante determinado de la operación de un buque, se efectuaran «pruebas de mar» alternativamente con dos hélices iguales, pero con diferente grado de limpieza, el grado de avance para la hélice más limpia sería

$$J_0 = \frac{1852}{60} \cdot \frac{V(1-\omega_0)}{RPM \cdot D} \quad (25)$$

y para la hélice más sucia sería:

$$J_1 = \frac{1852}{60} \cdot \frac{V_1(1-\omega_0)}{rpm \cdot D} \quad (26)$$

puesto que al no variar las condiciones de ensuciamiento del casco tampoco variaría el coeficiente de estela.

Sin embargo, con la hélice más sucia se necesitaría mayor potencia para vencer las mayores pérdidas por fricción para alcanzar las mismas revoluciones que la limpia, y así  $K_{Q1} > K_{Q0}$ , luego:

$$\frac{J_0}{J_1} = \frac{V}{V_1} \cdot \frac{rpm}{RPM} > 1 \quad (27)$$

es decir:

$$\frac{rpm}{V} > \frac{RPM}{V} \quad (28)$$

aumentando con el ensuciamiento.

Al intervenir esta relación, elevada al cubo, en la determinación de la potencia necesaria para propulsar el buque a una determinada velocidad, significa que un aumento de esta relación con el ensuciamiento es muy perjudicial desde el punto de vista de consumo energético, pues el incremento en RPM/V de un 3 por 100 representa un aumento de potencia propulsora requerida superior a 9 por 100.

No sólo, pues, es necesario mantener en buenas condiciones de limpieza la carena, sino que la limpieza de la hélice puede llegar a tener una importancia excepcional.

### Expresión gráfica de la variación de las condiciones de propulsión con el ensuciamiento

Cada tipo de propulsión tiene determinado un nivel máximo de funcionamiento continuo, que al régimen máximo de revoluciones de giro de la hélice (RMR) está representado por las siglas (CSR).

Cuando la carena está limpia y nueva, a las máximas revoluciones de giro de la hélice, ésta no puede absorber toda la potencia instalada, puesto que debe disponerse en todo momento de reserva de potencia para hacer frente a condiciones que exijan vencer una mayor resistencia; entonces la máxima potencia absorbible al máximo régimen (RMS) se representa por  $PA_0$ .

En condiciones intermedias de ensuciamiento esta potencia al máximo régimen se indica por PA.

Se ha visto anteriormente que la potencia absorbida por la hélice dividida por el cubo de sus revoluciones de giro es una constante en un determinado momento, que se ha hecho extensible al viaje redondo del buque. Si en el momento de ese viaje se hicieran unas «pruebas de mar» y se obtuvieran los siguientes resultados:

Potencia suministrada al eje ..... SP  
 Régimen de giro de la hélice ..... RP  
 Velocidad medida ..... VP

se podría escribir:

$$\frac{PA}{SP} = \left( \frac{RMR}{RP} \right)^3 \quad (29)$$

ley cúbica que se refleja en la figura 5

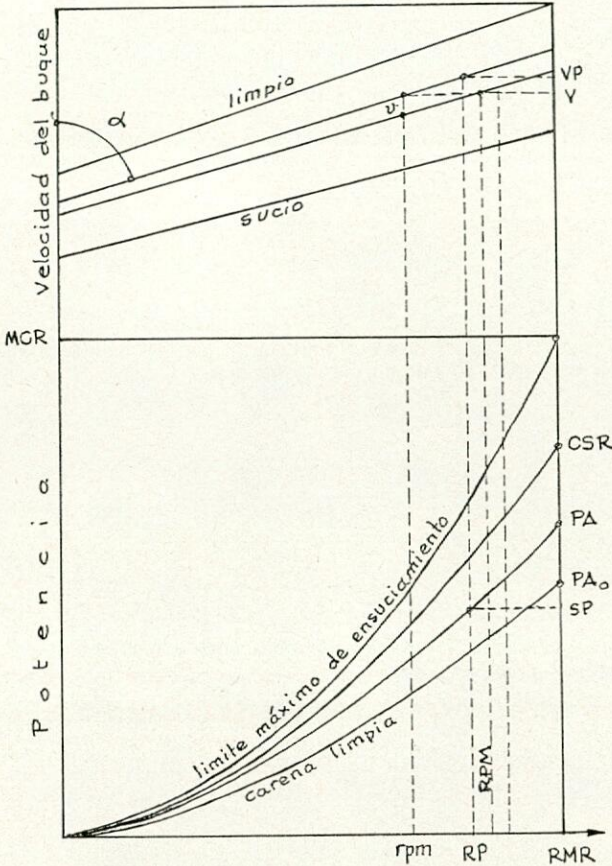


Fig. 5.

además:

$$SP = \Omega \cdot VP^3 \quad (30)$$

y entre (29) y (30) se obtiene:

$$\Omega = \frac{PA}{RMR^3} \cdot \left( \frac{RP}{VP} \right)^3 \quad (31)$$

y como consecuencia:

$$SHP = \frac{PA}{RMR^3} \cdot \left( \frac{RP}{VP} \right)^3 \cdot V^3 \quad (32)$$

pero también se observa que a medida que progresa el ensuciamiento, si se pudiera alcanzar el mismo régimen de giro de la hélice, se obtendría menor velocidad, es decir, si la disminución de ésta es «v», la nueva relación «régimen-velocidad» será:

$$\frac{rpm}{V-v} \quad (33)$$

y si se deseara mantener la velocidad originaria, sería necesario aumentar las revoluciones hasta RPM, de forma que:

$$\frac{rpm}{V-v} = \frac{RPM}{V} \quad (34)$$

y como consecuencia,

$$RPM = \frac{rpm}{1 - \frac{v}{V}} \quad (35)$$

y por tanto la nueva relación «régimen-velocidad» puede expresarse en función de la originaria de la siguiente forma:

$$\frac{RPM}{V} = \frac{\frac{rpm}{V}}{1 - \frac{v}{V}} \quad (36)$$

donde claramente se observa que al aumentar v con el ensuciamiento, también aumenta la relación «Régimen-Velocidad», de forma que:

$$\frac{rpm}{V-v} = \frac{RPM}{V} > \frac{rpm}{V} \quad (37)$$

así que se pueden representar las líneas de funcionamiento del motor y de la hélice en la figura 5, donde se aprecian el sentido de desplazamiento de éstas con el ensuciamiento progresivo y los parámetros sencillos que las determinan.

INDICES DE REFERENCIA SOBRE CONSUMO DE PROPULSION EN EL TRASPORTE MARITIMO

Dos son los fundamentos que servirán de base para el análisis que se va a realizar a continuación, el primero relativo a la proporcionalidad existente entre la potencia propulsora aplicada y la potencia cúbica de la velocidad conseguida con el buque. El segundo fundamento consiste en reconocer la diferencia que existe entre el consumo de un buque por cada tonelada que transporta y el consumo necesario para transportar cada tonelada de una carga total anual que se realiza con un tipo único de buque, y aceptar esta última premisa como la única válida a efectos comparativos desde el punto de vista de consumo energético global.

El primer fundamento dará origen a lo que se llaman índices directos, porque están referidos a un determinado buque, mientras que el segundo fundamento ayudará al establecimiento de los índices llamados relativos, puesto que sirven de base de comparación de transportes realizados en condiciones diferentes, bien por diferencia en la velocidad de operación o en el tamaño de los buques que llevan a cabo el transporte, bien por diferencia en las distancias a navegar para realizar el transporte.

El consumo específico de combustible y en grs/CV hora del motor será la base para el establecimiento del consumo de propulsión. Así se comienza por los INDICES DIRECTOS y, entre ellos, por el más habitualmente utilizado:

El consumo diario de propulsión:

Sin mayor explicación puede decirse que este consumo viene representado por:

$$CD = 24 \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \cdot \Omega V^3 \quad \text{en Tm.} \quad (38)$$

y es útil para la comparación de varias soluciones alternativas de un buque, en relación con el consumo energético, o bien para analizar el incremento de consumo con el ensuciamiento de la carena.

Consumo de propulsión por tonelada de carga transportada.

Si a una velocidad promedio de V nudos se transportan W Toneladas entre dos puertos que distan entre sí D millas, y puesto que, en el flete se encuentra además del viaje en carga, el de retorno para volver a colocar el buque en situación de recibir un nuevo cargamento

para transporte, la distancia total a navegar serán 2D millas, el consumo, que se busca, vendrá expresado por el producto del consumo diario y el número de días de navegación necesarios para la recogida y transporte del cargamento de W Toneladas, luego:

$$CTC = 2 \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \cdot D \cdot \frac{\Omega V^2}{W} \text{ en Tm.} \quad (39)$$

donde pueden distinguirse tres factores:

$\gamma$  = Consumo específico de combustible del MOTOR.

D = Distancia navegada en carga.

$\frac{\Omega V^2}{W}$  = Coeficiente que mide la eficiencia del TRANSPORTE a bordo del BUQUE, en Caballos de Vapor necesarios para transportar una tonelada de carga por nudo de velocidad al nivel de V nudos.

Este índice puede utilizarse para la comparación de consumos energéticos en propulsión entre buques de diferentes tamaños y en diferentes rutas, en análisis puramente técnicos.

— Consumo de propulsión por tonelada  $\times$  milla realizada. Puesto que sólo se computarán las toneladas  $\times$  milla realizadas con el buque cargado, bastará dividir el consumo por tonelada de carga transportada por el número de millas navegadas en carga, es decir,

$$CT \times M = 2 \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \cdot \frac{\Omega V^2}{W} \text{ en Tm.} \quad (40)$$

donde vuelve otra vez a aparecer la influencia del coeficiente de «potencia por nudo y tonelada de carga transportada».

Como puede verse, este índice es independiente de la ruta y puede ser utilizado para la comparación de consumos energéticos en propulsión entre diferentes TAMAÑOS DE BUQUES, desde un punto de vista técnico.

Relación entre los índices directos de consumo de propulsión.

Los tres índices están relacionados entre sí y a través del coeficiente de «potencia por nudo y tonelada de carga transportada» verificándose que:

$$\frac{CTC}{CTXM} = D \quad (41)$$

$$\frac{CD}{CTXM} = 12 \cdot V \cdot W \quad (42)$$

y llamando:

$$\tau = \frac{\Omega V^2}{W} \quad (43)$$

Los índices toman la siguiente forma:

$$CD = 24 \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \cdot \tau \cdot V \cdot W \quad (44)$$

$$CTC = 2 \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \cdot \tau \cdot D \quad (45)$$

$$CTXM = 2 \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \cdot \tau \quad (46)$$

Continuando con los INDICES RELATIVOS, que se establecen sobre la base de llevar a efecto durante el período de un año, una determinada carga anual (CA), se comienza con:

El consumo según sea la velocidad de transporte.

Un buque determinado, capaz de transportar W toneladas de carga por viaje redondo, cuando opera entre dos puertos que distan entre sí D millas, que son navegadas a una velocidad promedio de V nudos, invirtiendo en las

operaciones de carga y descarga un tiempo total de t días, si en el año está fuera de operación durante R días, llega a realizar anualmente un número de viajes N, de forma que:

$$N = \frac{365 - R}{\frac{2D}{24V} + t} \quad (47)$$

y por tanto, anualmente transportará:

$$CA = W \cdot \frac{365 - R}{\frac{D}{12V} + t} \quad (48)$$

Si en lugar de navegar a V nudos, lo hiciera a una velocidad inferior, es decir, v nudos, entonces, la carga que podría transportar él solo sería:

$$ca = W \cdot \frac{365 - R}{\frac{t}{12v} + t} \quad (49)$$

y por tanto, para llegar a transportar CA se necesitarían en total de « $\gamma$ » buques de forma que:

$$CA = \gamma \cdot ca \quad (50)$$

es decir:

$$\gamma = \frac{\frac{D}{12v} + t}{\frac{D}{12V} + t}$$

el consumo anual de combustible para propulsión en el primer caso sería de:

$$CTA = 10^{-6} \cdot \gamma \cdot \Omega V^3 \cdot \frac{2D}{V} \quad (52)$$

$$\cdot \frac{365 - R}{\frac{D}{12V} + t} \text{ en Tm.}$$

y en el caso de los buques lentos:

$$KTA = 10^{-6} \cdot \gamma \cdot \Omega v^3 \cdot \frac{2D}{v} \quad (52)$$

$$\cdot \frac{365 - R}{\frac{D}{12v} + t} \cdot \gamma \text{ en Tm.}$$

y sustituyendo en (53) el valor de  $\gamma$  de (51)

$$KTA = 10^{-6} \cdot \gamma \cdot \Omega v^3 \cdot \frac{2D}{v} \quad (52)$$

$$\cdot \frac{365 - R}{\frac{D}{12V} + t} \text{ en Tm.}$$

y así los consumos son proporcionales a los cuadrados de las velocidades de operación:

$$\frac{CTA}{KTA} = \left( \frac{V}{v} \right)^2 \quad (55)$$

luego el buque lento consume menos que el rápido, aun cuando deba utilizar más flota para el mismo transporte y esta diferencia se cifra en:

$$CTA - KTA = 2 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\gamma \cdot \Omega \cdot D (365 - R)}{\frac{D}{12V} + t} \cdot [V^2 - v^2] \quad (56)$$

Pero al propio tiempo que se produce un ahorro en combustible, aparece un exceso de coste de transporte debido a la mayor flota utilizada. Si este exceso de flota se valorara a precio del mercado de fletes, donde el nivel alcanza la cifra de F pesetas por tonelada de carga, el incremento de coste podría cifrarse en:

$$\frac{W (365 - R)}{D} \left(1 - \frac{1}{v}\right) \cdot F \quad (57)$$

Entonces, la velocidad inferior para la que el exceso que se paga por fletes al excedente de flota utilizada, equilibra los ahorros que se derivan de la operación a «velocidad reducida», será la resultante de la expresión que iguala los valores del coste de transporte anual en cada una de las alternativas, y que, por tanto, es independiente de los gastos fijos anuales, pero depende de los gastos de escala, que representados por  $\xi$ , se llega a la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} (2 \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \cdot \Omega \cdot V^2 \cdot D \cdot P + \xi) \frac{365 - R}{D} &= \\ \frac{365 - R}{12V} + t & \\ = [2 \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \cdot \Omega \cdot v^2 \cdot D \cdot P + \xi + F \cdot W (v - 1)] \cdot & \\ \frac{365 - R}{D} & \\ v \left( \frac{365 - R}{12V} + t \right) & \end{aligned} \quad (58)$$

que convenientemente simplificada, llega a transformarse en la ecuación de tercer grado en «v» siguiente:

$$\begin{aligned} v^3 - \frac{V^3}{D + 12Vt} \left( 12 \cdot t + \frac{F \cdot W - \xi}{2 \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \cdot \Omega \cdot V^3 \cdot P} \right) \cdot & \\ v + \frac{V^3}{D + 12Vt} \left( \frac{F \cdot W - \xi}{2 \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \cdot \Omega \cdot V^2 \cdot P} - D \right) & = 0 \end{aligned} \quad (59)$$

cuya raíz determina el límite inferior de reducción de velocidad para aprovechar las favorables circunstancias de un mercado de fletes deprimido.

Este tipo de operación a «velocidad reducida» sólo es considerable para los armadores que se dedican al transporte de sus propias mercancías.

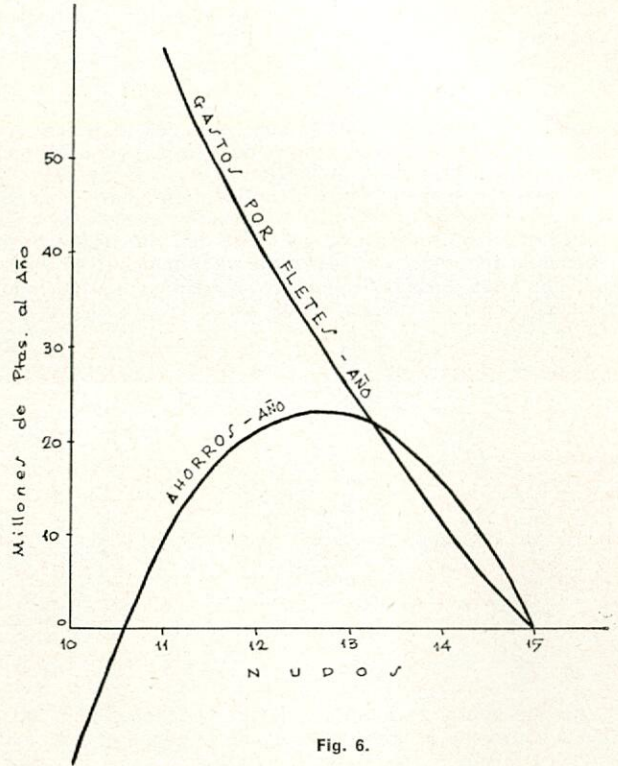
La figura 6 muestra el aspecto de las curvas de AHORROS por operar a «velocidad reducida», así como la de GASTOS POR FLETES, debido a la comparación por éstos de la capacidad de transporte perdido al bajar la velocidad de operación.

El consumo según sea la distancia navegada.

Cuando el buque anterior navega a velocidad promedio de V nudos en dos rutas diferentes, una cubriendo una distancia entre puertos de carga y descarga de «D» millas, y otra con sólo «d» millas, se puede afirmar que la cantidad anual transportada desde orígenes cercanos será:

$$CA = W \frac{365 - R}{\frac{2d}{24V} + dt} \quad (60)$$

mientras que la transportada por un solo buque desde orígenes lejanos será:



$$ca = W \frac{365 - R}{\frac{2D}{24V} + t} \quad (61)$$

luego en la ruta más larga se necesitarán y buques para transportar la misma cantidad que transporta anualmente un solo buque en la ruta más corta, y por tanto:

$$v = \frac{\frac{D}{12V} + t}{\frac{d}{12V} + t} \quad (62)$$

El consumo anual en la ruta larga será:

$$\begin{aligned} CRL &= \gamma \cdot 10^{-6} \cdot \Omega \cdot V^3 \cdot \frac{2D}{V} \cdot \\ & \cdot \frac{365 - R}{\frac{2D}{24V} + t} \cdot \gamma \quad \text{en Tm.} \end{aligned} \quad (63)$$

y en la ruta corta:

$$\begin{aligned} CRC &= \gamma \cdot 10^{-6} \cdot \Omega \cdot V^3 \cdot \frac{2d}{V} \cdot \\ & \cdot \frac{365 - R}{\frac{2d}{24V} + t} \quad \text{en Tm.} \end{aligned} \quad (64)$$

siendo la diferencia de consumos:

$$\begin{aligned} CRL - CRC &= 2 \cdot \gamma \cdot 10^{-6} \cdot \Omega \cdot V^2 (365 - R) \cdot \\ & \cdot \frac{D - d}{d} \quad \text{en Tm.} \end{aligned} \quad (65)$$

de donde se deduce que en el abastecimiento desde orígenes lejanos se consume más combustible que cuando los orígenes son próximos.

El consumo según sea el tamaño del buque.

Se toman ahora dos buques con capacidad de transporte por viaje de  $w$  y  $W$  toneladas de carga, y puesto que en la misma ruta de  $D$  millas entre puertos de carga y descarga, el pequeño cobrará mayor flete que el buque grande y además las plantas propulsoras estarán en relación con el tamaño del buque, y en función de ellas, el consumo de propulsión será diferente, también se suponen distintas las velocidades de operación de cada uno, siendo  $v$  y  $V$ , respectivamente.

Como consecuencia, la carga transportada anualmente el buque mayor será:

$$CA = W \frac{365 - R}{24V} \frac{2D}{24V} + t \quad \text{en Tm.} \quad (66)$$

y la que consigue transportar el pequeño será:

$$ca = w \frac{365 - R}{24v} \frac{2D}{24v} + t \quad \text{en Tm.} \quad (67)$$

Se necesitarán, por tanto,  $\gamma$  buques pequeños para igualar la capacidad de transporte anual del buque grande, así:

$$\frac{W}{D} \frac{1}{12V} + t = \gamma \cdot \frac{w}{D} \frac{1}{12v} + t \quad (68)$$

de donde:

$$\gamma = \frac{W}{w} \cdot \frac{\frac{D}{12v} + t}{\frac{D}{12V} + t} \quad (69)$$

La potencia que precisa el buque grande para navegar a  $V$  nudos será:

$$SHP = \Omega \cdot V^3$$

Y la que necesita el buque pequeño para alcanzar  $v$  nudos será:

$$shp = \Omega \cdot v^3$$

así, pues, la diferencia de consumos de propulsión entre el buque grande y los pequeños será:

$$\Delta = \gamma \cdot 10^{-6} \cdot \Omega \cdot V^3 \cdot \frac{2D}{V} \cdot \frac{(365 - R)}{24V} + t - \gamma \cdot 10^{-6} \cdot \Omega \cdot v^3 \cdot \frac{2D}{v} \cdot \frac{365 - R}{24v} + t$$

o lo que es igual:

$$\Delta = \frac{2 \cdot \gamma \cdot 10^{-6} \cdot D \cdot (365 - R)}{D} \cdot \left[ \frac{\Omega V^2}{W} - \frac{\Omega v^2}{w} \right] W \quad (73)$$

con lo que, para que los buques pequeños consuman más que el grande se debe verificar que:

$$\frac{\Omega v^2}{w} > \frac{\Omega V^2}{W} \quad (74)$$

o también:

$$\frac{v}{V} > \sqrt{\frac{w}{W} \cdot \frac{\Omega}{\Omega}}$$

para mayor facilidad en los razonamientos se ha preparado la figura 7, que se explica a continuación.

Los dos miembros de la expresión (75) presentan la siguiente diferencia profunda. En tanto el primero, es decir, la relación  $v/V$  depende de las condiciones económicas del mercado de fletes, el segundo, representado por el radical, contempla sólo características técnicas de los buques comparados.

Debido a esta diferencia, la figura 7 se representa dividida en tres áreas: la central, que refleja las variaciones del segundo miembro de (75) y que por contemplar las características técnicas de los buques será permanente en todas las comparaciones, y las dos laterales, de las cuales la de la derecha refleja la relación del mercado con la velocidad económica y el fondo anual de gastos fijos con la velocidad operativa, para que tanto armadores independientes como los transportistas de sus propias mercancías puedan hacer sus estimaciones de velocidades sobre los tipos de buques entre los que se desee efectuar la comparación, y con los niveles de ingresos y costes adecuados al momento oportuno; y la de la izquierda, que ayuda al cálculo de  $v/V$  a través de los índices de fletes en los distintos buques.

Conocida finalmente la relación  $v/V$ , quedará definida una línea horizontal en la zona central de la figura 7, que definirá un punto sobre la vertical que represente el tonelaje del buque mayor, pudiendo quedar situado el punto así definido en cada una de las dos zonas en que las curvas, cuyo parámetro es el tonelaje del buque menor, dividen el espacio total central, determinando las áreas en que el buque menor consume MAS o MENOS que el buque mayor.

Puesto que en el mercado de fletes para un mismo tráfico el buque pequeño se cotiza, en general, más que en el buque grande, para un armador independiente, cuya única referencia de beneficios está en el nivel de fletes del mercado, de la figura 7 se deduce fácilmente que el buque grande le produce menores gastos de consumo de propulsión que el pequeño.

Para el armador que transporta sus propias mercancías, puesto que su nivel teórico de fletes será siempre menor que el del mercado, le será útil la comparación a través de la figura 7.

### INFLUENCIA DEL COMBUSTIBLE

El aumento de precio de los crudos petrolíferos conduce a un empeoramiento en la calidad de los combustibles que hoy se utilizan en la propulsión de buques, por la disminución necesaria en la compra anual de crudos, que debe hacerse compatible, bien con la atención a la gran demanda existente de productos ligeros, como es el caso de U.S.A., o a la creciente demanda de ligeros, en Europa, como consecuencia de la necesidad de aumentar el rendimiento económico del barril de crudo.

Este EMPEORAMIENTO de la CALIDAD de los combustibles, tanto en contenido energético de los mismos como por impurezas, afecta a dos áreas importantes de los costes de operación de los buques, tales como los costes de consumo, pues el empeoramiento lleva implícito una disminución del poder calorífico inferior y con ello un AUMENTO del CONSUMO ESPECIFICO, y por otro lado afecta

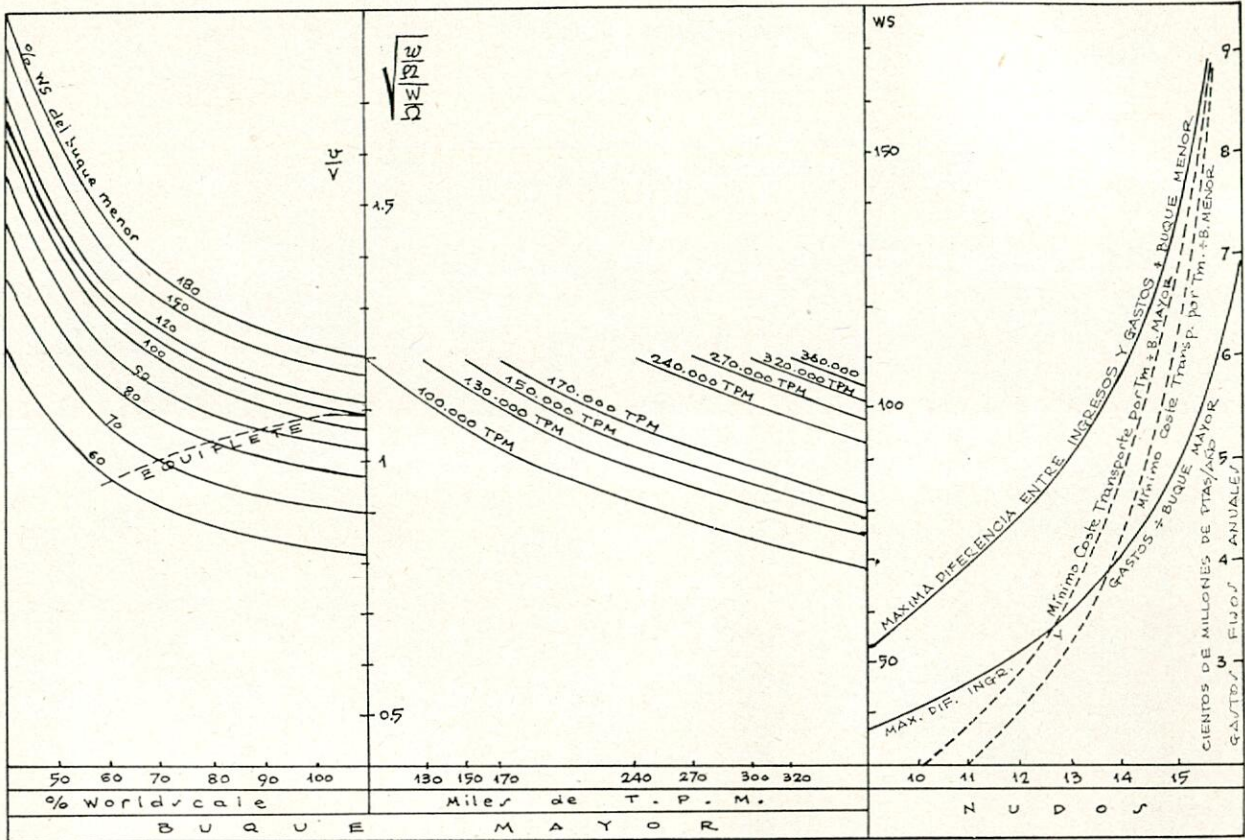


Fig. 7.

a los costes fijos anuales, puesto que AUMENTA el MANTENIMIENTO de las instalaciones y equipos tradicionales debido a los mayores desgastes por mayor contenido de impurezas, e incluso puede llegar a obligar a la instalación de otros nuevos equipos, con objeto de «preparar el combustible de peor calidad para que pueda ser tolerado por el sistema motor propulsor existente, lo que puede significar un AUMENTO de los COSTES de CAPITAL.

Tampoco puede olvidarse que la mayor atención al mantenimiento del equipo propulsor, significa también MAYOR TIEMPO FUERA DE OPERACION de buque, ya que los trabajos en la planta propulsora no pueden ser realizados durante su período normal de funcionamiento.

EL PRECIO de las DIFERENTES CALIDADES de combustibles, fijado de forma muy compleja debido a la multitud de factores a través de los que se pretende definir, aunque de manera muy simplista respecto a las DISTINTAS APLICACIONES de estas diferentes calidades, puede conducir a eliminar competencias entre alternativas de propulsión de un buque, debido a otorgar preferencias reales a través de definiciones de precios ficticios, quizás poco consecuentes con el principio de igualdad de oportunidades de que todas las instalaciones propulsoras deben gozar.

Desde este punto de vista los precios de los combustibles para soluciones alternativas de propulsión podrían definirse a través del siguiente principio:

— Conseguir los mismos «resultados de la operación» en buques de igual tamaño con propulsiones alternativas, manteniendo la misma capacidad de transporte anual, y siendo similares los «gastos del viaje» en ambos buques, en la misma ruta, donde, como es natural, el mercado de fletes no establece diferencia entre los diferentes tipos de propulsión.

No debe olvidarse que ahorrar energía significa también facilitar el consumo de los combustibles residuales de ínfima calidad.

Cuando los parámetros definitorios de un viaje se establecen como se indica a continuación:

Ingresos en el viaje redondo .....	I
Costos fijos anuales .....	F
Gastos de viaje .....	G
Días de duración del viaje redondo ...	$\Delta$
Días de mar (lastre + carga) .....	M
Potencia propulsora a velocidad V ...	$\Omega V^3$
Coste específico del combustible de propulsión .....	P . $\gamma$
Días anuales de operación .....	R

Los costes totales de transporte, en el viaje redondo de un buque serán:

$$C = \frac{F}{R} \cdot \Delta + P \cdot \gamma \cdot \Omega V^3 \cdot M + G \quad (76)$$

Y como consecuencia, el RESULTADO diario de la OPERACION será:

$$B = \frac{I - G}{\Delta} - \frac{F}{R} - P \cdot \gamma \cdot \Omega V^3 \cdot \frac{M}{\Delta} \quad (77)$$

Si ahora se consideran dos buques con igual carena, operando a la misma velocidad, para obtener igual capacidad de transporte en el mismo período, cobrando igual flete en un viaje similar, con igual distancia entre puertos de carga y descarga y, por tanto, con gastos equivalentes de viaje, pero con distintos tipos de motor propulsor, consumiendo cada uno, combustibles de diferente calidad y precio y, sin embargo, debiendo tener AMBOS BUQUES unos RESULTADOS DE OPERACION EQUIVALENTES, aunque sus gastos fijos anuales sean diferentes, por requerir diferen-

tes niveles de mantenimiento en coste y duración de su realización, al igualar en ambos buques los resultados de operación queda,

$$\frac{F_0}{R_0} + P_0 \gamma_0 \Omega V^3 \cdot \frac{M}{\Delta} = \frac{F_1}{R_1} + P_1 \gamma_1 \Omega_1 V^3 \cdot \frac{M}{\Delta} \tag{78}$$

es decir:

$$V^3 \cdot \frac{M}{\Delta} \cdot [P_0 \gamma_0 \Omega_0 - P_1 \gamma_1 \Omega_1] = \frac{F_1}{R_1} - \frac{F_0}{R_0} \tag{79}$$

de donde se puede despejar:

$$P_1 = P_0 \frac{\gamma_0 \Omega_0}{\gamma_1 \Omega_1} + \frac{F_0}{R_0} - \frac{F_1}{R_1} \cdot \frac{\Delta}{\gamma_1 \Omega_1 V^3} \cdot \frac{M}{M} \tag{80}$$

y así resulta que:

- Cuando los costes fijos por día de operación fueran iguales en ambos buques, los precios de los combustibles de propulsión estarían en razón inversa a los consumos diarios de cada uno de ellos, a igual velocidad de operación.
- Al ser diferentes en ambos buques los costes fijos por día de operación, el precio resultante de la hipótesis anterior estaría complementado por un término proporcional a la diferencia de los citados costes fijos diarios, a la relación entre días totales del viaje redondo y los de navegación, e inversamente proporcional al consumo horario de propulsión del buque para el que se está calculando el precio de su combustible de propulsión.

Al aplicar la fórmula (80) a buques de 170.000 TPM se obtiene la figura 8, donde puede apreciarse que entre las velocidades de 10 y 15 nudos, correspondientes a potencias entre 10.000 y 32.000 SHP, la relación de precios de combustibles puede considerarse constante y próxima a:

$$\left( \begin{array}{c} \text{Precio del combustible} \\ \text{para} \\ \text{«TURBINAS»} \end{array} \right) = 0,75 \left( \begin{array}{c} \text{Precio del combustible} \\ \text{para} \\ \text{«DIESEL»} \end{array} \right) \tag{81}$$

COMPARACION DE INSTALACIONES PROPULSORAS CON TURBINA Y DIESEL

Merece la pena reflexionar durante unos instantes, tratando de aclarar cual es el tipo de comparación que se desea realizar y cuales son las bases sobre las que se efectuará.

Puesto que el buque debe ser considerado como el bien que presta un servicio de transporte a su propietario o a sus usuarios, parece que la comparación que se pretende abordar puede resultar más interesante a armadores y fletadores, si se refiere, en vez de a la técnica de funcionamiento, a la economía de los resultados de operación de los dos tipos de buques. Así, pues, se decide realizar esta COMPARACION ECONOMICA sobre la base de que se cuenta con las máquinas motrices de la hélice, proyectadas para obtener los mejores rendimientos térmicos y mecánicos, y que además, en los buques a comparar:

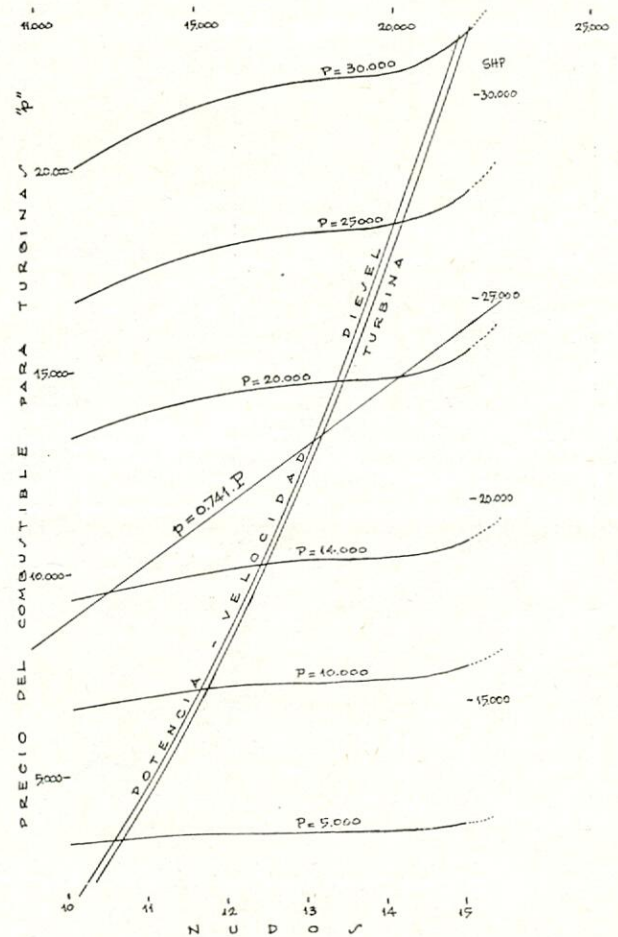


Fig. 8.—Precio del combustible para diesel «P».

Las «bases operativas» son:

- Igualdad de capacidad de transporte por viaje redondo.
- Igualdad de días de operación en el año.
- Igualdad de tiempo en puerto para operaciones de carga y descarga.
- Igualdad en millas navegadas en cada una de las situaciones «carga» y «lastre» del viaje redondo.
- Navegación a «velocidad económica».

Las «bases técnicas» son:

- Igual carena.
- Máximo diámetro de hélice, e igualdad en ambos.
- Igual velocidad máxima, para la determinación del paso de la hélice.

Las «bases económicas» son:

- Igualdad de gastos fijos y diarios.
- Igualdad de Gastos de Escala.
- Igualdad de ingresos por flete en el mismo viaje.
- Precios de combustibles, según la expresión (81) deducida en base a igualdad de Resultados económicos en la operación de los buques.

De acuerdo con estas bases y con lo anteriormente dicho en este trabajo sobre propulsión, se establece el Cuadro, con las características técnicas y económicas aplicables a la comparación de las instalaciones de TURBINA Y DIESEL.

En función de los datos del Cuadro I se prepara la figura 9 que recoge gráficamente las velocidades «económica» y



CUADRO I

DATOS		Símbolo	DIESEL	TURBINA	Unidades				
CARACTERÍSTICAS DE BUQUES	Carga transportada ... ..	W	162.350	162.350	Tm viaje redondo				
	Régimen máximo de hélice ... ..	RMR	103	87	rev. por min.				
	VALORES EQUIVALENTES	Potencia propulsora ... ..	SHP	27.049	26.123	CV			
		Régimen de hélice ... ..	RPM	103	87	rev. por min.			
		Velocidad del buque ... ..	V	14	14	nudos			
	CONSUMOS	Específicos	DIESEL	Aceite de cárter ... ..	$\alpha_1$	1	★	grs/SHP. hora	
				Aceite de cilindros ... ..	$\alpha_2$	0,2	★	grs/SHP. hora	
		Independ. velocidad	Naveg.	TUR.	Aceite lubricante ... ..	l	★	50	litros/día
					Lavado de tanques ... ..	e	200	200	Tm viaje redondo
		Puerto	Agua ... ..	$m_1$	300	300	Tm viaje redondo		
			MM. AA. ... ..	$m_2$	2,5	★	Tm día de puerto		
			Carga/Descarga/Maniobra ... ..	$m_3$	50	50	Tm día de puerto		
		OPERACION	Días anuales fuera de operación ... ..	R	35	35	Días		
	Tiempo en Puerto para } Carga ... ..		t	4	4	Días			
Descarga ... ..									
RUTA Y PUERTOS	Distancia navegada en lastre ... ..	d	10.161		Millas				
	Distancia navegada en carga ... ..	D	10.161	10.161	Millas				
	Gastos de Escala ... ..	E	3.000.000	3.000.000	Ptas. viaje redondo				
PRECIOS DEL CONSUMO	Diésel-oil ... ..	G	22.300	22.300	Ptas/Tm				
	Combustible para propulsión ... ..	$P_1$	11.000	8.250	Ptas/Tm				
	Aceite de cárter ... ..	$P_2$	55,94	★	Ptas/Kg				
	Aceite de cilindros ... ..	$P_3$	74,78	★	Ptas/Kg				
	Aceite de turbinas ... ..	$P_4$	★	63,18	Ptas/Kg				
	Aceite de MM. AA. ... ..	$P_5$	58,88	58,88	Ptas/Kg				
	Agua ... ..	$P_6$	150	150	Ptas/Tm				
MERCADO DE FLETES	Tarifa FLAT ... ..	f	19,24	19,24	\$/L.T.				
	Cambio de divisas ... ..	K	66,87	66,87	Ptas/\$				

«operativa», es decir, la que le produce al armador independiente la mayor diferencia entre ingresos y gastos en un mercado determinado de fletes, y la que le asegura al transportista de sus propias mercancías la operación que le proporciona el menor coste de transporte por tonelada de cargamento, según los gastos fijos anuales del buque, expresando al propio tiempo las características técnicas aplicables a cada situación, identificando con facilidad la potencia propulsora, el régimen de giro de la hélice, el consumo específico del sistema motor y el con-

sumo diario de combustible para propulsión reflejada en la abscisa de la figura.

En ella se observa que para un nivel de mercado de fletes, que se fija en WS80, la velocidad económica para un armador independiente sería, 12, 10 nudos con propulsión «diesel» y 13 nudos con propulsión «turbina», manteniéndose la velocidad de la propulsión a «turbina» por encima de la de la solución alternativa con «diesel», para fletes por encima de los WS40 en el tamaño del buque analizado

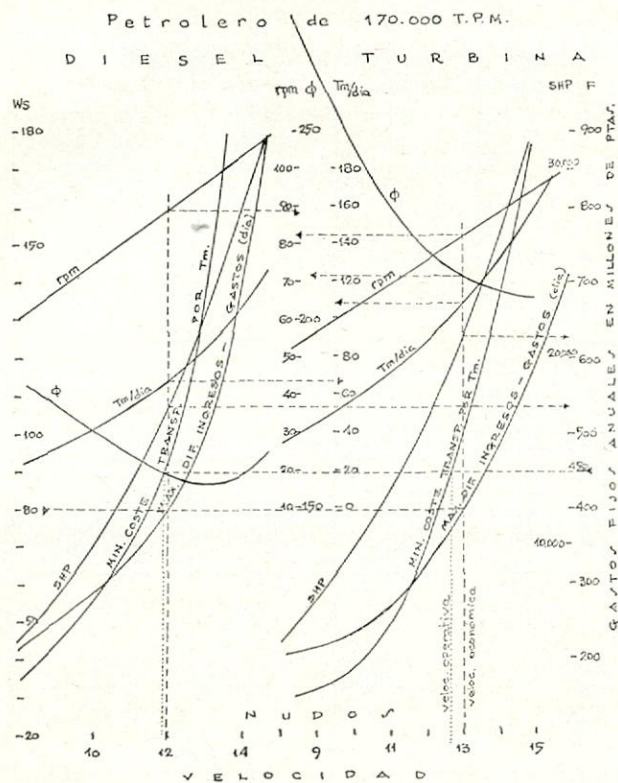


Fig. 9.

y de otra parte, para un transportista de sus propias mercancías, si los costes fijos anuales se fijaran en 450.000.000 pesetas en ambas alternativas de propulsión, el buque DIESEL debería navegar a 12 nudos para alcanzar el mínimo coste de transporte por tonelada de cargamento, mientras que el buque de «TURBINAS» debería navegar a 12,8 nudos para alcanzar el mismo propósito.

También se deduce fácilmente de la comparación a través de la figura 9 que el consumo diario de propulsión en la solución de TURBINAS, supera en CUARENTA toneladas al consumo del buque propulsado por «diesel», y que las potencias propulsoras en ambas soluciones son muy similares en toda la gama de velocidades, aunque con ligera ventaja para las «turbinas».

Es, pues, un hecho que un buque DIESEL consume menos combustible aunque de mejor calidad y como consecuencia más caro que el mismo buque, propulsado por TURBINAS, que consume combustible de peor calidad que el anterior y por ello más económico, si ambas plantas deben considerarse al mismo nivel en cuanto a costes de MANTENIMIENTO ya que las impurezas de los combustibles y en general, su baja calidad, afecta al buque de turbinas en las CALDERAS y al propulsado por motores diesel, además de afectarle a las CALDERAS también le perjudican en el propio MOTOR.

Pero además sería interesante comprobar que ocurre con los beneficios directos de la operación de ambos buques con soluciones alternativas, y para ello se han preparado las figuras 10 y 11 y, con objeto de poder apreciar la influencia, sobre estos beneficios (Resultado de la operación), del precio del combustible para «turbinas», la figura 12.

Al igual que en la figura 9, también en las 10 y 11 se hace referencia concreta para cada velocidad, a la necesaria potencia propulsora, régimen de giro correspondiente de la hélice, consumo específico y consumo diario de propulsión, pero al comparar los «beneficios» obtenidos con DIESEL y TURBINAS al mismo nivel de fletes, WS80, con el que se hizo la comparación sobre la figura 9, se observa que el conseguido con la instalación DIESEL, a 12,10 nudos, es de 100.000 ptas./día, mientras que en TURBINAS, a 12,10 nudos sería de unas 130.000 ptas./día y a

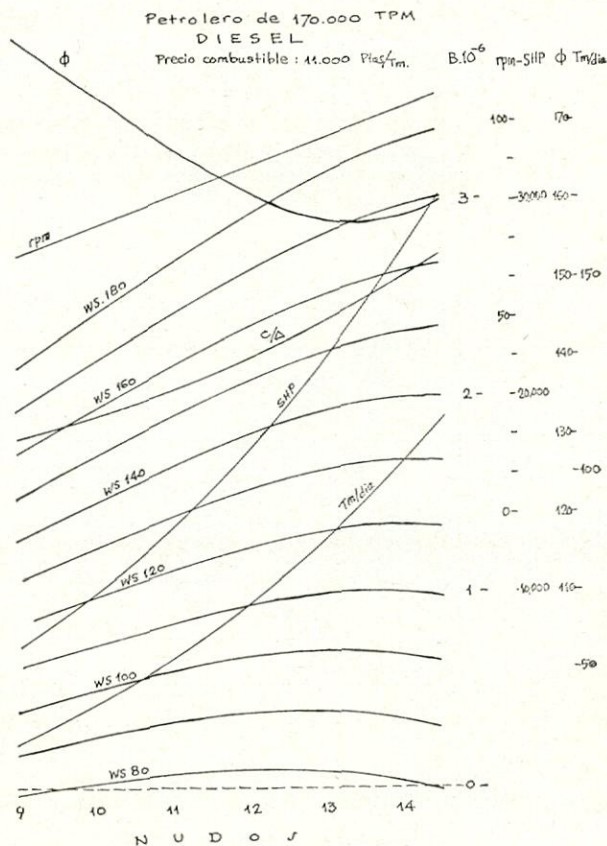


Fig. 10.

Petrolero de 170.000 T.P.M. TURBINAS Precio combustible: 10.200 Ptas/tm

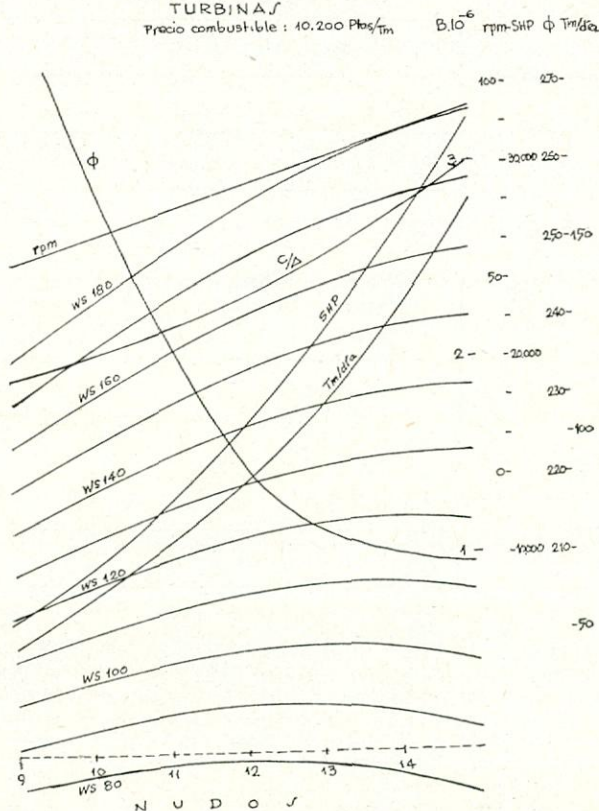


Fig. 11.

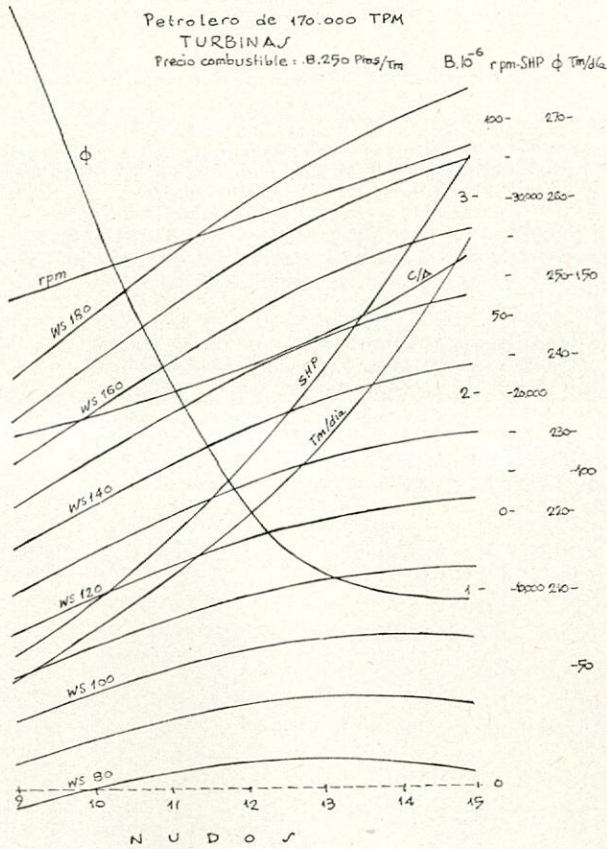


Fig. 12.

13 nudos, donde se consigue la mayor diferencia entre ingresos y gastos por día de operación, se llega a la cifra de 160.000 ptas./diarias.

Aparentemente aparece una contradicción que consiste en que la TURBINA consume más, cada día, que el DIESEL y, sin embargo, gana más por día de operación, a pesar de la fuerte diferencia de las cuarenta toneladas de combustible diario y del precio elevado de los combustibles, pero para establecer la comparación correcta no hay que olvidar que:

- Con turbinas se navega a mayor velocidad, según se desprende de la figura 9 para el mismo nivel de fletes, y esto ayuda a hacer más viajes en el mismo tiempo y, por tanto aumentar los ingresos, que ayudan a compensar los mayores gastos.
- Cuando se navega a igual velocidad con DIESEL o TURBINAS, esta solución lo hace con combustible más barato y, por tanto, esta diferencia de precio compensa el mayor consumo de combustibles de muy inferior calidad, a igualdad de coste de mantenimiento, con lo que la diferencia de beneficios entre ambas soluciones llega a ser poco importante.

Repetidos todos los cálculos que dieron origen a la figura 11, en que el precio del combustible de propulsión se fijó en 8.250 ptas./Tm., pero con un precio nuevo de combustible de 10.200 ptas./Tm. se obtuvieron los resultados que se reflejan en la figura 12. En ella, y para el nivel de fletes WS80, que se ha tomado como referencia en la compensación, se observa que el «beneficio» positivo de la figura 11 se transforma en «beneficio» negativo, es decir, PERDIDA, en toda la gama de velocidades, lo que pone bien de manifiesto la poderosa influencia del precio del combustible de propulsión en los «beneficios» de la alternativa de TURBINAS y como consecuencia en la comparación de TURBINAS y DIESEL.

CONCLUSIONES

Como resumen de todo lo anterior y en favor de la claridad, aun a riesgo de hacer resaltar entre las aportaciones del estudio conceptos muy conocidos, se puede decir que si se desea ahorrar energía en la propulsión de buques será preciso actuar, en la medida de las posibilidades del armador, tanto en la etapa de proyecto del buque como en la operación del mismo, e incluso teniendo en cuenta en esta última etapa si el buque presta un servicio de transporte a mercancías propias o ajenas a su armador, puesto que esta consideración define la velocidad de operación del buque, ligada estrechamente con el consumo de propulsión.

Así, en la etapa de proyecto se debe considerar:

- La búsqueda de la carena más adecuada a las condiciones comerciales del buque, a través de ensayos hidrodinámicos con modelos reducidos de forma de conseguir el menor valor de la relación resistencia/cuadrado de la velocidad del buque, y la utilización de la carena donde EHP/V sea mínimo.
- Puesto que la relación  $K_T/J^2$  determina el nivel de rendimiento asequible de la hélice en aguas libres, se cuidará que:
  - ★ El diámetro de la hélice sea máximo.
  - ★ La velocidad de entrada en el disco de la hélice sea máxima, a la que puede contribuir una tobera situada a proa de la hélice.
- Los regímenes de giro del motor, la hélice deben coordinarse de forma de poder acceder al máximo rendimiento posible de ésta.
- Dos soluciones alternativas y equivalentes para propulsión, pero con diferentes regímenes de giro de sus hélices para una misma carena, serán aquellas que con el máximo diámetro de hélice permitido por el codaste, igual en ambas, proporcionen la misma velocidad al buque, es decir, mantengan constante la relación V/D.
- Conviene distinguir entre la «potencia propulsora a instalar» en el buque, de aquella otra «potencia para operar a velocidad económica», pues así como aquella es independiente del mercado de fletes, esta última está íntimamente ligada a él.

Y en la etapa de operación del buque es útil conocer que:

- Un índice adecuado para medir el ensuciamiento es el representado por:

$$\frac{K_T}{J^2} (1 - \omega)^2$$

cuya vigilancia requiere una recogida sistemática de datos, a bordo del buque, durante el viaje y un análisis de los mismos por un centro especializado, que como compensación por la aportación de datos recibida, que enriquece su conocimiento, podría facilitarse, a bajo coste, el análisis de los datos a quien los aporte.

- No sólo conviene vigilar el ensuciamiento de la carena, sino que puede ser también muy rentable vigilar y evitar el ensuciamiento de la hélice.
- La potencia propulsora para conseguir con el buque una velocidad determinada es proporcional al cubo de esta velocidad, variando la constante de proporcionalidad con su ensuciamiento en el mismo sentido.
- Esta constante de proporcionalidad, citada últimamente, es base del coeficiente que mide la eficiencia del transporte marítimo, formado por el producto de esta constante por el cuadrado de la velocidad del buque y dividido por la cantidad de carga que puede transportar, es decir, la potencia de carga, por nudo de velocidad, cuando ésta tiene el nivel V. Este índice permite la

comparación de consumos energéticos en propulsión entre buques de diferentes tamaños y en diferentes rutas.

- Los índices de consumo diario de propulsión, el de consumo por tonelada transportada y el de consumo por tonelada x milla, están directamente relacionados y sólo deben ser utilizados a efectos comparativos del consumo de la instalación propulsora desde un punto de vista técnico, pero no de operación de buques que transportan mercancías ajenas.
- En general, el concepto de «velocidad reducida» sólo tiene aplicación a buques que transportan «mercancías propiedad de sus armadores». Esta velocidad reducida depende de las condiciones de mercado de fletes, pero para conseguir MINIMIZAR EL COSTE DE TRANSPORTE, mientras que el caso del «armador independiente», su velocidad de operación depende del nivel de fletes para conseguir MAXIMIZAR SU BENEFICIO.
- El consumo anual de propulsión, para buques de igual tamaño, es mayor cuanto mayor es la distancia navegada en cada viaje redondo.
- Para un «armador independiente», el buque grande le produce menores gastos de consumo de propulsión que

el buque pequeño, operando cada uno a su velocidad económica.

- Los precios de las diferentes calidades de combustibles tienen una incidencia importante en la competitividad de instalaciones propulsoras alternativas DIESEL-TURBINAS, de forma que cuando la diferencia de precios entre calidad es pequeña, los gastos de mantenimiento, que son menores cuanto mejor es la calidad del combustible utilizado, favorecen la UTILIZACION PREFERENTE de combustibles de MEJOR CALIDAD, en detrimento del consumo de los de peor calidad, cuyas aplicaciones no son muy numerosas.

Actualmente, la relación de precios entre combustibles de calderas y motores lentos de combustión interna debería estar en la relación de 3 a 4, para equiparar los resultados económicos de ambos sistemas de propulsión.

Para concluir, se puede decir que ahorrar energía no sólo es necesario, sino posible; que ahorrar energía es también tener acceso al consumo rentable de los combustibles de peor calidad y, fundamentalmente, que ahorrar energía, lejos de significar consumir menos, es CONSUMIR MAS EFICIENTEMENTE.

(Viene de la pág. 447.)

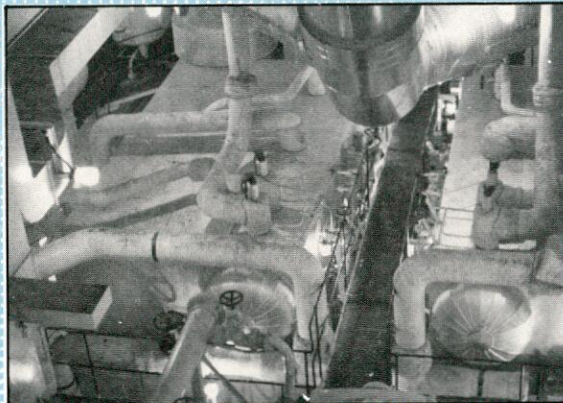
16. RIDGELEY-NEVITT, C.: «The Resistance and High Displacement-Length Ratio Trawlers Series». Trans. SNAME 1967.
17. TAKAGI, A., y otros: «Graphics Methods to Powering Fishing Vessels Calculus». Department of Naval Architecture. Tokyo University, 1950.
18. DOUST, D. J.: «Optimised Trawler Forms». Ship Rep. 37. National Physical Laboratory.
19. MANDEL, P.: «Some Hydrodynamics Aspects of Appendage Design». Trans. SNAME 1953.
20. HARVALD: «Wake Merchant Ships».
21. VAN LÄMMEREN, W. P.: «Resistance, Propulsion and Steering of Ships». The Technical Publishing Company H. Stam-Haarlem-Holland, 1948.
22. SINOBAD, H.: «La Propulsión de Pesqueros». Traducción de Alvaro González de Aledo. «Ingeniería Naval» núm. 249.
23. CRESPO, R.: «Hélices para Pesqueros y Remolcadores». «Ingeniería Naval», 1967.
24. O'DOGHERTY, P.: «El Empleo de Toberas para la Propulsión de Pesqueros en Arrastre». Revista ROTACION núm. 51.
25. O'DOGHERTY, P., y CASAS, J.: «Consideraciones Hidrodinámicas en la Explotación Económica de los Buques». XVIII Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval. Jerez, 1979.
26. O'DOGHERTY, P.: «Comportamiento en la Mar de Buques Pesqueros». IX Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval. Vigo, 1973.
27. NUÑEZ BASAÑEZ, J. F.: «Resistencia, Propulsión y Proyecto de Hélices de Buques Pesqueros». Curso de Capacitación F. A. O./NO-RUEGA. Guayaquil, enero-abril 1980.
28. NUÑEZ BASAÑEZ, J. F.: «Resultados Obtenidos en Arrastreros con Hélices en Tobera». «Ingeniería Naval». Publicación número 53 del Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo.
29. KRISTINSSON, G. E., y DOUST, D. J.: «Stern Trawler Designs». «Marine Technology», abril 1968.
30. VAN LÄMMEREN, W. P.: «The Wageningen B-Screw Series». Trans. SNAME 1957.

# ESTA ES NUESTRA APORTACION AL AHORRO ENERGETICO EN LA EXPLOTACION DE BUQUES

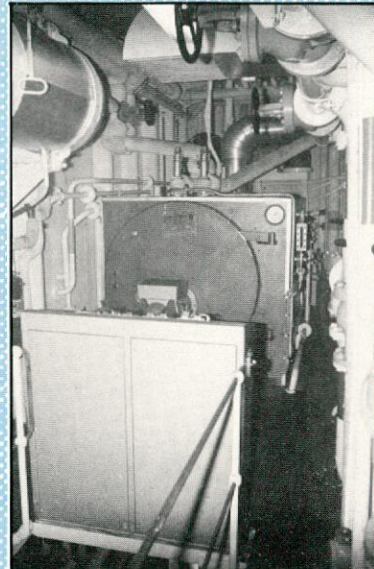
## CALDERAS DE VAPOR DE ALTO RENDIMIENTO TERMICO

Acuatubulares : **VULKAN y MINOR**  
Licencia : **Eckrohrkessel (Berlin)**

Pirrotubulares : **MULTIPAC**  
Licencia : **Clarke Chapman-Thompson  
Cochran (Glasgow)**



B/"Campodola" - CAMPSA 2 x 15 T/hora



Serie 26 arrastreros - CUBAPESCA 2 T/hora



### CAPACIDADES

De 400 a 50.000 Kg/hora

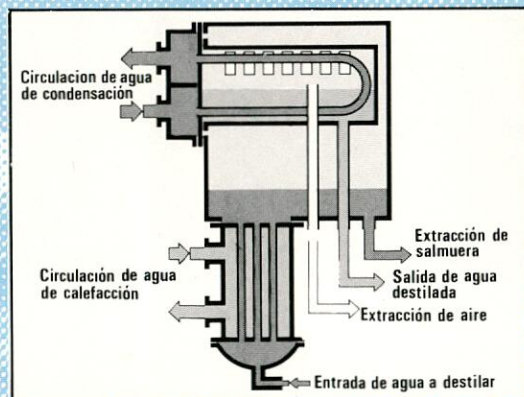
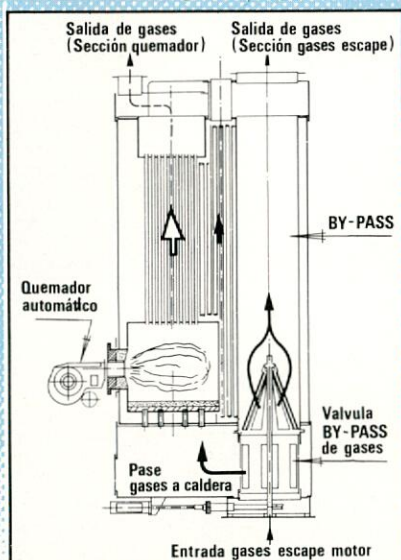


De 500 a 19.500 Kg/hora

## UNIDADES DE APROVECHAMIENTO DEL CALOR RESIDUAL

Calderetas "COMMODORE" de  
exhaustación y mixtas

Generadores de agua dulce "VULPAC"



### CAPACIDADES

De 2 a 200 T/dia



De 500 a 15.000 Kg/hora



# FACTORIAS VULCANO

Enrique Lorenzo y C<sup>ia</sup>, S. A. VIGO - ESPAÑA

Teléf. 986-217501

Telex 83049 ELCSA

Apartado 1507

Dirección comercial: Zurbano, 73 MADRID - 3 Teléfs. 91-4416954 - 91-4416754

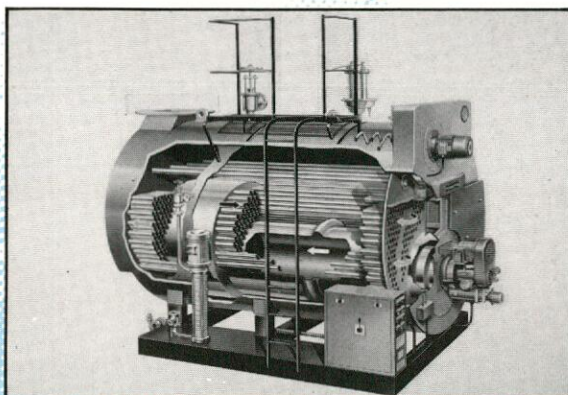
PLANTAS SEPTICAS E INCINERADORES - LICENCIA FREDRIKSSTAD (NORUEGA)

# ESTA ES NUESTRA APORTACION AL AHORRO ENERGETICO EN LA INDUSTRIA

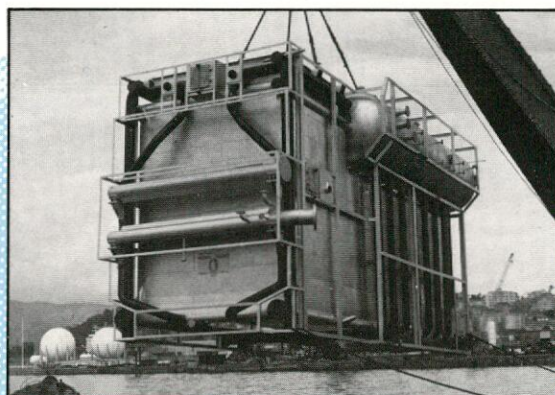
## CALDERAS DE VAPOR Y AGUA SOBREALENTADA DE ALTO RENDIMIENTO TERMICO

Piro tubulares: MULTIPAC y CALPAC  
Licencia: Clarke Chapman-Thompson  
Cochran (Glasgow)

Acuotubulares: ERK  
Licencia: Eckrohrkessel (Berlín)



Multipac — Corte en sección



Aceprosa — Bilbao. 50 T/hora de vapor

### CAPACIDADES

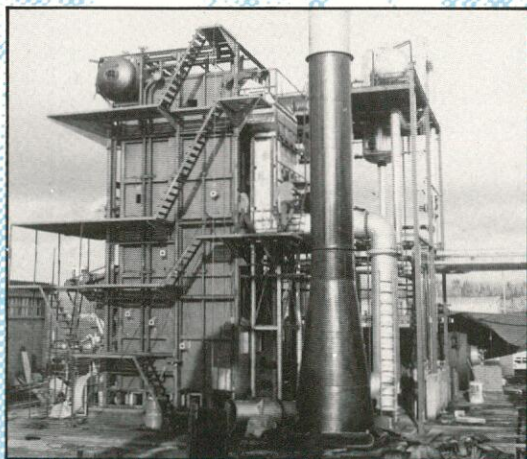
Vapor: De 500 a 35.000 Kg/hora  
Agua sobrecalentada.:  
De 1 a 10,5 x 10<sup>6</sup> Kcal/hora

De 400 a 100.000 kg/hora  
De 1,75 a 140 x 10<sup>6</sup> Kcal/hora

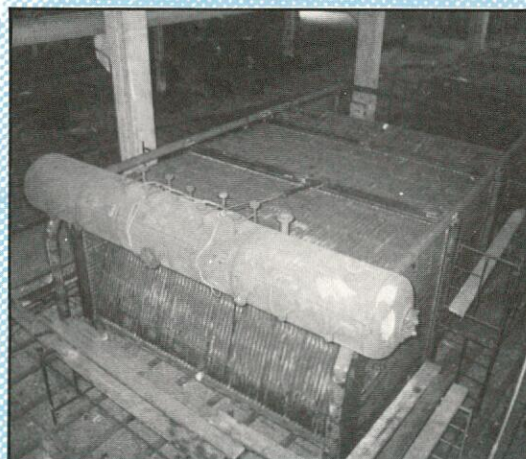
### APROVECHAMIENTO DE SUBPRODUCTOS

Calderas ERK para utilización  
de combustibles residuales

Calderas ERK de recuperación  
de calor residual



Orember — Orense  
Combustión 5 T/hora residuos de madera  
Producción 15 T/hora de vapor



Planta Incineradora  
Palma de Mallorca  
Producción 14 T/hora de vapor



## FACTORIAS VULCANO

Enrique Lorenzo y C<sup>ia</sup>, S. A. VIGO - ESPAÑA

Teléf. 986-217501

Telex 83049 ELCSA

Apartado 1507

Dirección comercial: Zurbano, 73 MADRID - 3 Teléfs. 91-4416954 - 91-4416754

## BARCOS

### LOS PRECIOS DE LOS BUQUES

Como viene siendo habitual, la revista «Fairplay» ha publicado su comentario sobre la evolución de los precios de los buques hasta finales de junio del presente año, cuyo contenido transcribimos a continuación: Cualquier estimación del precio real de un buque debe estar relacionada con la situación financiera en el país en que el buque va a ser construido, aunque hasta ahora los astilleros europeos y japoneses ofrecían condiciones de financiación de acuerdo con las recomendaciones de la OCDE. Por desgracia para la industria de la construcción naval mundial, relativamente pocos países aceptan contratos de nuevos buques en los que las disposiciones monetarias estén en línea con las normas de la OCDE, si bien los astilleros japoneses y el Banco de Exportación-Importación de Japón las cumplen rigurosamente.

En condiciones normales el coste real de un buque—comparado con el precio ofertado— es la cantidad total de dinero pagada por el astillero por la mano de obra aplicada, materiales, maquinaria principal y auxiliar y todos los equipos auxiliares. La diferencia entre el coste real de construcción de un buque y el precio ofertado ha continuado, reduciéndose durante los seis meses pasados, aunque la situación favorece al comprador que conoce su posición y solicita diversas ofertas con el fin de escoger la más atractiva, así como la promesa de la entrega del buque en la fecha requerida.

En la estimación del coste de construcción de los tres buques estándar «Fairplay» sólo se consideran cuatro variables importantes: acero, maquinaria principal y auxiliar, mano de obra y gastos generales del astillero, junto con un margen de beneficio, que usualmente es un 5 por 100. Naturalmente, existen otros gastos que deben considerarse, tales como el coste de la clasificación, inspección y seguro, pero la cifra es pequeña en comparación con los cuatro grupos principales de coste.

Los costes estimados de los buques «Fairplay» se basan en la información obtenida de astilleros del Reino Unido, Escandinavia, Europa y Japón, pero no se tienen en cuenta las ofertas procedentes de astilleros de Estados Unidos, los países del COMECON y Corea del Sur, ya que los precios cotizados son demasiado altos o bajos para ser considerados. No se efectúa ningún descuento por el beneficio de contratos en serie, multas, cláusulas de revisión, condiciones especiales de crédito, tipos de interés o subsidios financieros. Se supone que los buques se entregan un año después de la firma del contrato y que el pago se efectúa en el momento de la entrega. Los datos recibidos se convierten en libras esterlinas un mes antes de la publicación de los precios de los buques hipotéticos. Hace cincuenta años el precio estimado del que entonces era el más pequeño de los buques hipotéticos «Fairplay» —un carguero de vapor de 7.500 TPM, con una sola cubierta— era de 48.000 libras, y este buque habría tenido una velocidad en servicio de 9 nudos, con un consumo diario de carbón de 18 toneladas. Aunque el tamaño de este buque ha aumentado ligeramente (ahora es un shelter abierto/cerrado de 11.000/13.000 TPM), su coste estimado ha aumentado hasta 6 millones de libras, lo que supone un incremento del orden del 1.000 por 100.

Las características principales del carguero «Fairplay» son las siguientes: 11.000/13.000 TPM; eslora total, 140,2 metros; manga, 18,28 m.; puntal, 12,18 m., y calado, 9,14 m. Está propulsado por un motor diesel de 7.000 BHP, acoplado directamente a una hélice de 4 palas fijas, pudiendo alcanzar una velocidad en servicio de 15 nudos. Se supone que los escantillones del casco, la maquinaria principal y auxiliar y los equipos del buque cumplen

con las exigencias de las principales sociedades de clasificación y normas de seguridad internacionales. Dispone de alojamientos para una dotación de 35 personas, que hoy se considera elevada, pero es la cifra que se ha usado durante las dos últimas décadas. La cámara de máquinas no dispone de los equipos necesarios para el funcionamiento desatendida, pero el motor principal puede controlarse desde el puente.

El precio estimado de este buque es de 6.000.000 de libras frente a 5.850.000 libras el 1 de enero de este año.

	Precio Libras	LIBRAS/TPM	
		Shelter Cerrado	Shelter Abierto
31 diciembre 1972 ... ..	2.000.000	153,85	181,81
31 diciembre 1973 ... ..	2.800.000	215,38	254,54
31 diciembre 1974 ... ..	3.700.000	284,61	336,36
31 diciembre 1975 ... ..	4.150.000	319,23	377,27
31 diciembre 1976 ... ..	4.400.000	338,46	400,00
31 diciembre 1977 ... ..	4.700.000	361,15	427,27
31 diciembre 1978 ... ..	5.000.000	384,61	454,54
31 diciembre 1979 ... ..	5.500.000	423,08	500,00
30 junio 1980 ... ..	5.750.000	442,30	522,72
31 diciembre 1980 ... ..	5.850.000	450,00	531,81
30 junio 1981 ... ..	6.000.000	461,15	545,45

Aunque la descripción del granelero de «tamaño manejable» se aplica a los buques de este tipo con un tamaño entre 18.000 y 45.000 TPM, por sencillez, el granelero hipotético «Fairplay» se mantiene en 25.000 TPM. Este buque está propulsado por un motor diesel lento de 9.000 BHP, acoplado directamente a una hélice de cuatro palas fijas, pudiendo alcanzar una velocidad en servicio de 16 nudos. No dispone de equipo de carga y cumple con los reglamentos de las principales sociedades de clasificación y las normas de seguridad internacionales.

El coste estimado de este buque es de 8.500.000 libras, frente al de 8.250.000 libras seis meses antes.

	Precio Libras	Libras/TPM
31 diciembre 1977 ... ..	6.800.000	272
31 diciembre 1978 ... ..	7.250.000	290
31 diciembre 1979 ... ..	7.900.000	316
30 junio 1980 ... ..	8.200.000	328
31 diciembre 1980 ... ..	8.250.000	330
30 junio 1981 ... ..	8.500.000	340

De los tres buques hipotéticos «Fairplay» el portacontenedores es el más difícil de estimar su coste, debido principalmente a que requiere mucha mano de obra para su construcción y una cantidad considerable de trabajo de acero. El tamaño más popular de buque portacontenedores, a la vista de los contratos firmados en los últimos doce meses, está entre 22.000 y 26.000 TPM, que cubre al portacontenedores estándar de 25.000 TPM. Este buque puede transportar 1.200 contenedores TEU, 400 de ellos refrigerados.

Aunque inicialmente no se hacía referencia al tipo de motor propulsor, puede ser un motor diesel Sulzer de 9 cilindros, u otro motor lento equivalente, de una poten-

cia máxima continua de 30.000 BHP, para que el buque alcance una velocidad en servicio de 22 nudos al 85 por 100 de dicha potencia. La energía eléctrica es suministrada por cuatro grupos generadores de 1.000 KW. Basándose en la información de nueve fuentes en cuatro países se ha estimado que el precio de este buque, con un juego de contenedores es de 29.800.000 libras, frente a 29.200.000 libras seis meses antes.

AÑO	Precio Libras
1976 (diciembre) ... ..	26.000.000
1977 (diciembre) ... ..	27.500.000
1978 (diciembre) ... ..	28.200.000
1979 (diciembre) ... ..	28.700.000
1980 (junio) ... ..	29.000.000
1980 (diciembre) ... ..	29.200.000
1981 (junio) ... ..	29.800.000

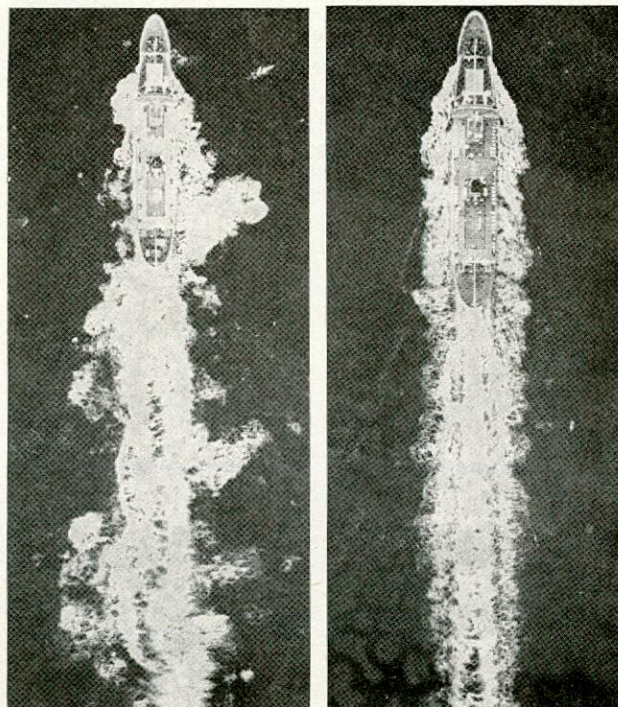
El precio medio de un contenedor normal ha aumentado a 2.700 libras y el de un contenedor refrigerado a 3.800 libras, si bien estos precios, que corresponden a contenedores fabricados en Estados Unidos, Europa y Japón pueden reducirse comprándolos en Corea del Sur, Yugoslavia o China.

**NUEVO BULBO DE POPA**

El grupo Kawasaki Heavy Industries, Ltd., ha realizado, bajo la dirección del profesor T. Inui, de la Universidad de Tokio, autoridad destacada en la teoría de la resistencia por formación de olas, el desarrollo de un proyecto de bulbo de popa para reducir la potencia propulsiva de un buque.

Con el bulbo de popa (Stern End Bulb-SEB), que está situado en una posición central en la popa del buque en la flotación en carga, se pretende conseguir una disminución de la potencia propulsiva al reducirse en dicha zona tanto la resistencia por formación de olas como la resistencia por formación de remolinos mediante la interferencia entre las olas generadas por el cuerpo de popa y el bulbo.

La disminución de la resistencia por formación de olas es función de la reducción en la altura de las olas de



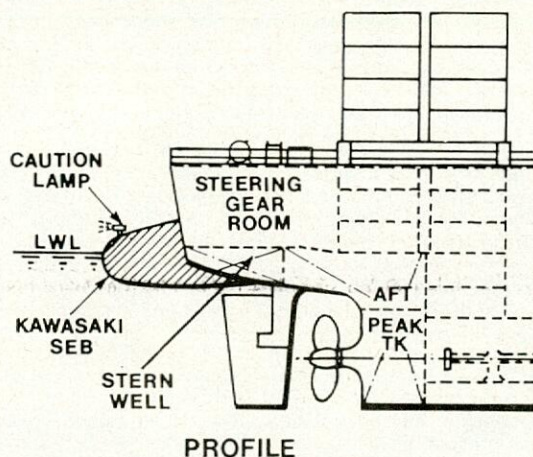
Sin bulbo de popa

Con bulbo de popa

popa y la disminución de la resistencia por formación de torbellinos estará afectada por la resistencia del propio bulbo, por lo que algunos factores son particularmente importantes en el proyecto. Por ejemplo, el calado a popa afecta a la posición y altura de las olas de popa y, por tanto, a la efectividad del sistema. De forma similar, la velocidad del buque afectará a la altura de las olas de popa y la forma de la popa afectará tanto a la altura de las olas como a la resistencia por formación de torbellinos.

Por tanto, el bulbo de popa no puede trabajar de una forma efectiva, salvo que se elijan, para cada buque específico, el tamaño adecuado, la forma y la posición. Según Kawasaki, la acción del bulbo de popa es más complicada que la del de proa, puesto que está más afectada por la viscosidad del fluido.

Por ello, la gama de tipos de buques que pueden beneficiarse de un bulbo de popa es más limitada que los que pueden usar el bulbo de proa. Puesto que el calado y la velocidad afectan de forma importante al funcionamiento del bulbo, los buques que probablemente se beneficiarán más de dicho apéndice serán los buques de velocidad relativamente alta, que requieren sólo pequeñas variaciones en el calado. Los buques portacontenedores parece que serán candidatos adecuados, aunque hasta el presente sólo se ha instalado en buques de pasaje. El tamaño de un bulbo de popa para tales buques será de un 2 a un 3 por 100 de la eslora del buque y, según Kawasaki, reducirá la potencia propulsiva en un 4-7 por 100, dependiendo de la forma particular del casco y la velocidad del buque. Los coeficientes de propulsión permanecerán virtualmente inalterables por la instalación.



Durante las pruebas del primer buque que lleva bulbo de popa, el «Sutoretia Maru», efectuadas a principios de este año, se ha obtenido una reducción del 5 por 100 en la potencia propulsiva cuando el buque navegaba a una velocidad de servicio de 20,3 nudos.

Los datos de las pruebas de mar del segundo buque que lleva instalado el bulbo de popa, el «Ogasawaru Maru», han mostrado una reducción de potencia de casi el 6 por 100 durante una corrida de ocho horas. Según la citada empresa, la adición de un bulbo de popa en un buque portacontenedores típico, que tenga un coeficiente de bloque de 0,57, reducirá su resistencia al avance en un 7 por 100. En un buque de este tipo de una capacidad de 1.600 contenedores, con un motor principal de 36.000 BHP, se conseguiría una reducción de al menos un 5 por 100 en la potencia propulsiva, lo que supondría un ahorro estimado de fuel de 1.800 toneladas anuales.

La maniobrabilidad del buque se verá afectada por la presencia de un bulbo en popa, puesto que actuará como un talón de quilla fijo. El área del perfil sumergido es del orden de la mitad de la del timón y, por tanto, se experimentará un ligero incremento en el diámetro del círculo de evolución, aunque también se conseguirá una mejora en la estabilidad de ruta. Cuando el buque navegue bajo el control de un piloto automático, sirve para reducir el



grado de guiñada y, por tanto, el movimiento del timón será menor, tanto en tamaño como en frecuencia. Esto permitiría un ahorro en la potencia del orden de 1-2 por 100.

Para el diseño estructural del bulbo se tienen en cuenta las cargas verticales resultantes de la flotabilidad, gravedad y movimiento del buque, las fuerzas laterales debi-

das al flujo del agua durante las maniobras de gobierno y las generadas por las olas de través y los movimientos de guiñada.

Las características particulares de los tres buques en los que se ha montado hasta la fecha el bulbo de popa son las siguientes:

Nombre del buque	«Sutoretia Maru»	«Ogasawaru Maru»	«Nishiki Maru»
Tipo de buque	Pasaje	Pasaje/carguero	Ferry
Registro bruto	3.709	3.553	7.537
Eslora total (sin bulbo)	110,95 m.	110,50 m.	140,85 m.
Eslora total (con bulbo)	111,50 m.	111,20 m.	145,00 m.
Eslora entre perpendiculares	100,00 m.	100,00 m.	128,00 m.
Manga	15,20 m.	15,20 m.	22,40 m.
Puntal	6,20 m.	6,20 m.	8,00 m.
Calado	4,75 m.	4,75 m.	5,78 m.
Potencia	2 × 5.800 BHP	2 × 5.800 BHP	2 × 10.000 BHP
Ahorro de potencia en pruebas	5-6 %	5-7 %	3-4 %
Ahorro de potencia en servicio	—	6 %	—

**SUBEN LOS PRECIOS EN JAPON**

La Oficina de Buques del Ministerio de Transportes de Japón ha indicado recientemente que los contratos firmados en el curso del primer semestre del ejercicio fiscal en curso marcaban un aumento del orden de un 15 por 100 en los precios de los buques. El precio medio calculado por tonelada de registro bruto para los buques contratados por los armadores japoneses ha pasado desde el 30 de septiembre de 1980 a la misma fecha de 1981 de 153.000 yens a 193.000 yens, o sea un aumento del 26 por 100. Sin embargo, esta cifra debe ser ponderada para tener en cuenta el contrato de dos metaneros para armadores nacionales, cuyos elevados precios aumentan el precio medio por tonelada.

Para la exportación, el precio medio por tonelada de registro bruto ha pasado de 185.000 yens a 212.000 yens, o sea un aumento del 15 por 100. Calculado sobre la base de las toneladas de registro bruto compensadas, el precio ha pasado de 302.000 yens a 369.000 yens, o sea un aumento del 22 por 100 (100 yens = 44,5 pesetas).

**TRANSPORTE DE LODOS DE CARBON Y FUEL**

Dos sociedades japonesas, la Nippon COM y los astilleros Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., han estudiado conjuntamente las especificaciones de un transporte de lodo de petróleo y carbón (coal-oil mixture). La Nippon COM ya ha realizado con éxito experiencias de utilización de este nuevo tipo de carburante para la producción de electricidad, utilizando seis calidades diferentes de carbón procedente de Australia y Canadá, y contempla la construcción de una unidad de producción de lodo de petróleo y carbón de una capacidad anual de 900.000 toneladas en Onahama para el suministro a la central eléctrica de la Tokyo Electric Power Co. El coste de esta instalación es de 50.000 millones de yens y es en el marco de este proyecto donde la Nippon COM y los astilleros Mitsubishi han llegado a un acuerdo para el estudio y la construcción de dos transportes de lodo de petróleo y carbón de 5.000 TPM, que se explotarán entre los puertos japoneses de Onahama y Yokosuka.

Las pruebas de transporte por mar han sido realizadas con éxito y dicho combustible es utilizable por las centrales térmicas previstas para fuel pesado, sin modificación de los sistemas de bombeo y rampas de combustión, permitiendo el aporte de carbón reducir las cantidades necesarias de fuel manteniendo un poder calorífico idéntico.

**ASTILLEROS**

**ACTIVIDAD DE LOS ASTILLEROS NACIONALES DURANTE EL MES DE OCTUBRE DE 1981**

**NUEVOS CONTRATOS**

**Astilleros del Cantábrico y de Riera.**—Dos atuneros congeladores de 1.275 TRB y 1.400 TPM. Armador: Atúnidos,

Sociedad Anónima, de Méjico. Motor propulsor: General Motors de 3.600 BHP a 900 r. p. m.

**Balenciaga.**—Dos tanques de 1.585 TRB y 2.400 TPM. Armadores: Harbour, S. A., y Remolques de Levante, S. A., respectivamente.

**Construcciones Navales P. Freire.**—Pesquero de 750 TRB y 900 TPM. Armador: Hernández y Rijo.

**BOTADURAS**

**Astilleros Ardeag.**—«BOULUDA NOU». Remolcador de 108 TRB y 64 TPM. Armador: Remolcadores de Cartagena, Sociedad Anónima (RECASA). Motor propulsor: Caterpillar, tipo D-399, de 1.200 BHP a 1.225 r. p. m.

**Astilleros Españoles. Factoría de Puerto Real.**—Dos buques Roll-on/Roll-off de 17.600 TRB y 22.000 TPM, respectivamente. Armador: Poliskie Linie Oceaniczne, de Polonia. Motor propulsor: cada buque irá propulsado por un motor Aesa/Sulzer, tipo 7RND90M, de 23.450 BHP a 122 revoluciones por minuto.

**Astilleros Españoles. Factoría de Sestao.**—Granelero de 23.352 TRB y 44.000 TPM. Armador: International Trampunion, de Liberia. Motor propulsor: Aesa/B&W, tipo 6L67-GFCA, de 13.100 BHP a 123 r. p. m.

**Astilleros Españoles. Factoría de Sevilla.**—«SAC FLIX». Granelero de 9.600 TRB y 15.700 TPM. Armador: Transportes Aduanas y Consignaciones, S. A. (TAC). Motor propulsor: Aesa/B&W, tipo 7K45GFCA, de 6.910 BHP a 175 revoluciones por minuto.

**Empresa Nacional Bazán. Factoría de San Fernando.**—«CERVANTES». Roll-on/Roll-off de 4.400 TRB y 6.600 TPM. Armador: Líneas Marítimas Españolas, S. A. Motor propulsor: dos Bazán/Man, tipo 9L40/54, de 5.625 BHU a 450 revoluciones por minuto cada uno.

**ENTREGAS**

**Astilleros del Atlántico.**—«CORCONTE». Portacontenedores de 1.600 TRB y 3.000 TPM. Armador: Marítima del Besaya, S. A. Características principales: 80,9 m. de eslora total, 73,7 m. de eslora entre perpendiculares, 13,5 m. de manga, 7,5 m. de puntal y 5,75 m. de calado. Capacidad: 160.000 p<sup>3</sup>. Motor propulsor: Aesa/Sulzer, tipo A5L25/30, de 2.000 BHP a 900 r. p. m.

**Astilleros Construcciones. Factoría de Meira.**—«LUCIA DE PEREZ». Portacontenedores de 1.580 TRB y 3.350 TPM. Armador: Naviera Asón, S. A. Características principales: 96,45 m. de eslora total, 88,1 m. de eslora entre perpendiculares, 15 m. de manga, 8,2/5,9 m. de puntal y 5,66 m. de calado. Capacidad: 234 TEU. Motor propulsor: Barreiras/Deutz, tipo RBV12-350, de 4.400 BHP a 430 r. p. m.

**Astilleros Españoles. Factoría de Olaveaga.**—«AN SHAN». Carguero polivalente de 9.700 TRB y 15.800 TPM. Armador: China Ocean Shipping Co., China R. P. Características principales: 144 m. de eslora total, 134 m. de eslora entre perpendiculares, 21,4 m. de manga, 12,1 m. de puntal y

8,94 m. de calado. Capacidad: 22.000 m<sup>3</sup>. Motor propulsor: Aesa/B&W, tipo 8K45GFC, de 7.890 BHP a 234 r. p. m.

**Astilleros Españoles. Factoría de Puerto Real.**—«CASTILLO DE RICOTE». Transporte de productos petrolíferos de 36.700 TRB y 55.000 TPM. Armador: Empresa Nacional Elcano de la Marina Mercante, S. A. (ENE). Características principales: 224 m. de eslora total, 212,7 m. de eslora entre perpendiculares, 32,2 m. de manga, 18,6 m. de puntal y 14 m. de calado. Capacidad: 72.500 m<sup>3</sup>. Motor propulsor: Aesa/Sulzer, tipo 7RND76, de 14.000 BHP a 122 r. p. m.

**Astilleros Españoles. Factoría de Sestao.**—«CASTILLO DE MONTERREY». Cementero de 26.000 TRB y 44.000 TPM. Armador: Empresa Nacional Elcano de la Marina Mercante, S. A. (ENE). Características principales: 189 m. de eslora total, 178 m. de eslora entre perpendiculares, 31,3 metros de manga, 15,1 m. de puntal y 11,855 m. de calado. Capacidad: 60.100 m<sup>3</sup>. Motor propulsor: dos Aesa/B&W, tipo 7K45GVC, de 6.160 BHP a 227 r. p. m., respectivamente.

**Construcciones Navales P. Freire.**—«PLAYA DE GALICIA». Pesquero de 490 TRB y 668 TPM. Armador: Pesquerías Marinenses, S. A. Características principales: 53,75 m. de eslora total, 45,66 m. de eslora entre perpendiculares, 9,5 m. de manga, 4,3 m. de puntal y 3,8 m. de calado. Motor propulsor: Barreras/Deutz, tipo RBV6M-358, de 1.850 BHP a 310 r. p. m.

**Tomás Ruiz de Velasco.**—«CALDERON». Transporte de gases licuados de petróleo (LPG) de 2.100 TRB y 3.000 TPM. Armador: Tomás Ruiz de Velasco, S. A. Características principales: 77 m. de eslora total, 71 m. de eslora entre perpendiculares, 14,5 m. de manga, 7,9 m. de puntal y 6,2 m. de calado. Capacidad: 2.800 m<sup>3</sup>. Motor propulsor: Echevarría/B&W, tipo 18V23L, de 2.610 BHP a 800 revoluciones por minuto.

#### EL MERCADO DE NUEVAS CONSTRUCCIONES

En el informe de los agentes noruegos Platou correspondiente al pasado mes de octubre se señala que las informaciones aparecidas en la prensa sobre los contratos firmados recientemente para la construcción de buques portacontenedores y ro-ro no deben encubrir la gravedad de la depresión que sufre la industria de la construcción naval. En el transcurso de los seis primeros meses del año han sido contratados 141 petroleros de más de 25.000 TPM y graneleros o transportes mixtos de más de 50.000 TPM; o sea, una media mensual de 23,3 buques, mientras que en el transcurso de los meses de julio, agosto, septiembre y octubre la media de los contratos ha sido de 5,5 al mes. Se han contratado algunos graneleros de 40.000 a 45.000 TPM, pero la demanda para este tipo de buque parece disminuir. La mayor parte de los armadores implicados en el mercado de graneles secos esperan una detención de los contratos de grandes graneleros. En el curso del tercer trimestre del año han sido contratados trece buques de este tipo, y aunque se trataba en la mayor parte de los casos de negociaciones empezadas antes del verano, este ritmo ha sido inferior a la mitad del registrado durante los dos primeros trimestres del año. Durante el mismo trimestre han sido entregados 26 graneleros de más de 50.000 TPM y la cartera de pedidos para este tipo de buques era el 30 de septiembre de 241 buques, con 18,9 millones de TPM, frente a los 20.300.000 TPM el trimestre anterior.

En lo que respecta a los petroleros, se han contratado siete buques de 30.000 a 60.000 TPM, todos en los astilleros coreanos. Los citados agentes señalan, por otra parte, el contrato en los astilleros coreanos de varios buques ro-ro, el de cuatro ro-ro de gran tamaño para Arabia Saudí en los astilleros suecos, así como el contrato en Francia por un armador francés de cuatro portacontenedores de 1.400 TEU. Los astilleros japoneses no han podido obtener ninguno de estos contratos y deben así admitir su derrota cuando incluso los astilleros holandeses están en competencia para dos portacontenedores de 1.800 TEU que un armador holandés podría contratar eventualmente en Corea.

A finales del mes de octubre los astilleros finlandeses han podido anunciar que habían obtenido el contrato de

tres transportes mixtos polivalentes graneleros-contenedores de 41.000 TPM de un nuevo tipo para un armador de línea noruego. El precio total indicado es de 160 millones de dólares. Por otra parte, ha sido confirmado el contrato en un astillero noruego de un transporte de LPG de 5.500 metros cúbicos para un armador noruego.

Mientras que la evaluación del yen con relación al dólar debe favorecer normalmente las exportaciones japonesas —y particularmente de buques—, los armadores están indecisos en cuanto a la evolución de sus paridades respectivas y no desean comprometerse en el mercado financiero. La debilidad de la actividad sobre el conjunto del mercado constituirá una presión importante sobre el nivel de los precios de las nuevas construcciones, y ya se notan signos claros de reducción de los precios. Sin embargo, parece que los astilleros japoneses están decididos a mantener una cierta unidad para evitar una competencia excesiva. En Europa, los Gobiernos parece que deben proseguir su política de ayuda, pero a una escala más limitada, lo que podría impedir a los astilleros europeos reducir sus precios en proporciones importantes.

#### LA CONSTRUCCION NAVAL MUNDIAL EN EL TERCER TRIMESTRE DE 1981

Según las estadísticas del Lloyd's Register of Shipping correspondientes al tercer trimestre de 1981, la cartera de pedidos de los astilleros mundiales ha disminuido en 1.093.704 TRB durante ese período, quedando en 36.406.074 TRB [ver «Ingeniería Naval», septiembre 1981], que es la primera disminución desde marzo de 1979. Se prevé que el 68 por 100 de dicho tonelaje se entregará antes del final de 1982.

Durante los nueve primeros meses del año se han contratado 13,4 millones de TRB, que supera en casi 1,4 millones de TRB a la producción durante ese período.

El número de buques comenzado ha sido de 517, con 4.379.184 TRB (4.297.728 TRB en el trimestre anterior); el número de buques botados ha sido de 523, con 4.267.725 TRB (4.750.607 TRB en el trimestre anterior), y el número de buques entregados, 579, con 4.687.229 TRB (3.701.139 TRB en el trimestre anterior).

#### CARTERA DE PEDIDOS AL 1 DE SEPTIEMBRE DE 1981

PAISES	Núm.	TRB
Japón ... ..	679	13.403.442 (— 1.276.347)
Corea del Sur ... ..	120	2.993.709 (+ 281.088)
España ... ..	272	2.342.976 (— 181.997)
China ... ..	73	1.661.561 (+ 60.318)
Polonia ... ..	109	1.519.124 (— 21.960)
Brasil ... ..	116	1.459.516 (— 155.416)
Estados Unidos ... ..	314	1.399.884 (— 22.561)
Alemania Occidental ... ..	142	1.218.518 (+ 169.809)
Reino Unido ... ..	99	1.096.108 (+ 206.413)
Yugoslavia ... ..	56	992.113 (+ 28.454)
Dinamarca ... ..	93	977.320 (+ 72.095)
Suecia ... ..	47	892.826 (+ 121.469)
Francia ... ..	73	833.853 (— 157.320)
Rumania ... ..	28	605.077 (+ 56.340)
Bélgica ... ..	27	603.029 (+ 7.145)
Finlandia ... ..	88	572.130 (+ 46.283)
Italia ... ..	94	537.401 (— 59.043)
Noruega ... ..	120	507.138 (— 87.973)
Total mundial ... ..	3.347	36.406.074 (— 1.093.704)

Los mayores incrementos en las carteras de pedidos han correspondido a Corea del Sur, Reino Unido, Alemania Occidental y Suecia. Los mayores descensos los han registrado Japón, España y Brasil.

Los 1.844 buques en construcción alcanzan la cifra de 15.817.222 TRB, con una disminución de 325.716 TRB con relación al trimestre anterior, y los 1.503 buques no co-

menzados alcanzan la cifra de 20.588.852 TRB, que supone un descenso de 767.988 TRB con relación al trimestre precedente.

Los petroleros y otros buques tanques representaban el 22,3 por 100 de la cartera de pedidos, los graneleros el 51,6 por 100 y los cargueros el 12,1 por 100, mientras que los portacontenedores representaban el 33,3 por 100 de los cargueros.

Los transportes de gas licuado totalizaban la cifra de 2,3 millones de TRB, con una capacidad de 3,4 millones de metros cúbicos. De este tonelaje 0,7 millones (1,1 millones de metros cúbicos) se construyen en Estados Unidos, 0,7 millones de TRB (0,9 millones de metros cúbicos) en Japón, 0,3 millones de TRB (0,6 millones de metros cúbicos) en Francia y 0,2 millones de TRB (0,3 millones de metros cúbicos) en Suecia.

Entre los buques entregados durante el trimestre figuran el petrolero «Berge Enterprise», de 320.000 TPM, construido en Japón; el OBO «Maraca», de 133.752 TPM, construido en Brasil; el granelero «William J. de Lancey», de 68.060 TPM, construido en los EE. UU. para servicio en los Grandes Lagos, y el buque polivalente petrolero/transporte de cargas pesadas «Dywi Swan», de 33.200 TPM, construido en Noruega. También se entregaron cuatro buques LNG, el «Ramdane Abane», de 126.000 m<sup>3</sup>, y el «Tenaga Lima» y «Tenaga Dua», de 130.000 m<sup>3</sup>, construidos en Francia, y el «Golar Spirit», de 128.600 m<sup>3</sup>, construido en Japón.

**BUQUES ENTREGADOS EN EL TERCER TRIMESTRE DE 1981**

P A I S E S	Núm.	TRB
Japón	210	2.702.260
Brasil	14	251.292
Alemania Occidental	11	250.890
España	21	217.166
Corea del Sur	14	177.120
Estados Unidos	67	124.266
Noruega	17	121.314
Rumania	6	118.939
URSS	51	102.743
Italia	13	79.974
Países Bajos	23	70.711
Polonia	12	61.565
Dinamarca	7	51.706
India	3	43.128
Alemania Oriental	12	40.773
Bulgaria	2	37.823
<b>Total mundial</b>	<b>579</b>	<b>4.687.229</b>

**ESTADISTICAS DE LA OCDE**

La OCDE ha publicado las estadísticas correspondientes a los nueve primeros meses de 1981, tanto de cartera de pedidos como de nuevos pedidos y entregas de buques en los países que participan en el Grupo de Trabajo número 6 «Construcción Naval».

**Tabla I**

**NUEVOS PEDIDOS DURANTE EL PERIODO ENERO-SEPTIEMBRE DE 1981 (Miles de toneladas)**

P A I S E S	TRB	TRBC
Alemania Occidental	672	740
Bélgica	46	49
Dinamarca	422	273
Francia	253	304
Irlanda	39	18
Italia	26	58
Países Bajos	124	225
Reino Unido	389	301
<b>Total CEE</b>	<b>1.971</b>	<b>1.968</b>

P A I S E S	TRB	TRBC
España	638	509
Finlandia	204	452
Noruega	138	250
Suecia	193	186
<b>Total otros países G. de T. n.º 6 Europa</b>	<b>1.173</b>	<b>1.397</b>
<b>Total AWES</b>	<b>3.144</b>	<b>3.365</b>
Japón	7.705	5.051
<b>Total G. de T. n.º 6</b>	<b>10.849</b>	<b>8.416</b>

**Tabla II**

**CARTERA DE PEDIDOS AL 30-9-81 (Miles de toneladas)**

P A I S E S	TRB	TRBC
Alemania Occidental	1.215	1.380
Bélgica	589	312
Dinamarca	1.037	820
Francia	857	978
Irlanda	39	18
Italia	475	371
Países Bajos	299	478
Reino Unido	1.079	748
<b>Total CEE</b>	<b>5.590</b>	<b>5.105</b>
España	1.894	1.586
Finlandia	658	1.222
Noruega	472	670
Suecia	779	639
<b>Total otros países G. de T. n.º 6 Europa</b>	<b>3.803</b>	<b>4.117</b>
<b>Total AWES</b>	<b>9.393</b>	<b>9.222</b>
Japón	12.383	6.965
<b>Total G. de T. n.º 6</b>	<b>21.776</b>	<b>16.187</b>

**Tabla III**

**BUQUES TERMINADOS DURANTE EL TERCER TRIMESTRE DE 1981 (Miles de toneladas)**

P A I S E S	Número	TRB	TRBC
Alemania Occidental	17	93	113
Bélgica	—	—	—
Dinamarca	9	52	43
Francia	11	192	135
Irlanda	—	—	—
Italia	6	62	60
Países Bajos	15	55	79
Reino Unido	8	47	59
<b>Total CEE</b>	<b>66</b>	<b>501</b>	<b>489</b>
España	25	191	169
Finlandia	8	21	59
Noruega	16	122	65
Suecia	5	68	63
<b>Total otros países G. de T. n.º 6 Europa</b>	<b>54</b>	<b>402</b>	<b>356</b>
<b>Total AWES</b>	<b>120</b>	<b>903</b>	<b>845</b>
Japón	208	2.844	1.718
<b>Total G. de T. n.º 6</b>	<b>328</b>	<b>3.747</b>	<b>2.563</b>

### EL CREDITO A LA EXPORTACION DE BUQUES

Como ya conocen los lectores de esta revista (ver «Ingeniería Naval» marzo 1979, pág. 95), las autoridades españolas decidieron, en el mes de febrero de 1979, retirarse del «Acuerdo sobre créditos a la exportación de buques» existente entre los países que forman parte del Grupo de Trabajo número 6, «Construcción Naval», de la OCDE. Desde entonces se ha venido aplicando en Es-

paña, con cierta flexibilidad en lo que se refiere al tipo de interés, el «Acuerdo relativo a líneas directrices para los créditos a la exportación que disfrutaron de apoyo público», existente en otro Grupo de Trabajo de la OCDE, y que se conoce como el «Consensus OCDE».

Recientemente, a partir del 16 de noviembre de 1981, se han modificado diversas normas del «Consensus», siendo la más importante la relativa a los nuevos tipos de interés, que han quedado en la forma siguiente:

CLASIFICACION DEL PAIS	DURACION DEL CREDITO (Años)		
	2 a 5 años	Más de 5 a 8,5 años	Más de 8,5 años
I. Relativamente rico ... ..	11,0 %	11,25 %	No aplicable
II. Intermedio ... ..	10,5 %	11,00 %	No aplicable
III. Relativamente pobre ... ..	10,0 %	10,00 %	10,0 %

Como consecuencia de esas elevaciones del tipo de interés en lo que se refiere a las exportaciones de bienes de equipo, en general, se planteó en la última reunión del Grupo de Trabajo número 6, «Construcción Naval», celebrada el pasado 26 de noviembre, la posibilidad de hacer una elevación paralela en el «Acuerdo sobre créditos a la exportación de buques», que actualmente es del 8 por 100.

Los países escandinavos, junto con Canadá, expresaron su opinión favorable a una revisión al alza de la tasa de interés del citado Acuerdo. No obstante, ha pesado finalmente más la consideración prestada a las peculiares características del mercado marítimo y la grave situación de crisis por la que atraviesa este sector y la industria constructora que atiende su demanda, y por el momento se han dejado las cosas como estaban.

Los países constructores de la OCDE parecen reacios a realizar cualquier movimiento sin una cuidadosa evaluación previa de sus posibles repercusiones sobre el transporte marítimo internacional y el mercado de buques, cuya situación está lejos de presentar la deseada firmeza. Por otra parte, el bajo coste del dinero en el mercado financiero japonés y la creciente competencia de la industria naval de terceros países (como Corea o Brasil), fuera de la disciplina de la OCDE, aconsejan actuar con extrema prudencia a la hora de revisar las condiciones de financiación naval.

En último término, todo indica que la CEE presenta una fuerte inercia contra modificaciones sustanciales, dadas las dificultades habidas para la armonización de los esquemas de financiación de la demanda nacional en vigor en cada país miembro. Tales esquemas han sido alineados, en su práctica totalidad, al nivel actual de interés OCDE (8 por 100), por lo que una revisión del mismo plantearía necesariamente un reajuste en los esquemas individuales para evitar situaciones discriminatorias contrarias a las reglas comunitarias.

En suma, todo apunta hacia una congelación a medio plazo de los términos del Crédito OCDE a la Exportación de Buques mientras perduren las condiciones actuales en el transporte marítimo internacional. La situación volverá a ser analizada en la próxima reunión del citado Grupo de Trabajo en el mes de marzo de 1982.

## TRAFICO MARITIMO

### EVOLUCION DEL TONELAJE AMARRADO

El Consejo general de los armadores británicos ha publicado su estadística del tonelaje amarrado en el mundo en fecha 30 de septiembre de 1981, observándose un aumento de 695.000 TPM con relación al 31 de agosto, ya que el tonelaje de los buques amarrados ha pasado de 451 buques, con 19.705.000 TPM, a 478 buques, con 20.400.000 TPM, que es la cifra más alta registrada des-

de junio de 1979 y que representa el 3 por 100 del tonelaje mundial. Durante los nueve primeros meses del año el tonelaje amarrado ha aumentado en más de 10 millones de toneladas. El tonelaje de los petroleros amarrados ha aumentado de 150 buques, con 17.666.000 TPM, a 160 buques, con 17.800.000 TPM, que representa el 5 por 100 de la flota mundial de buques tanques. El tonelaje de los buques de carga seca ha pasado de 301 buques, con 2.039.000 TPM, a 318 buques, con 2.600.000 TPM.

## REUNIONES Y CONFERENCIAS

### SEMANA DE ECONOMIA MARITIMA

Aunque haya sido ya celebrada dicha Semana, no deja de tener interés la noticia de este ciclo de conferencias que ha sido organizado por el Departamento de Política Económica de la Facultad de Ciencias Económicas y Empresariales de la Universidad Complutense y la Liga Naval. Se da a continuación una relación de los títulos de las conferencias y los autores correspondientes:

- La Administración marítima en España, por D. Carlos Barreda Aldámiz-Echevarría.
- La financiación de buques en el mercado mundial y en España, por D. Juan Moro López.
- Tráficos de petróleo y grano: La participación de la flota nacional en la exportación de ciertos graneles sólidos, por D. Fernando Casas Blanco.
- La economía de la empresa naviera: Costes de explotación, por D. Alfredo Valdivieso Gangotena.
- La influencia de los gastos portuarios en los costes de explotación de los barcos, por D. Javier Pinacho Bolaño-Rivadeneira.
- La formación de flete en los distintos tipos de buques, por D. Federico Esteve.
- Tráfico marítimo de línea regular, por D. Eduardo Bages Agustí.
- La responsabilidad del porteador marítimo, por D. Manuel Libroero Granados.

### COPINAVAL 1981

La versión del año actual (VII) del Congreso Panamericano de Ingeniería Naval, Transporte Marítimo e Ingeniería Portuaria se ha celebrado en Viña del Mar (Chile). Con este motivo ha ido un grupo de ingenieros navales españoles, encabezado por el presidente de su Asociación, haciendo escala en Río de Janeiro, ya que se celebraba en sus proximidades (a 52 kilómetros del centro de Río) la exposición RIOMAR y la serie de conferencias que la acompaña. Don José Benito Parga presentó en esa ocasión un trabajo relacionado con los puertos-depósito, siendo el único trabajo español que se presentara.

En relación con el COPINAVAL propiamente dicho se han presentado 63 trabajos, de los que a continuación damos noticia de sus títulos y autores. La próxima versión del COPINAVAL está prevista que se celebre en 1983 en Annapolis, siendo ésta la primera vez que se celebre en los Estados Unidos de Norteamérica.

#### SESIONES NOBLES

1. **Evolución institucional de los puertos chilenos.** Ingeniero Alejandro Patillo Bergen. Chile.
2. **Situación actual del transporte marítimo en Chile.** Eduardo Charme Montt. Chile.

#### SESIONES TECNICAS

1. **Buques petroleros: pasado, presente y futuro.** Amelio D'Arcangelo. U. S. A.
2. **Navy products of the Bremen Vulkan shipyard.** Capt. Michael Penney. Alemania.
3. **Una evaluación del proyecto de CEPAL, «Cooperación Económica entre los Países de América Latina y el Caribe para el Establecimiento de Empresas de Reparación y Mantenimiento de Contenedores».** Larry A. Burkhalter.
4. **Dry docking of loaded or partially loaded ships.** Dipl. Ing. Branko Rapo. Inglaterra.
5. **Evolución de las técnicas de explotación de hidrocarburos en el mar.** Félix Yereguí. España.
6. **Mobile offshore structures. General description and example on computer application for design and cost-benefit studies.** Kaare Rygg Johnsen. Noruega.
7. **Statutory safety requirements and their implementation.** H. Hormann. Alemania.
8. **Collision avoidance systems. The evolution continues.** F. Soccoli and L. López. Brasil.
9. **Recent progress in the development of practical methods for computer-aided design of ships and floating platforms.** Julio G. Giannotti. U. S. A.
10. **Política de transporte marítimo.** José C. Macedo Soares. Guimarães. Brasil.

#### COMITE TECNICO N.º 1: EDUCACION

101. **Avaliação e perspectivas do ensino da engenharia naval no Brasil: a experiencia da UFRJ.** Floriano Carlos Martins Pires Jr. Brasil.

#### COMITE TECNICO N.º 2: REPARACIONES E INDUSTRIAS AUXILIARES

202. **Proyecto de conversión de un petrolero para cumplir normas IMCO.** Luis E. Siebert, Damir Mandakovic. Chile.
203. **Considerações sobre o projeto estrutural de carros de docagem para pequenas embarcações.** Luiz Carlos Cano Fernandes. Brasil.
205. **Desvarada de la LST, Aguila.** Jaime Letelier M., Fernando Landeta A. Chile.
206. **Nuevo método de recuperación de aislamiento eléctrico.** Luis Andrés Mendoza Alarcón. Chile.
209. **Layout y equipamiento de un taller de mecánica en un astillero.** Guillermo Rodríguez Saavedra. Chile.
213. **Justificación de una fundición en astillero en países en vías de desarrollo.** Manuel S. Ubilla Grandi. Chile.
218. **Importancia de la limpieza química y su aplicación en los astilleros.** Lucien Chassin-Trubert U. Chile.
219. **Balanceamiento «in situ» de turbinas y turbogeneradores.** Manuel Burgos V., Rigoberto Vázquez. Chile.
221. **Mantenimiento de sistemas de radares y comunicaciones en Asmar (T).** Eduardo A. López Contreras. Chile.

222. **Fabricación y reparación de circuitos impresos en la planta de Asmar (T).** John R. Enos. Chile.
223. **Mantenión de sistemas electrónicos instalados en naves mercantes.** Alberto Bittner Sch., Alejandro Alegría. Chile.
225. **Programación de máquinas herramientas con equipos digitales.** Julián Aguayo Mas. Chile.
226. **Las ventajas comparativas para reparar naves mercantes en astilleros navales.** A. Partarrieu I. Chile.
227. **Criterio en la tolerancia de defectos detectados por inspección radiográfica en cordones de soldadura.** Agustín Moraga Vega. Chile.
228. **Sincronización y traspaso de carga automática entre un alternador y la red de tierra.** Felipe Silva L., Ricardo Fuentes. Chile.

#### COMITE TECNICO N.º 3: CONSTRUCCION NAVAL Y OFFSHORE

303. **Análise probabilística da resistencia longitudinal de navios.** Claudio Luiz Baraúna Vieira. Brasil.
304. **O controle numerico num estaleiro de construção naval.** Aribel de Oliveira Lopes. Brasil.
305. **La construcción naval en vías de desarrollo mediante el empleo de tecnología extranjera.** Cristian Swett. Chile.
306. **La financiación de la construcción naval en Chile.** Sady Aravena A. Chile.
307. **Un proceso automático de projeto de linhas do navio.** Floriano Carlos Martins Pires Jr. Brasil.
308. **Análisis de los factores que afectan la resistencia estructural de un buque.** Luis E. Siebert. Chile.
309. **Resolución matemática de líneas de carena desarrollables y su normalización.** Benito Ricardo Segade. Argentina.
310. **Soldadura mixta acero-aluminio.** Adolfo Ruiz, René Segura, Víctor Gattini. Chile.
311. **La influencia de los antifoulings en la propulsión del buque.** Parte I: Germán Bravo Valdivieso. Chile. Parte II: Claudio Wiesner. Dinamarca.
313. **Análise da instalação de plataformas oceánicas através de testes com modelos.** James Manoel Guimarães Weiss, K. Hirata. Brasil.
314. **Aumento de resistencia a flambagem em painéis com chapas de espessuras variando de 5,0 mm. a 8,0 mm.** Odair Caltabeloti. Brasil.
317. **Comportamiento de esquemas de pinturas bajo polarización catódica en agua de mar.** Dagoberto Obreque Quezada, Froilán Vergara, Carlos Agüero A. Chile.
319. **Novos rumos para o controle de qualidade.** João B. Camara Ribas. Brasil.
320. **Avaliação do projeto e da construção das fragatas classe «Niteroi», sob o fundo de vista de engenharia naval.** Fernando Paulo Lopes Simas. Brasil.
321. **Controle da contaminação de óleo combustivel e lubrificante nas fragatas classe «Niteroi».** Fernando Paulo Lopes Simas. Brasil.
322. **Sistema de propulsão da fragata classe «Niteroi».** Luis Benedito dos Santos Freitas Jr. Brasil.
323. **Controle de propulsão das fragatas classe «Niteroi».** Agostinho Joaquim da Fonseca Moreira. Brasil.
324. **Aspectos do sistema de garantia de qualidade adotado pelo arsenal de marinha do Rio de Janeiro A. M. R. J. na fabricação de componentes estruturais para plataformas marítimas.** Jorge Alberto Lopes Fernandes. Brasil.
325. **Construcción naval. Desarrollo tecnológico.** João Candido G. de Silva, Roberto J. Bastos. Brasil.

## COMITE TECNICO N.º 4: TRANSPORTE MARITIMO, FLUVIAL Y OBRAS

408. **Dinamic simulation model for developing marine industry in connection with national economy.** K. Taguchi, H. Nakayasu. Japón.
409. **Determinação de tempos medios de espera e transposição eclusas.** Marco Antonio Brinati, E. W. R. Ramalho, Valdair J. Tonon. Brasil.
410. **Dimensionamento de terminal marítimo e sistema de transporte terrestre para exportação de minério de ferro.** Valdair José Tanon, Marco Antonio Brinati. Brasil.
412. **Proyecto interconexión cuencas hidrográficas del Orinoco, Amazonas y del Plata.** Horacio B. Salduna. Argentina.
414. **Convención Internacional sobre Rebusca y Rescate 1979.** Jorge Molina Hernández. Chile.
415. **Flota óptima de barcos para el transporte de materias primas a una industria siderúrgica.** Guillermo Godoy P., Winston Rojas J. Chile.

## COMITE TECNICO N.º 6: CIENCIAS NAVALES E INVESTIGACION

602. **Determinación de motor reductor y hélice para embarcaciones de planeo mediante computador.** Carlos Sanguinetti Villanueva, N. Pérez. Chile.
603. **Un método de projeto estrutural de tubos Kort.** Avelino Alves Filho, O. Caltabeloti. Brasil.
604. **Medições em escala real das tensoes agentes nas amarras de un navío-cisterna.** Celso Pupo Pesce, T. Tachibana, K. Hirata, S. Silva. Brasil.
606. **Estudos experimentais de erosao por cavitação - Proposta de metodologia.** Carlos Daher Padovezi. Brasil.
608. **Development of the monoform hull: or progress report.** Adorjan G. Szeless. U. S. A.
610. **Vibrações torcionais em sistemas motores.** Carlos Rodríguez Pereira Belchior, Oscar Brito Augusto. Brasil.
611. **Estima de espectros a partir de registros temporais.** Mardel Bongiovanni de Conti, Jorge P. C. Veiga, Moyses Szajnbok. Brasil.
614. **Arrastros pelas aproximações de Thwaite e Cratsbee.** Bernardo Luiz Rodrigues Andrade, Jorge P. C. Veiga. Brasil.
615. **Método de Green: substituição do corpo por malha triangular.** Jorge Pinheiro da Costa Veiga, Ricardo Pereira. Brasil.
616. **Escoamento axissimétrico em regime laminar: método de Von Karmann.** Tebis Llobet Biscarri, Jorge P. C. Veiga. Brasil.
617. **Desenvolvimento de sistemas computacionais para aplicações em engenharia - Análise de una experiencia.** Antonio Ramos de Albuquerque, L. F. C. Almeida. Brasil.
618. **V1B1 - Cálculo de frequências naturais e resposta de estruturas navais por diferenças finitas vía computador.** João Bosco Erthal Serrão, A. C. R. Troyman, T. A. P. Lopes. Brasil.
620. **Acodspnes - Programa gráfico-interativo para arranjo de corte para controle numérico.** Ney dos Santos. Brasil.
621. **Um sistema computacional orientado para a descrição de topologías e estruturas.** Antonio João B. P. Prates, A. M. Reider. Brasil.
622. **Aplicación de microprocesadores en ingeniería naval.** Jaime Casanueva Carrasco. Chile.
623. **On the design and dynamical analysis of a riser.** Miguel Hiroo Hirata, Liu Hsu, Francisco Mourão Farias. Brasil.

624. **Control digital distribuido en una planta propulsora marina nuclear.** Guillermo Baltra Aedo. Chile.
626. **Solução de sistemas nao-lineares com excitação aleatoria.** Claudio Luiz Baraúna Vieira. Brasil.

## COMITE TECNICO N.º 7: NORMALIZACION

701. **Normalización em estaleiros.** Annibal Dias de Cunha, Luis Alberto Rosas Costa, Luis Sergio Ponce, Paulo Sergio Tavares da Costa, Sergio Schechter, Valdenir de Andrade Monteiro. Brasil.
702. **Optimização de variedades de estoque através da normalização.** Julio C. M. Monteiro. Brasil.
703. **Normalización de la industria naval.** Renato Coddou Pereda. Chile.

## VARIOS

## AUDIENCIA DE S. M. EL REY

Los problemas de la Marina Mercante española y los objetivos deseables para el sector hacia 1990 han sido expuestos ante Su Majestad el Rey Don Juan Carlos I en la audiencia concedida al presidente de la Asociación de Navieros Españoles, don Fernando Fernández-Tapias Román.

El señor Fernández-Tapias, al término de la audiencia con el Rey, señaló que había expuesto el desarrollo, los objetivos y necesidades de la Marina Mercante española.

En síntesis, puso de manifiesto que la Marina Mercante, tras un rápido crecimiento hasta el final de los 70, ha visto estabilizarse su tonelaje en una cifra de unos 7,5 millones de toneladas de registro bruto. Superar la etapa de estancamiento a que se ha llegado exige crear un nuevo marco económico semejante al que tienen desde hace muchos años los principales países marítimos.

La introducción de este nuevo marco exige una Ley de Ordenación y disposiciones complementarias de desarrollo que están en buena parte elaboradas, pero que exigen un apoyo del Gobierno en su conjunto por afectar a los diferentes departamentos económicos. Ello permitiría una expansión de la flota, con las consiguientes repercusiones beneficiosas para la economía del país.

Bajo esta perspectiva, los objetivos que se establecen suponen lograr un importante tonelaje de flota, del que se derivaría un aumento de fletes, otro aumento de valor añadido, con los consiguientes ingresos en divisas. Y las consecuencias ventajosas de generar empleo directo e indirecto en las industrias afines, principalmente la suministradora de astilleros, con quien se colaboraría en resolver su crisis actual.

El presidente de ANAVE señaló que había encontrado por parte de Su Majestad el Rey una clara comprensión hacia los problemas de la Marina Mercante española.

## NECROLOGIA

Sentimos comunicar el fallecimiento de don Luis Huerta de los Ríos, contraalmirante de la Armada Española. Aunque no fuera ingeniero naval, incluimos esta noticia en la Revista por haber dado clase a muchas promociones en la Escuela de Ingenieros y ser una persona no solamente conocida por ellos, sino querida por sus cualidades humanas. Nuestro más sentido pésame a la familia.

## MEDALLA DE MERITO AL TRABAJO

Ha sido concedida a M.<sup>a</sup> Filomena Rodríguez Cuadra, secretaria que fue de la Escuela de Ingenieros Navales desde el año 39 hasta la fecha de su jubilación a principios del año actual. Persona conocida por todos los que han pasado por la Escuela, damos esta noticia esperando que les cause satisfacción este reconocimiento a la dedicación e interés que siempre mostró por la Escuela y sus alumnos.

# INGENIERIA NAVAL

REVISTA TECNICA DE LA ASOCIACION DE INGENIEROS NAVALES DE ESPAÑA



## TOMO XLIX - AÑO 1981

### INDICE

	<u>Págs.</u>		<u>Págs.</u>
<b>COMENTARIO DE ACTUALIDAD</b>			
Impresiones de un viaje a Japón ... ..	2	Interacción de los modos de transporte, por <b>Eduardo Martínez-Abarca Unturbe</b> ... ..	140
La construcción naval española en 1980 ... ..	48	Evolución de los propulsores TVF: Proceso de diseño y primeros resultados experimentales, por <b>R. Ruiz-Fornells González, G. Pérez Gómez, I. Baquerizo Briones</b> y demás miembros del equipo investigador ... ..	162
Simposio sobre buques a carbón: Transporte marítimo de carbón y puertos depósito de carbón o combinados ... ..	88	Formas permitidas para efectuar las descargas de lastre de los petroleros según el Convenio Marpol 73, enmendado por el Protocolo del 78, por <b>R. Chorro Oncina</b> ... ..	182
XX Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval ... ..	208	La seguridad de la vida humana en el mar de las embarcaciones deportivas, por <b>Rafael de la Rosa y Vázquez</b> ... ..	210
Simposios organizados por la AINE ... ..	246	Nuevas tendencias en el proyecto de buques pesqueros, por <b>P. O'Dogherty, J. F. Núñez, M. Carlier y M. O'Dogherty</b> ... ..	219
La 16.ª Conferencia Internacional de Canales de Remolque (ITTC) ... ..	366	Programación y control del espacio disponible para fabricación, por <b>Jesús Panadero Pastrana</b> y <b>Federico Coello Sotillos</b> ... ..	229
I Congreso Nacional sobre Navegación Fluvial en la Península Ibérica ... ..	438	Operación «Cortar y pegar», por <b>Fernando Bouthelier</b> y <b>Francisco Javier Sáez Parga</b> ... ..	250
<b>ARTICULOS TECNICOS</b>			
Economía de los bulkcarriers autodescargables de tipo continuo, por <b>J. L. Martínez Rubio</b> y <b>Jesús E. Mañas López</b> ... ..	6	El diseño de un balandro de rating fijo según la Internacional Offshore Rule, por <b>Joaquín Coello Brufau</b> ... ..	258
Aplicación de la ecuación de volúmenes en el diseño de buques escuela a vela, por <b>Remigio Díez Lorenzo</b> y <b>Pedro Morales Sánchez</b> ... ..	23	La mar, fuente de energía renovable, por <b>Amalio Saiz de Bustamante</b> ... ..	271
Vehículos marinos no convencionales, por <b>J. A. Aláez Zazurca</b> ... ..	62	Semblanza de Jorge Juan, por <b>Remigio Díez Davó</b> . ... ..	284
Formas de popa de yates de regata, por <b>Fernando Roca Ruiz</b> ... ..	65	MARPOL 1973-TSPP 1978-Anexo I. Consideraciones prácticas de diseño y estructurales ante su entrada en vigor, por <b>Juan José Molta Alba</b> y <b>Santiago Martín Criado</b> ... ..	287
Vida media de los buques. Tonelaje de sustitución, por <b>Miguel de Aldecoa</b> ... ..	72	Efeito da falta de circularidade em cilindros reforçados, por <b>Miguel Angel Buelta Martínez</b> y <b>Elcio de Sa Freitas</b> ... ..	293
El buque carbonero económico para Europa, por <b>J. L. Martínez Rubio</b> ... ..	93	Algoritmo para detectar todos los caminos críticos de una red «pert», por <b>Junio Ernesto Rico Guerrero</b> ... ..	298
Principales parámetros del I. O. R., por <b>Sebastián Amengual Matas</b> ... ..	97	Segurança. Um problema que respeita a todos, por <b>Antonio Fernando Vasconcelos da Cunha</b> ... ..	306
Notas sobre averías en el sistema de gobierno de buques mercantes, por <b>L. Mazarredo</b> ... ..	107		
Energía, buques y puertos, por <b>J. B. Parga</b> ... ..	126		
Contribución al estudio del tratamiento de combustibles residuales degradados para motores marinos, por <b>J. de Paz Balmaseda</b> y <b>A. Amaro Villegas</b> . ... ..	129		

	Págs.		Págs.
La distribución de la demanda de buques entre varios astilleros, por <b>Manuel Medina Fernández</b> ...	322	Ley de concesión de varios créditos extraordinarios.	78
Organização integrada de actividade de construção naval, por <b>Antonio P. Comprido</b> y <b>Araldo Navarro Machado</b> ...	329	Real Decreto sobre desgravación fiscal ...	78
Aplicaciones de la moderna tecnología en las fases no productivas de un astillero, por <b>Amalio Sánchez López</b> ...	336	Nuevas previsiones de la SAJ ...	79
La simulación operativa y la oferta de un buque óptimo como iniciativa del astillero, por <b>Alfonso González Ferrari</b> ...	368	Actividad de los astilleros nacionales en el mes de diciembre de 1980 ...	79
Alinhamento racional de linhas de velos. Algunas considerações para o projecto. Métodos de controle, por <b>A. Monteiro Pereira</b> ...	378	Puesta a flote múltiple ...	81
Manipulación, control y diagnosis de averías de un sistema de gas inerte por miniordenador, por <b>Antonio José Alvarez García</b> y <b>Juan María Fajardo Utrilla</b> ...	387	La producción en el Reino Unido ...	81
Nuevos campos de actividad del ingeniero naval, por <b>A. Mira Monerris</b> ...	402	Impresión japonesa ...	82
Aspectos económicos de los sistemas de enfriamiento centralizado, por <b>J. de Paz Balmaseda</b> ...	404	La situación en Gran Bretaña ...	82
Consideraciones acerca del sistema propulsor de arrastreros en función del arte de pesca (Primera parte), por <b>Mario F. C. Santarelli</b> y <b>José F. Núñez Basañez</b> ...	413	Actitud ejemplar ...	82
Aportación española a la tecnología de plataformas semisumergidas, por <b>José M. Marco Fayren</b> ...	422	El peligro japonés ...	82
Consideraciones acerca del sistema propulsor de arrastreros en función del arte de pesca (Segunda parte), por <b>Mario F. C. Santarelli</b> y <b>José F. Núñez Basañez</b> ...	440	Los resultados de la empresa estatal sueca ...	82
Ahorro de energía en la propulsión de buques, por <b>J. Casas Tejedor</b> ...	448	Las pérdidas de Kockums ...	83
<b>B A R C O S</b>			
El mayor petrolero del mundo ...	78	Supresión de puestos de trabajo ...	83
El mayor portacontenedores del mundo ...	78	Opiniones a favor del carbón ...	83
Nuevo tipo de buque polivalente ...	78	Primas a la construcción naval para el bienio 1981-1982 ...	119
Buque para transporte de automóviles ...	112	Actividad de los astilleros nacionales en el mes de enero de 1981 ...	120
Nuevo rompehielos nuclear ...	117	La reestructuración en Italia ...	120
Los precios de los buques ...	117	La construcción naval mundial en el último trimestre de 1980 ...	121
El porvenir de la propulsión a vela ...	118	Estadísticas de la O. C. D. E. ...	121
Ejemplo de cooperación ...	118	El mercado de nuevas construcciones ...	122
Fuerte demanda de plataformas petrolíferas ...	150	Actividad de los astilleros nacionales durante el mes de febrero de 1981 ...	150
Buques de serie ...	150	El mercado de nuevas construcciones ...	151
Portacontenedores tipo RO-LO ...	187	Nuevas estadísticas del Lloyd's ...	151
Concurso francés sobre buques económicos y eficientes ...	191	Posible peligro amarillo ...	152
Motores económicos para cruceros ...	192	Estudio sobre la construcción naval del futuro en Japón ...	152
Influencia del consumo en el reemplazo de los buques ...	192	Japón: Guía para la diversificación productiva de las empresas subcontratistas del sector naval ...	152
Cementerio construido en Astilleros de Santander.	308	Plan de expansión de la industria naval coreana ...	153
Buque con calado ultrarreducido ...	311	El empleo en los astilleros norteamericanos ...	153
Frigorífico de Astilleros del Cadagua ...	342	Propuesta laboral de British Shipbuilders ...	153
Submarino gigante ...	398	Contratos de buques pesqueros para los astilleros nacionales ...	153
Carbonero-mineralero económico ...	398	Perspectivas para Japón ...	154
Los precios de los buques ...	463	Actividad de los astilleros nacionales durante el mes de marzo de 1981 ...	193
Nuevo bulbo de popa ...	464	Real Decreto sobre reconversión industrial ...	236
Suben los precios en Japón ...	465	Actividad de los astilleros nacionales durante el mes de abril de 1981 ...	238
Transporte de lodos de carbón y fuel ...	465	Colaboración navieras-astilleros ...	239
<b>A S T I L L E R O S</b>			
Actividad de los astilleros nacionales en los meses de octubre y noviembre de 1980 ...	33	La construcción naval mundial en el primer trimestre de 1980 ...	239
Aumenta el coste de las reparaciones ...	34	Estadísticas de la O. C. D. E. ...	240
		Aprobada la Quinta Directiva ...	240
		Más proyectos de buques a vela ...	241
		Presentación de un plan cuatrienal ...	241
		Actividad exportadora de Yugoslavia ...	241
		El plan italiano ...	241
		Actividad de los astilleros nacionales durante el mes de mayo de 1981 ...	275
		La posición japonesa ...	275
		Ganancias en un astillero ...	276
		Nuevo canal del ambiente marino ...	276
		Diversificación de actividades ...	276
		Nuevo canal de ensayos ...	276
		Actividad de los astilleros nacionales en el mes de junio de 1981 ...	313
		Algunos astilleros obtienen beneficios ...	314
		Investigación sobre el buque del futuro ...	314
		Pérdidas de Italcantieri ...	314
		El mayor contrato de la poscrisis ...	315
		Sensible incremento de los precios ...	315



	Págs.
Informe de British Shipbuilders ... ..	315
Inversiones en Alemania ... ..	315
Petición de los sindicatos británicos ... ..	316
Comité de renovación tecnológica en Japón ... ..	316
Plena ocupación en Finlandia ... ..	316
El nuevo informe italiano ... ..	316
El mercado de nuevas construcciones ... ..	317
Los astilleros para petroleros ... ..	317
Actividad de los astilleros nacionales en el mes de julio de 1981 ... ..	346
La construcción naval mundial en el segundo trimestre de 1981 ... ..	347
Estadísticas de la O. C. D. E. ... ..	348
Actividad de los astilleros nacionales durante el mes de agosto de 1981 ... ..	398
Actividad de los astilleros nacionales durante el mes de septiembre de 1981 ... ..	428
Demanda de plataformas ... ..	429
Actividad de los astilleros nacionales durante el mes de octubre de 1981 ... ..	465
El mercado de nuevas construcciones ... ..	466
La construcción naval mundial en el tercer trimestre de 1981 ... ..	466
Estadísticas de la OCDE ... ..	467
El crédito a la exportación de buques ... ..	468

**TRAFICO MARITIMO**

La flota mundial según el Lloyd's Register ... ..	34
La contratación de carboneros ... ..	35
Pérdidas y desguaces de buques en 1979 ... ..	83
La verdadera situación de las navieras ... ..	84
Ampliación del Canal de Suez ... ..	84
Estudio sobre buques ro-ro ... ..	85
Aclaraciones francesas ... ..	85
Ayudas a los armadores ... ..	86
Real Decreto sobre financiación de buques ... ..	122
La evolución del transporte marítimo ... ..	122
Evolución del tonelaje amarrado ... ..	123
Dudas sobre las transformaciones ... ..	154
Evolución del tonelaje amarrado ... ..	154
Es posible el ahorro de energía ... ..	154
Petroleros en espera de carga ... ..	155
El imposible retorno al equilibrio de la flota ... ..	242
La demanda futura de grandes graneleros ... ..	242
El transporte en la siderurgia japonesa ... ..	242
Evolución del tonelaje amarrado ... ..	277
Entrada en vigor ... ..	277
La flota española transporta poco carbón ... ..	317
El futuro de los petroleros ... ..	318
Prórroga de subsidios en Japón ... ..	318
La demanda de transporte de carbón ... ..	318
Experiencias con tripulaciones reducidas ... ..	318
Evolución del tonelaje amarrado ... ..	318
Evolución del tonelaje amarrado ... ..	399
Objetivo para la flota japonesa ... ..	399
Actividades de Intertanko ... ..	429
Perspectivas para los graneleros ... ..	429
Evolución del tonelaje amarrado ... ..	468

**REUNIONES Y CONFERENCIAS**

Programa de Reuniones Técnicas de la A. I. N. E. ...	35
Ciclo de conferencias sobre Jorge Juan ... ..	35
Agenda ... ..	86

	Págs.
Agenda ... ..	123
Simposios organizados por la A. I. N. E. ... ..	155
XXI Sesiones Técnicas de la A. I. N. E. ... ..	155
Conferencia de don Felipe Lafita ... ..	155
LXXV Aniversario del Instituto de la Ingeniería en España ... ..	155
La obra viva del buque. Su conservación y pintado.	156
Mesa redonda sobre ahorro energético en el transporte marítimo ... ..	158
I Congreso Nacional sobre «Navegación fluvial en la Península Ibérica» ... ..	243
III Congreso Iberoamericano de Ingeniería Naval ...	277
Reunión de la IACS ... ..	277
I Congreso Nacional sobre «Navegación fluvial en la Península Ibérica» ... ..	278
Asamblea Anual de ANAVE ... ..	278
Agenda ... ..	280
Agenda ... ..	400
Asambleas Generales de CONSTRUNAVES e INDUSTRIALES ... ..	430
Inauguración del Curso de Gestión Informática en la Escuela de Organización Industrial ... ..	434
Semana de Economía Marítima ... ..	468
COPINAVAL 1981 ... ..	468

**V A R I O S**

Fusión de centros de investigación ... ..	36
Destinos en el Cuerpo de Ingenieros Navales ... ..	36
Despedidas ... ..	36
Las enseñanzas de náutica y sus titulaciones ... ..	86
Destinos en el Cuerpo de Ingenieros Navales ... ..	124
Nueva versión del Sistema FORAN ... ..	159
Necrología ... ..	243
Nuevo presidente de AESA ... ..	281
Necrología ... ..	281
Retorno al motor de cuatro cilindros ... ..	281
Marca COW del Bureau Veritas ... ..	281
Premio Comiscar 1981/1982 ... ..	281
Récord en hélices de paso controlable ... ..	319
Las Sociedades de Clasificación en 1980 ... ..	319
Presentación de FIDEVERITAS ... ..	435
Acuerdo U. S. Coast Guard A. B. S. ... ..	435
Necrología ... ..	435
Audiencia de S. M. el Rey ... ..	470
Necrología ... ..	470
Medalla de Mérito al Trabajo ... ..	470

**PUBLICACIONES**

Actualización del Anuario del Colegio Oficial de Ingenieros Navales ... ..	37
Bibliografía.—Abril 1981.—46. Propulsión (incluye cavitación, aunque no sea en el propulsor, sino en la carena) ... ..	160
Actualización del Anuario del Colegio Oficial de Ingenieros Navales ... ..	195
Bibliografía.—Junio 1981.—32. Construcción Naval (Tecnología propia) ... ..	244
Instalaciones eléctricas en buques ... ..	282
Actualización del Anuario del Colegio Oficial de Ingenieros Navales ... ..	349
«Los transportes marítimos 1980» ... ..	399
Puesta al día del Bureau Veritas ... ..	400
Bibliografía.—Diciembre 1981.—47. Gobierno ... ..	474

## BIBLIOGRAFIA.—Diciembre 1981

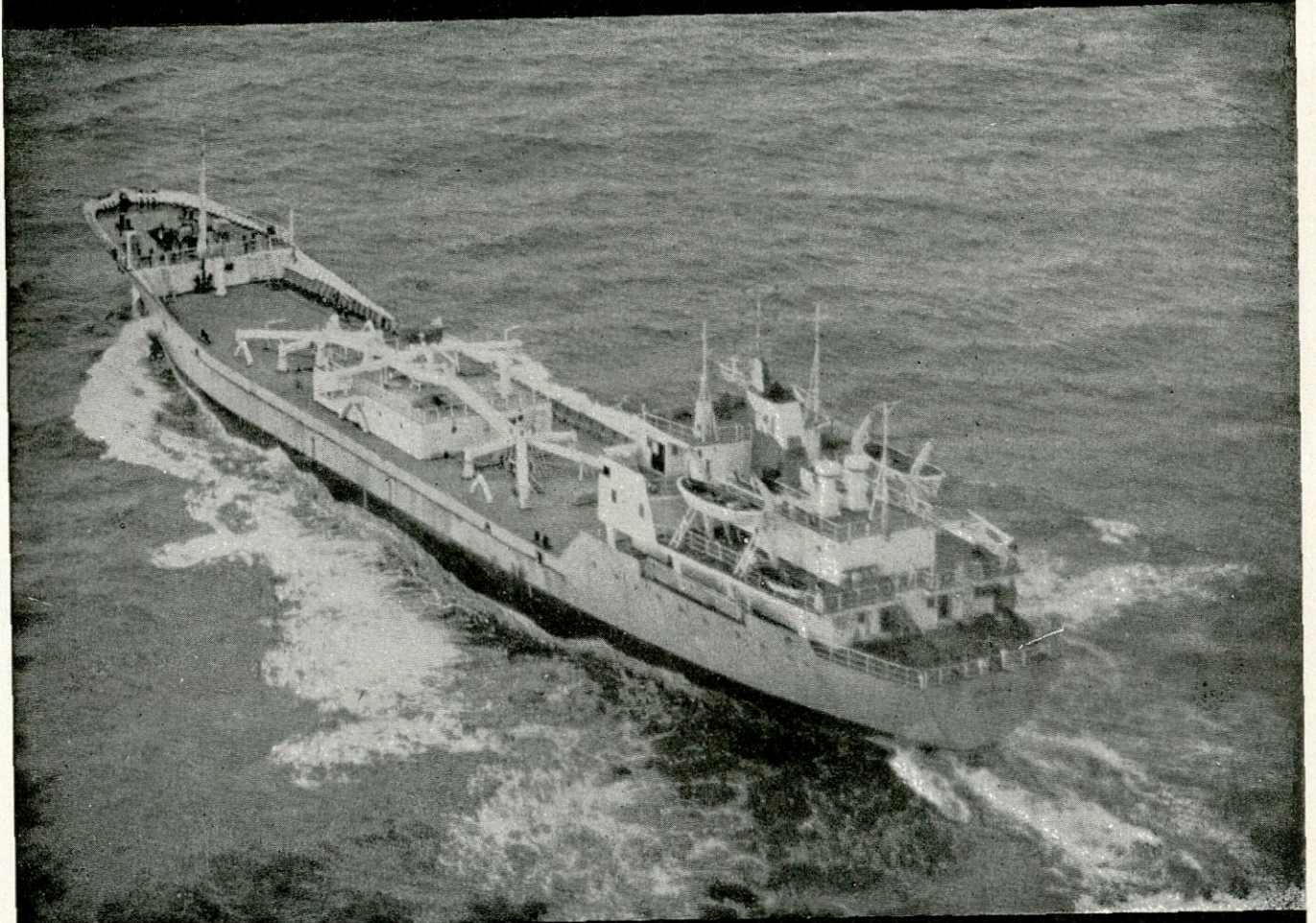
## 47. GOBIERNO

- 1.801. **Buenas propiedades de gobierno para buques portacontenedores.**  
E. Vossnack.  
«Revista de Información E. N. Elcano». Junio, julio 1980.
- 1.802. **Consideration of shiphandling in hull design.**  
D. Clarke.  
«The British Ship Research Association». Julio 1978.
- 1.803. **Sobre el análisis del movimiento de zig-zag dinámico de buques (en alemán).**  
P. Oltmann.  
«Schiff und Haffen». Noviembre 1979.
- 1.804. **BSRA standard methods of speed trial analysis.**  
G. Thomson.  
«The British Ship Research Association». Núm. 466, 1978.
- 1.805. **High performance rudders for improved shiphandling.**  
«The Naval Architect». Marzo 1979.
- 1.806. **Timones más eficaces.**  
«Revista de Información E. N. Elcano». Junio 1979.
- 1.807. **Paradas de emergencia con motores diesel sobrealimentados y hélices de paso fijo.**  
H. Hürgen.  
«Revista de Información E. N. Elcano». Junio 1979.
- 1.808. **Lateral forces on a ship approaching a vertical wall: A theoretical model.**  
F. Hess.  
«Journal of Ship Research». Diciembre 1979.
- 1.809. **Emergency steering and the single failure criteria.**  
«Marine Engineering Review». Agosto 1980.
- 1.810. **Applications of the surface effect ship (SES).**  
P. Lindley.  
«High-Speed Surface Craft Conference». Junio 1980.
- 1.811. **Auxiliary equipment as a compensation for the effect of course instability on the performance of Helmsmen.**  
W. A. Wagenaar.  
«Netherlands Ship Research Centro TNO». Septiembre 1972.
- 1.812. **El chorro curvado Schottel. Una nueva ayuda a la maniobrabilidad (en alemán).**  
«Hansa». Núm. 17, septiembre 1978.
- 1.813. **Wind tunnel investigation of semi-balanced ship skeg-rudders.**  
J. Goodrich.  
«The Naval Architect». Noviembre 1979.
- 1.814. **Hélices laterales.**  
J. Brix.  
«Forschungszentrum des Deutschen Schiffbau. Número 80, 1978.
- 1.815. **Influences of propeller and rudder on maneuvering stability derivatives.**  
A. Yumuro.  
«Ocean Engineering». Vol. 16, 1978.
- 1.816. **A study on the instability criterion of the manual steering of ships.**  
T. Koyama.  
«Ocean Engineering». Vol. 16, 1978.
- 1.817. **Theoretical methods in ship maneuvering.**  
J. N. Newman.  
«Symposium on Advances in Marine Technology». Junio 1979.
- 1.818. **Proyecto de timones marinos.**  
A. Baquero.  
«Asociación de Investigación de la Construcción Naval». Núm. 3, junio 1978.
- 1.819. **Avance de la tecnología de los propulsores laterales.**  
«Revista de Información E. N. Elcano». Octubre 1979.
- 1.820. **Adaptive automatic course-keeping control of a supertanker and a container ship. A simulation study.**  
A. Brink.  
«International Shipbuilding Progress». Septiembre 1979.
- 1.821. **Memory effects in deepwater maneuvering.**  
C. Scragg.  
«Journal of Ship Research». Septiembre 1979.
- 1.822. **Experiments to determine the behaviour of disabled tankers.**  
«The Naval Architect». Marzo 1980.
- 1.823. **Gobierno con «efecto Magnus».**  
J. Borg.  
«Revista de Información E. N. Elcano». Octubre 1980.
- 1.824. **Model an full-scale investigations of ship manoeuvrability (en ruso).**  
A. Nemzer y V. Shcheredin.  
«Sudostroenie». Marzo 1980.
- 1.825. **Specifications for ship manoeuvrability trials (en ruso).**  
A. Netsvetayev.  
«Sudostroenie». Julio 1980.
- 1.826. **Mejorando el rendimiento del timón.**  
«Revista de Información E. N. Elcano». Enero 1981.
- 1.827. **Large tankers-wind coefficients and speed loss due to wind and sea.**  
B. van Berlekon.  
«The Naval Architect». Febrero 1975.
- 1.828. **Características de maniobrabilidad de buques (en alemán).**  
G. Kynast.  
«Hansa». Núm. 11, junio 1978.
- 1.829. **An experimental investigation on the propulsive effect of a rudder in the propeller slipstream.**  
R. Suhrbier.  
«International Shipbuilding Progress». Febrero 1974.
- 1.830. **El ángulo de deriva y sus consecuencias en las maniobras del buque.**  
K. Moeurs.  
«Revista de Información E. N. Elcano». Agosto 1978.

# ASTILLEROS DEL CANTABRICO Y DE RIERA S.A.

Apartado 391 — Gijón

Teléfono (985) 320150  
Telex: 87353



B / CEMENTERO "INDALO"

## NUEVAS CONSTRUCCIONES

Hasta 125 mts. de eslora

**BUQUES TANQUES-QUIMICOS, CEMENTEROS,  
ASFALTEROS, FERRYS,  
PORTACONTENEDORES,  
BULK-CARRIERS, ETC.**

**REPARACIONES EN GENERAL**

**EMPRESA  
NACIONAL**

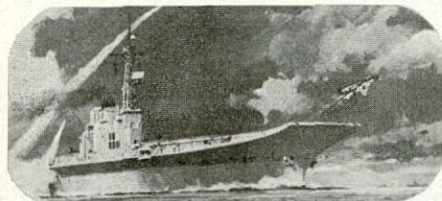
# BAZAN

**Más de dos siglos en construcción naval  
e industrias afines**

**CALIDAD TRADICIONAL  
IDEAS MODERNAS**

## **BUQUES de GUERRA**

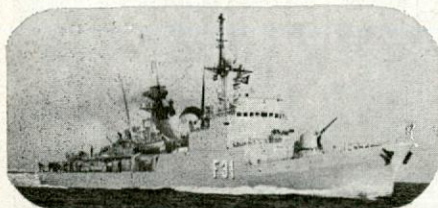
Bazán. Nuestro nombre no cuenta toda la historia, puesto que es el nombre moderno de una antigua Compañía que ha estado trabajando continuamente en la construcción naval y actividades relacionadas con ella durante más de 200 años.



La actividad fundamental de Bazán es el diseño y construcción de buques de guerra, principalmente para la Armada Española, pero muchos países amigos de ultramar son testigos de nuestra reputación en este especializado campo.

Bazán también fabrica modernas armas navales, lo que nos permite ser el principal y único contratista en todos los casos.

Bazán, una respuesta apropiada a una buena política de compra.

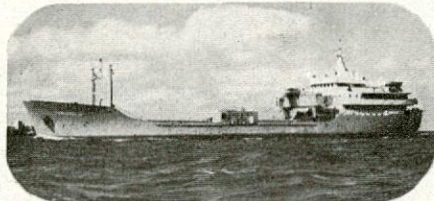


**OFICINA CENTRAL:**

CASTELLANA, 55 · MADRID · 1  
TELEFONO 441 51 00 · TELEX 27480  
CABLES: BAZAN

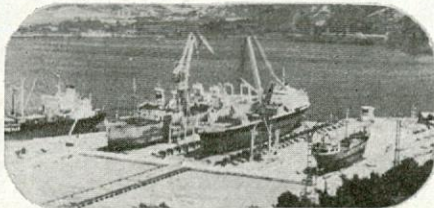
## **BUQUES MERCANTES REPARACIONES**

Otra línea importante de nuestra actividad es la construcción de buques mercantes. Esta actividad se creó para hacer mejor uso de nuestra capacidad de producción y principalmente a causa de nuestro alto desarrollo tecnológico y nivel de calidad.



Gradas y diques para construir buques de hasta 230.000 TPM y adecuados recursos de producción.

La reparación de buques es también una línea de actividad significativa en nuestras tres Factorías. Nuestra alta capacidad en este área radica en el elevado standard impuesto por las reparaciones de buques de guerra tanto para la Marina Española como para Marinas extranjeras amigas. Los buques mercantes que preparamos se benefician de esta gran experiencia y de la alta calidad que requieren los de guerra.



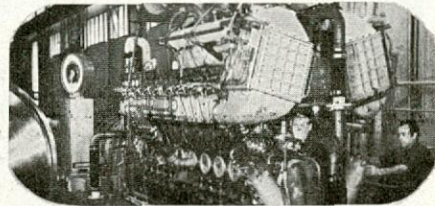
**FACTORIAS EN:**

EL FERROL DEL CAUDILLO  
CARTAGENA  
SAN FERNANDO (CADIZ)

## **MOTORES Y TURBINAS**

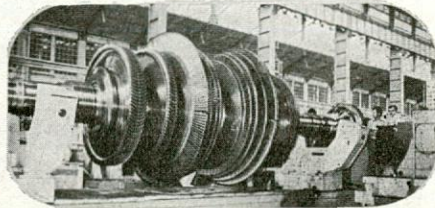
En 1942 la Factoría de Cartagena comenzó la fabricación de motores diesel Krupp y Sulzer. En la actualidad la actividad está concentrada principalmente en la producción de motores MAN y MTU y engranajes reductores Renk.

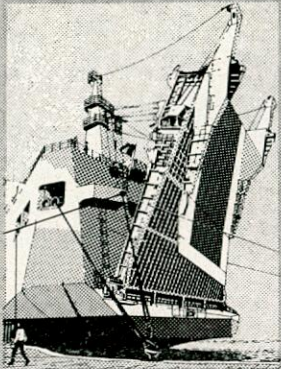
La capacidad de producción actual es de



250.000 BHP/año. Debido a los requerimientos de los trabajos para la Armada, la fabricación de turbinas de vapor se inició en la Factoría de El Ferrol en 1910, bajo licencia Parson. Actualmente, y debido a las nuevas tendencias en el mercado de turbinas para propulsión naval y para instalaciones terrestres, Bazán mantiene cooperación técnica y licencias con Westinghouse, Kawasaki, Mitsubishi, Kraftwerk Unión, General Electric y Foster Wheeler.

Bazán está entrando también en el campo de las turbinas de gas para uso naval y terrestre.





## MacGregor Ro-Ro

Mas de 700 buques equipados por MacGregor con rampas, puertas, ascensores y cardecks.

Diseñe su buque alrededor de un equipo de acceso MacGregor. Cientos de armadores lo hacen así.

**MacGREGOR**  
transfer and access equipment

En España: Astilleros Españoles SA, Factoria de Sevilla, Apartado 89. Teléfono: (954) 451011. Telex: 72345 'Astil' e.

# THE SECRET OF FLUME

It's almost a secret, all too well kept, that the Flume Stabilization System can substantially reduce your fuel costs. By reducing rolling, as it has in more than 1,600 ships, and by making possible the elimination of bilge keels, the Flume Stabilization System allows you to maintain your desired sea speed at a lower resistance and lower fuel consumption, all without loss of cubic or deadweight capacity.

For free fuel saving brochure, write:



**FLUME STABILIZATION SYSTEMS**  
Suite 3000 One World Trade Center  
New York, New York 10048



## ELESA - 57:

Aceite sintético para lubricación de «**COMPRESORES**» alternativos. **CINCO años de vida sin mantenimiento del compresor**, gracias a la ausencia absoluta de barros, depósitos carbonosos en válvulas, etc.

Reducción del 40 % en consumo y aire seco en la descarga.



**ELECTROFILM ESPAÑOLA, S. A.**

Teléf. 246 78 00 (7 líneas). Cables: Elesafilm. Madrid  
Télex: 42478 FILM E. C/. Conde de Vilches, 13  
Edificio ELESA. Madrid-28 (España)

**BARCELONA-5**

Edificio Pedro IV. C/. Pujadas, 77 y 79, 3.º, 3.º  
Teléfonos 309 14 50 y 309 17 16

## FONDO EDITORIAL DE INGENIERIA NAVAL

Asociación de Ingenieros Navales de España

### NUEVAS PUBLICACIONES:

«**INCIDENCIA DE LOS FACTORES MACROECONOMICOS SOBRE LA EVOLUCION DE LA INDUSTRIA DE CONSTRUCCION NAVAL EN EL PERIODO 1973-79: LAS CRISIS SUPERPUESTAS**»

Autor: Manuel Angel Martín López, Dr. Ing. Naval

«**NAVEGACION FLUVIAL. POSIBILIDADES DE NAVEGACION DE LA RED FLUVIAL ESPAÑOLA**»

Autores: José F. Núñez Basañez, Ing. Naval, y Amadeo García Gómez, Ing. Naval

«**SEGURIDAD NUCLEAR. PROTECCION DEL MEDIO AMBIENTE**»

Autor: José Luis González Díez, Ing. Naval

«**ALBUM DE DEFECTOS EN LINGOTES Y EN PRODUCTOS FORJADOS Y LAMINADOS**»

Autores: Florencio Casuso y Antonio Merino.

PEDIDOS A: **Fondo Editorial de Ingeniería Naval**

Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales

Avda. del Arco de la Victoria, s/n. Ciudad Universitaria. Madrid-3

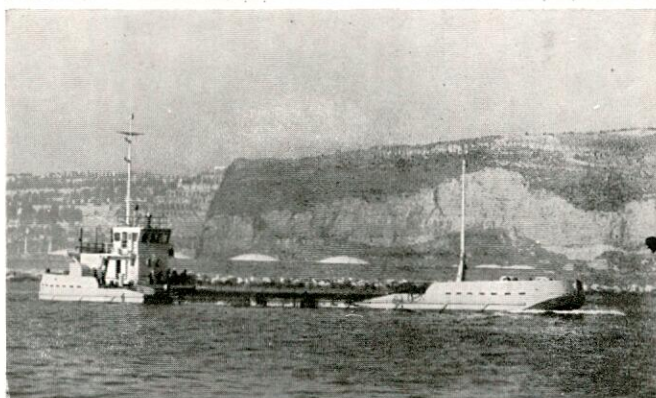
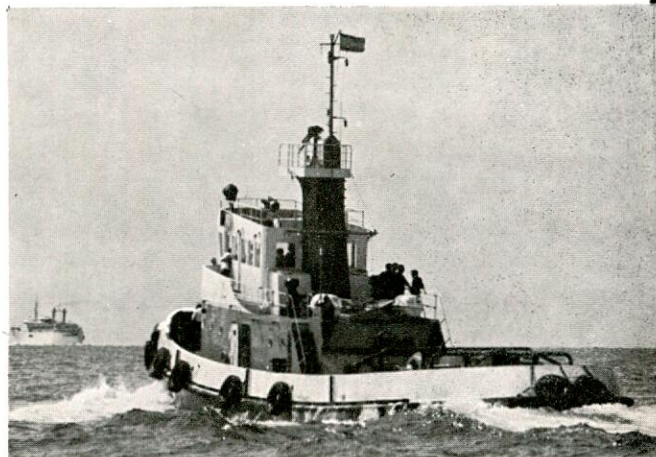
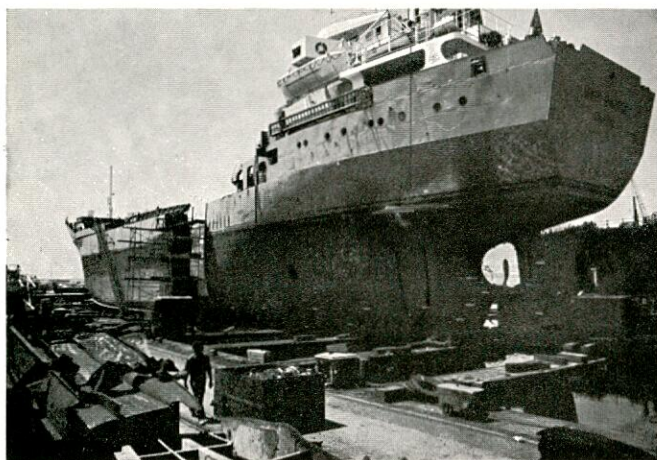
# UNION NAVAL DE LEVANTE, S.A.

TALLERES NUEVO VULCANO

## CONSTRUCCION DE BUQUES DE HASTA 1.000 TRB

ESPECIALISTAS EN ARTEFACTOS  
Y EQUIPOS FLOTANTES  
PARA PUERTOS


- PONTONAS Y GABARRAS
- DRAGAS Y GRUAS
- GANGUILES HIDRAULICOS
- REMOLCADORES
- PESQUEROS
- CARGUEROS



## REPARACION Y TRANSFORMACION DE BUQUES

- \* DIQUE SECO de 50.000 TPM de capacidad.  
*El mayor de la costa Española del Mediterráneo.*
- \* DIQUE FLOTANTE DE 2.000 Tons. de fuerza  
ascensional.
- \* DIQUE FLOTANTE DE 6.000 Tons. de fuerza  
ascensional.
- \* DIQUE FLOTANTE DE 8.000 Tons. de fuerza  
ascensional. (Valencia)

<b>BARCELONA (3)</b> Apartado / P.O. Box 141 Tel.: 319 42 00 Telex: 52030 UNALE	<b>MADRID (9)</b> Alcalá, 73 Tels.: 435 45 40 Telex: 43892 UNALE - E	<b>VALENCIA (11)</b> Apartado / P.O. Box 229 Tel.: 323 08 30 Telex: 62877 UNALE
--	---	--



# CAJA NAVAL DE CREDITO

Sociedad Cooperativa  
de Crédito



Castelló n.º 66, 3.º Izqda.  
MADRID-1

El Sector Naval español, con la colaboración de todos aquellos cuyo trabajo, profesión o negocio se desarrolla en el campo de la construcción y explotación de los buques, dispone, en régimen cooperativo, de un poderoso instrumento financiero, con todos los servicios de la banca, más las ventajas exclusivas de las cooperativas de crédito.

Las empresas y particulares pueden beneficiarse de ello.

Si desea informarse de la forma en que puede participar, venga a vernos, escribanos o llámenos por teléfono (275 62 04 de Madrid) y le explicaremos cómo hacerlo.