AÑO XLIV - NUM. 496
OCTUBRE 1976

Ingenieria Naval

ASTILLEROS ESPAÑOLES, S.A.

FACTORIA DE PUERTO REAL - C/02 - «CASTILLO DE TAMARIT» - Petrolero de 260.000 TPM
Armador: EMPRESA NACIONAL ELCANO DE LA MARINA MERCANTE, S. A. - Puesta a flote.

CONSTRUCCION NAVAL CAPACIDAD DE PRODUCCION
1.400.000 TRB/Año

FABRICACION DE MOTORES CAPACIDAD DE PRODUCCION
650.000 BHP/Año

SIDERURGIA
CAPACIDAD DE PRODUCCION DE ACEROS ESPECIALES, FORJA Y MOLDERIA
200.000 TONS/Año

OFICINAS CENTRALES: PADILLA, 17 MADRID-6 - **Apartado** 815
Teléfono 225 21 00/01 - **Telex** 27690 Astil E - 27648 Astil E - **Telegramas** ASTILLEROS - MADRID

Hombres de mar consolidados conocen SULZER

Constructores de motores diesel desde hace más de 75 años

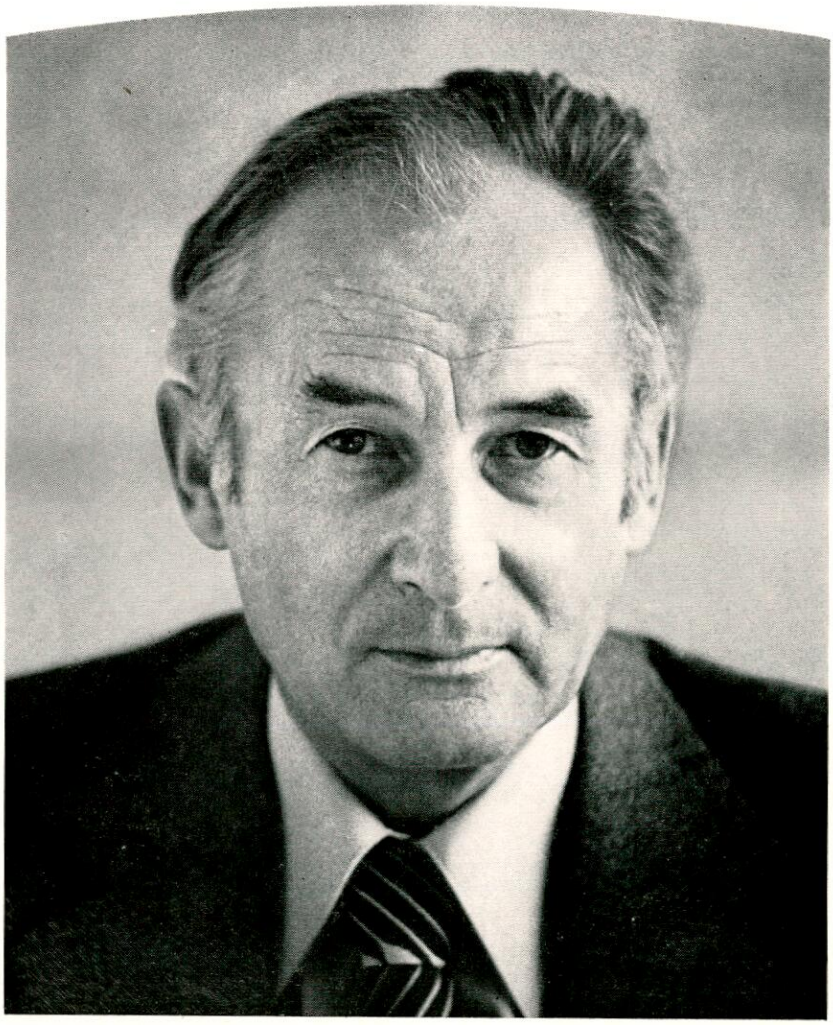
Hombres de experiencia

Continuos avances durante años han dado a los motores diesel marinos SULZER el espaldarazo de líderes del mundo.

Hoy día más de la tercera parte de los grandes buques a motor del mundo van propulsados por motores diesel SULZER. Motores respaldados por más de 75 años de experiencia. Y la madurez cuenta.

Conceptos básicos de proyecto y detalles que marcan la diferencia, combinados para producir motores de calidad consolidada, apoyada por una larga tradición. Hombres de mar con experiencia lo saben. El hombre de SULZER también lo sabe. Consúltele.

Sulzer Frères Société Anonyme
CH-8401 Winterthur, Suiza
Departamento Motores Diesel e Instalaciones Marinas, Telex 76165, Teléfono 052 81 11 22



7.64 sp

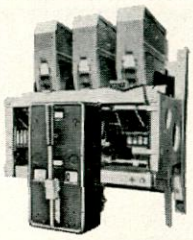
SULZER®

Sulzer Hermanos–
Escher Wyss S.A.
Apartado 14291
Madrid 14

interruptores automáticos de Baja Tensión

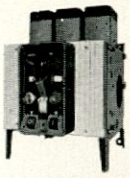
OTOMAX "PC"

tensión nominal 500V
intensidades nominales . . 1000 a 5000 A
poder de corte simétrico . . a 380V P1C-35kA
P2C-52kA
P3C-100kA



*NOVOMAX "G. 30"

tensión nominal. . . . 660V
intensidades nominales. 800 a 1600A
poder de corte simétrico a 380V 40kA



FUSOL "FZ"

tensión nominal. . . . 500V
intensidades nominales. 30 a 500A
poder de corte simétrico a 380V . . . 100kA

*LIMITOR "LN"

tensión nominal. . . . 660V
intensidades nominales. 100 a 500A
poder de corte simétrico a 380V . . . 100kA

ISOL "H/Z"

tensión nominal. . . . 500V
intensidades nominales. 100 a 800A
poder de corte simétrico a 380V . . 10 a 35kA

*MODUL "N"

tensión nominal. . . . 660V
intensidades nominales. 100 a 1000A
poder de corte simétrico a 380V . . 15 a 35kA

Central:
Menéndez Pelayo, 220 - Barcelona-12 - Tel. 2281708 (10 líneas) - Telex 52.253 MTRON E

Delegaciones:
Madrid, Barcelona, Bilbao, Sevilla, Valladolid, Vigo.

Sub-delegaciones en:
Gijón, Santander, San Sebastián, Pamplona, Zaragoza, Valencia, Málaga, Murcia, Palma de Mallorca, Las Palmas, Sta. Cruz de Tenerife.

SA-82-1

MARITIMA INTERNACIONAL, S. A.
(GRUPO: PEREZ Y COMPAÑIA, S. A.)

Edificio MARINTER
Serrano, 143
MADRID-6

Teléfono 262 52 10 (15 líneas)

Telex 27655, 27787, 22477

Corredores para fletamentos y compra-venta de buques
Agentes de líneas de carga y pasaje-Consignatarios de buques

Representantes/Agentes de:

— Castañer y Ortiz, S. A.
— Compañía Trasatlántica Española, S. A.
— Companhia Nacional de Navegaçao
— Companhia Portuguesa de Transportes Marítimos
— Compañía Sud-Americana de Vapores
— Empresa Cubana de Fletes - Empresa de Navegación Mambisa
— Keller Line
— Línea Transmare, S. p. A.
— Nautilus Line
— Prodromos Line
— S. E. A. S. - Services Europe Atlantique Sud
— Scindia Steamship Navigation Company
— Zim Israel Navigation Co.

con servicios de línea regular entre puertos españoles y:

— Norte de Europa y Reino Unido
— Portugal
— Canarias
— Mediterráneo
— América del Sur
— América Central
— América del Norte
— Africa del Norte
— Africa Occidental y Oriental
— Golfo Pérsico - India - Japón

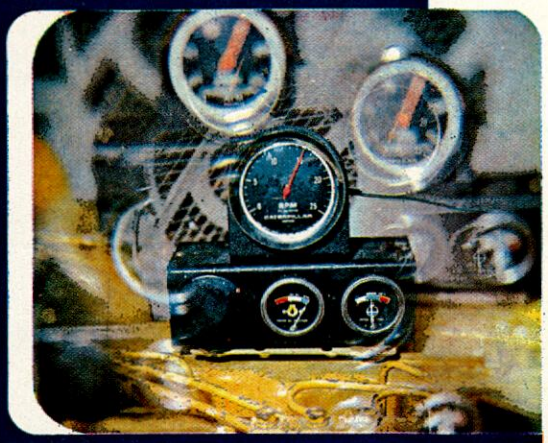
AGENCIAS PROPIAS EN TODOS LOS PUERTOS ESPAÑOLES
PEREZ Y COMPAÑIA, S. A.

Dirección telegráfica en Madrid y en todos los puertos: «MARINTER» y «GELPEREZ»

LISTOS PARA TODO SERVICIO

¡CON SEGURIDAD!

MOTORES AUXILIARES CATERPILLAR

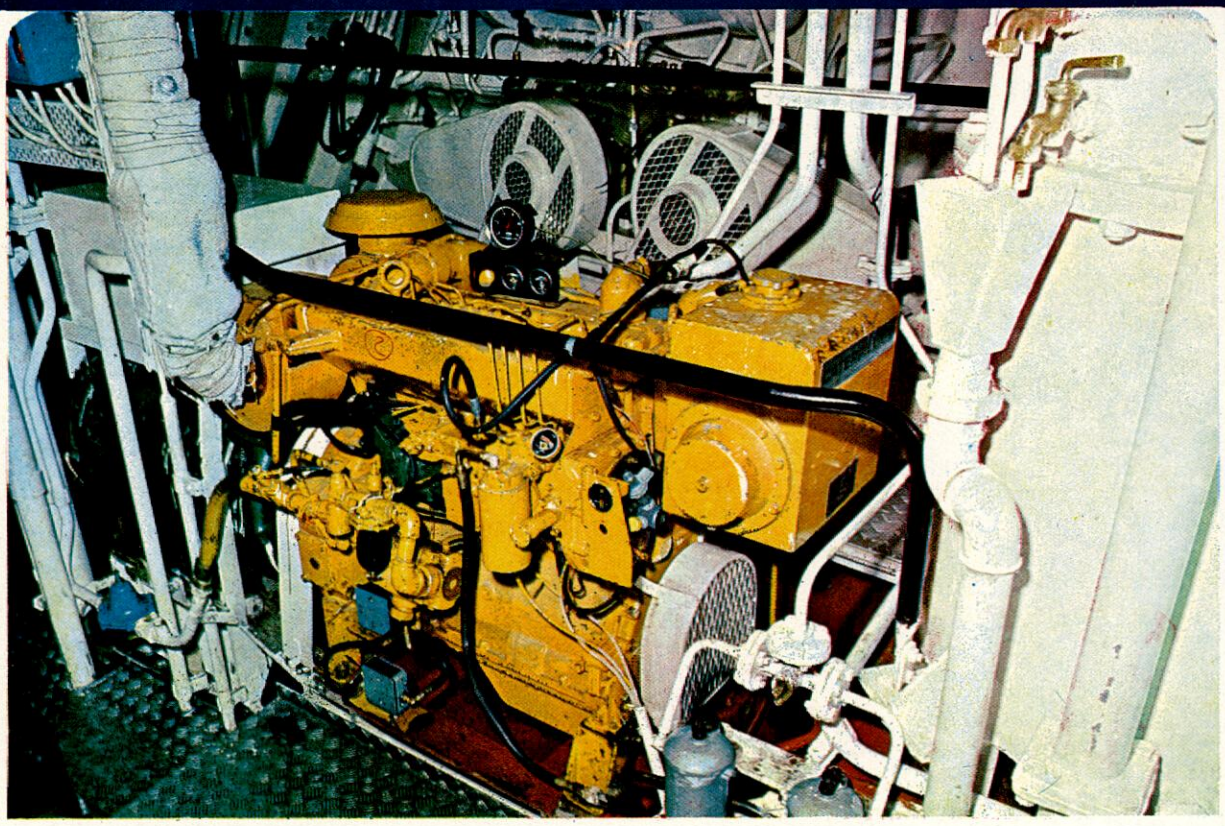


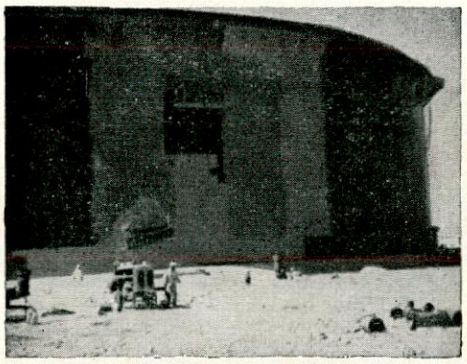
- Motores auxiliares y de emergencia con el más alto grado de automatización, equipados con sistema de seguridad y suministrables con accesorios para su completa instalación.
- Departamento técnico de estudio de barcos, con recomendación del motor más adecuado a cada aplicación.
- Asesoramiento gratuito durante el montaje.

CENTRAL: Plaza de las Cortes, 6
Tels. 448 27 00 y 445 71 50 MADRID-14

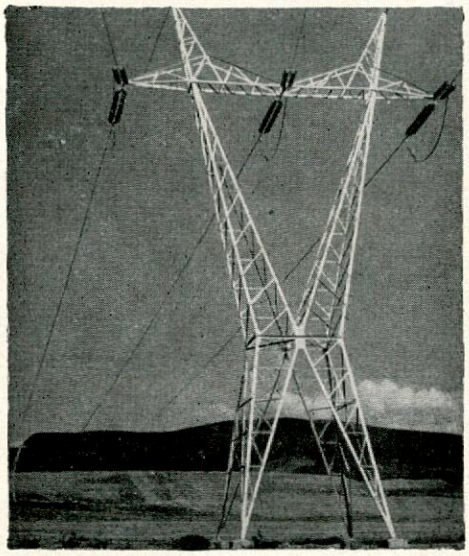
- **13 Bases y 6 Delegaciones en toda España.**
- **900 puntos de servicio CATERPILLAR en todo el mundo.**

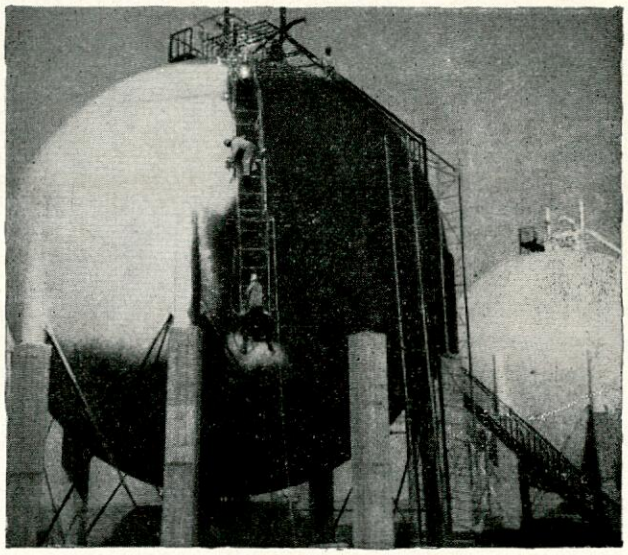
Caterpillar, Cat y ⊞ son marcas de Caterpillar Tractor Co.





ESTO TAMBIEN ha sido pintado por SAMAS





NUESTRAS REFERENCIAS

PLANTAS QUIMICAS

CARBESA
FOSFORICO ESPAÑOL
MONSANTO IBERICA
PERLOFIL
PETRESA
SNIACE

REFINERIAS

AROMATICOS RIO GULF
CALVO SOTELO
CEPSA GIBRALTAR
ESSO CASTELLON
PETROLIBER
REPESA

ASTILLEROS

ASTANO
ASTILLEROS DEL CANTABRICO Y RIERA
ASTILLEROS ESPAÑOLES
BAZAN
JULIANA CONSTRUCTORA GIJONESA
UNION NAVAL DE LEVANTE

LINEAS

ENDESA
HIDROELECTRICA ESPAÑOLA
SEVILLANA DE ELECTRICIDAD
UNION ELECTRICA, S. A.

...Y ADEMAS

CENTRALES HIDRAULICAS
» TERMICAS
EDIFICIOS
METALIZACION
SEÑALIZACION DE CARRETERAS

SAMAS

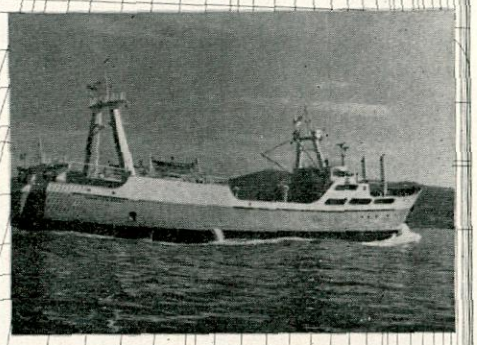
FABRICACION Y APLICACION DE PINTURAS, BARNICES Y ESMALTES

C/PEDRO DE VALDIVIA, 34 - TELS. 261 38 46 - 261 46 67 - 261 33 99 - MADRID - 6

EXTENSA

TECNACO, S.A.

OFICINA TECNICA NAVAL



ESTAMOS ESPECIALIZADOS EN EL PROYECTO DE:

* Buques de pesca de todo tipo
* Portacontainers
* Roll-on/Roll-off
* Cargueros multipropósito
* Remolcadores

TAMBIEN PROYECTAMOS:

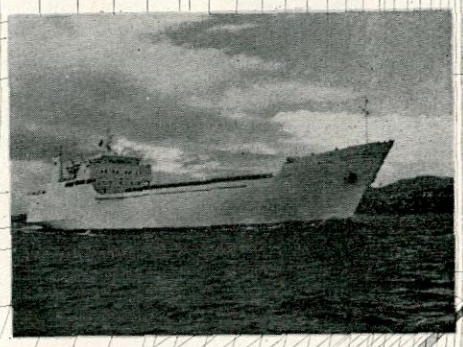
* Buques de carga general
* Buques de carga granel
* Buques especiales

WE ARE SPECIALISED IN THE DESIGN OF:

* All types of fishing ships
* Container ships
* Roll-on/Roll-off
* Multipurpose cargo ships
* Tug vessels

WE ALSO DESIGN:

* General cargo ships
* Bulkcarriers
* Special vessels

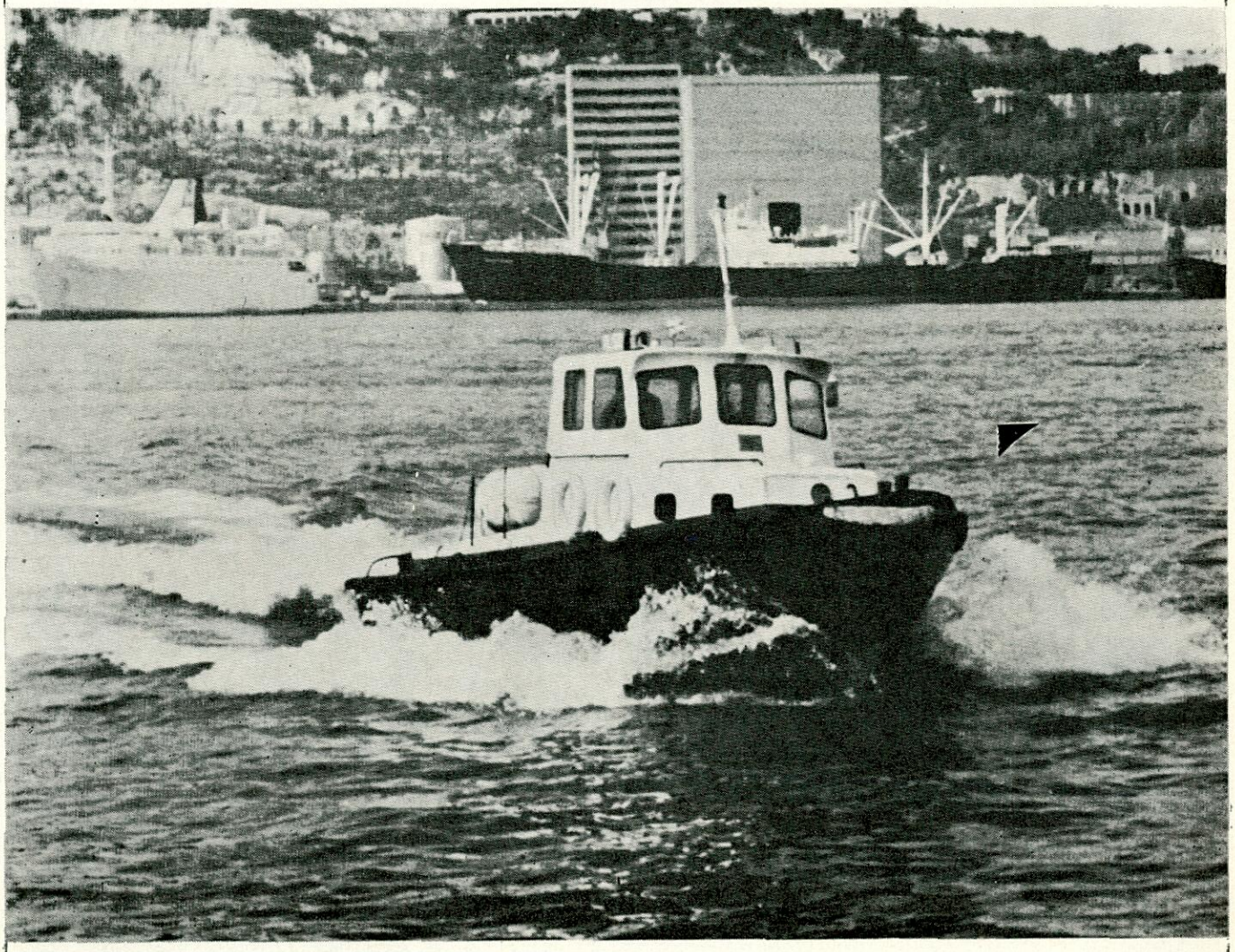


TECNACO, S.A.
Velázquez Moreno, 9
Apartado de Correos 744
VIGO (España)
Teléfono: 986/22 47 00
Télex: TACSA 83065
Telegramas: TECNACO

TALLERES DEL PUERTO LLASTARRY, S.L.

Astilleros

Muelle de Levante, s/n ~ Teléfono 319 44 00 ~ Barcelona (3)



Transbordadores Fluviales
Tuberías y Flotadores
para Dragas de Succión
Remolcadores
Gánguiles
Barcazas
Pontones
Balizas
Dragas

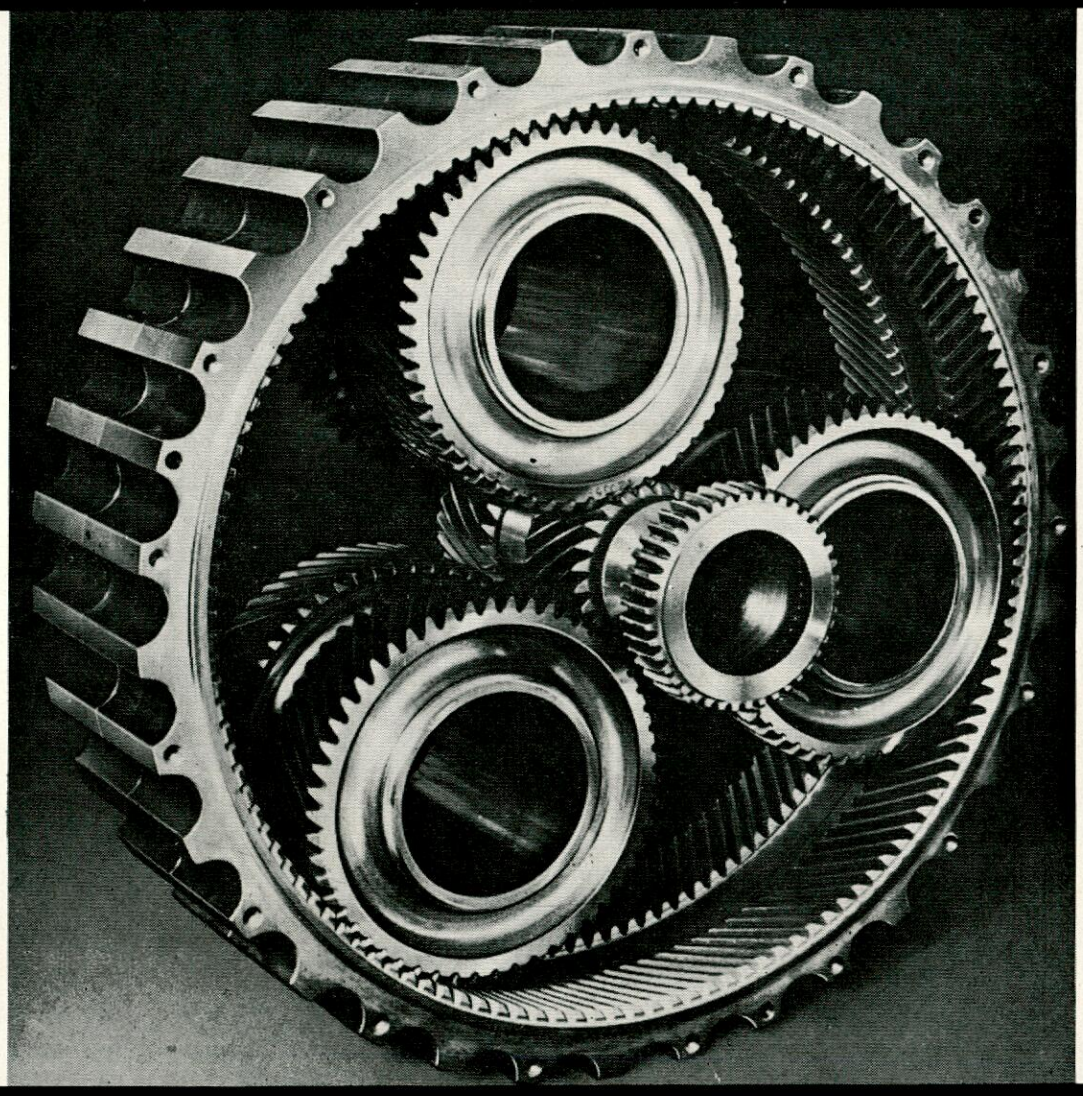
LANCHAS PARA:
Servicio de trenes de
dragado
Transporte
Vigilancia
Amarre
Pasaje
Recreo
Pesca

Embarcaciones Especiales
para limpieza de puertos
Cabrestantes para
atraque en pantalanes
Ganchos de escape rápido
de 15, 30, 60 y 100 toneladas
Bolardos
Boyas

1.501

RENK

encontró la solución...



Ventajas del reductor planetario:

- **Poco empacho, debido a que el esfuerzo está distribuido en engranajes coaxiales.**
- **Total compensación de cargas entre todos los elementos fijos y móviles que componen el reductor.**
- **Gran elasticidad a la torsión y flexión, debido a que la corona es soportada sobre anillos elásticos.**
- **Alta eficiencia, baja refrigeración de aceite, debido al piñón principal flotante entre los tres planetarios.**
- **Bajo nivel de ruido debido a la precisión del mecanizado y los muelles anulares montados sobre manguitos laminados de la suspensión elástica.**

Fabricación en España bajo licencia

PASCH Y CIA S.A.

BILBAO
Alameda de Recalde, 30
MADRID
Capitán Haya, 9
BARCELONA
Tusset, 8-10
GIJON
General Mola, 52

RENK

BUREAU VERITAS

1828 1976

— **Registro Internacional de Clasificación de Buques y Aeronaves.**

— **Inspección de materiales y maquinaria.**

— **Control de construcciones inmobiliarias.**

— **Laboratorio y equipos de control no destructivos.**

Oficina Central para España:
Doctor Fleming, 31, 1.°
Madrid-16
Teléfono 250 33 00
Telex 22665
Dirección Telegráfica: EFEVERITAS

OFICINAS MAS IMPORTANTES EN:

BILBAO
Gran Vía, 63, Dpto. 6
BILBAO-11
Teléf. 41 82 50
» 41 82 54
» 41 82 58

BARCELONA
París, 211, 4.°
BARCELONA-8
Teléf. 228 53 03
» 217 92 44

CADIZ
Ana de Viya, 7
CADIZ
Teléf. 23 71 08
» 23 71 09
» 23 72 03

LA CORUÑA
Avda. de Arteijo, 20
LA CORUÑA
Teléf. 25 25 50
» 25 25 54
» 25 25 58

MADRID
Pinar, 8
MADRID-6
Teléf. 261 92 05

SAN SEBASTIAN
SANTANDER
BEASAIN
IRUN

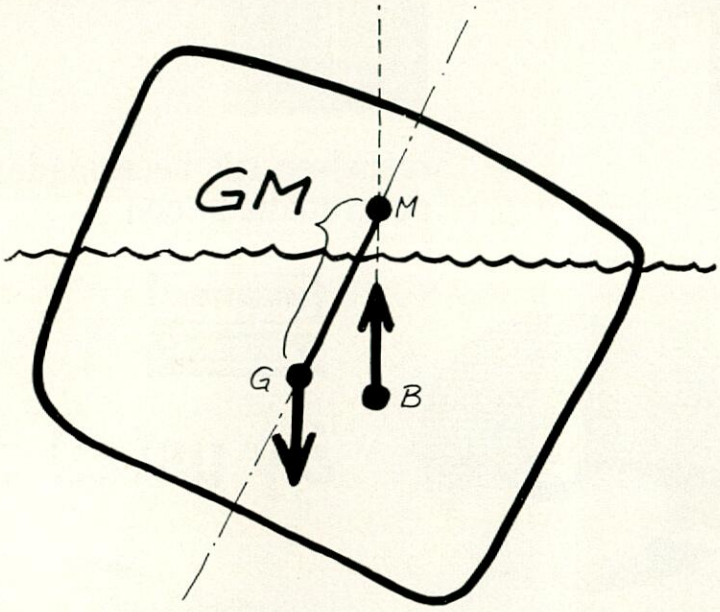
VALENCIA
CARTAGENA
TARRAGONA
ZARAGOZA

SEVILLA
MALAGA
HUELVA
ALMERIA
GRANADA
LAS PALMAS

VIGO
GIJON
EL FERROL DEL CAUDILLO
LEON

VALLADOLID
ALCAZAR DE SAN JUAN
BURGOS

La estabilidad es vital
Como el nuevo LMC G70.



En el mar, para actuar con eficacia y seguridad, se necesitan decisiones rápidas, exactas, previsoras ...Y la seguridad depende a menudo de la estabilidad del buque o en otras palabras: de una distribución óptima de la carga.

La cuestión es: ¿Pueden mejorarse las decisiones acerca de la distribución de la carga?

Sí, con seguridad, pueden. Gracias a la ayuda de nuestro nuevo Computador Loadmaster G70, un analizador de estabilidad pequeño, para buques de todos los tamaños y toda la gama de desplazamientos.

Kockums LMC G70 es una pequeña inversión. ¡Que hace un gran trabajo!

El LMC G70 sustituye los métodos tradicionales, laboriosos e inciertos de calcular la distribución de la carga. El LMC G70 proporciona, de forma rápida y sencilla, información acerca de cuál de las posibilidades de distribución de la carga nos proporciona una estabilidad óptima. Y suministra también el G70 información acerca del peso muerto, calado medio y asiento. Dicha información puede recogerse en una pantalla o en una tira de papel impreso, de forma que los resultados pueden archivarse.

El LMC G70 es una pequeña inversión. ¡Que hace un gran trabajo!

Rellene el cupón adjunto y envíenoslo. Son razones de seguridad.

Envíenme, por favor, información detallada, acerca del nuevo Computador Loadmaster G70

Nombre. . . . . .

Compañía . . . . . .

Dirección. . . . . .

País. . . . . .

KOCKUMS
Marine Division

Kockums Automation AB, Marine Division, Fack, S-201 10 Malmö, Sweden.

Representante en España:

NIFE ESPAÑA, S. A.

HERMOSILLA, 117 TELEF. 401 73 50
MADRID-9 TELEX: ANIFE-E 23018

Si desea ampliar datos señale la referencia 285 en la tarjeta de información y envíenosla. Es un servicio gratuito.

4 de cada 5 empresas

resuelven sus necesidades de granallado con

MEBUSA
SISSON-LEHMANN

¿y usted?

INDUSTRIA NAVAL · FUNDICION · FORJA
ESTAMPACION · AUTOMOVIL · PINTURA
METALIZACION RECUBRIMIENTOS OXICORTE

4 de cada 5 equipos de granallado que se instalan en España, son MEBUSA SISSON-LEHMANN. Hay muy buenas razones para que así sea. Conózcalas:

Tecnología De vanguardia en sistemas de granallado para cualquier necesidad de limpieza y acabado de piezas y superficies metálicas.

Calidad de fabricación. Avalada por los más avanzados métodos y garantizada por las más rigurosas normas de control de calidad.

Servicio. Completo. Desde el estudio técnico exhaustivo de cada caso, hasta la asistencia post-venta, controles y revisiones periódicas de los equipos, formación de personal para su manejo, etc.

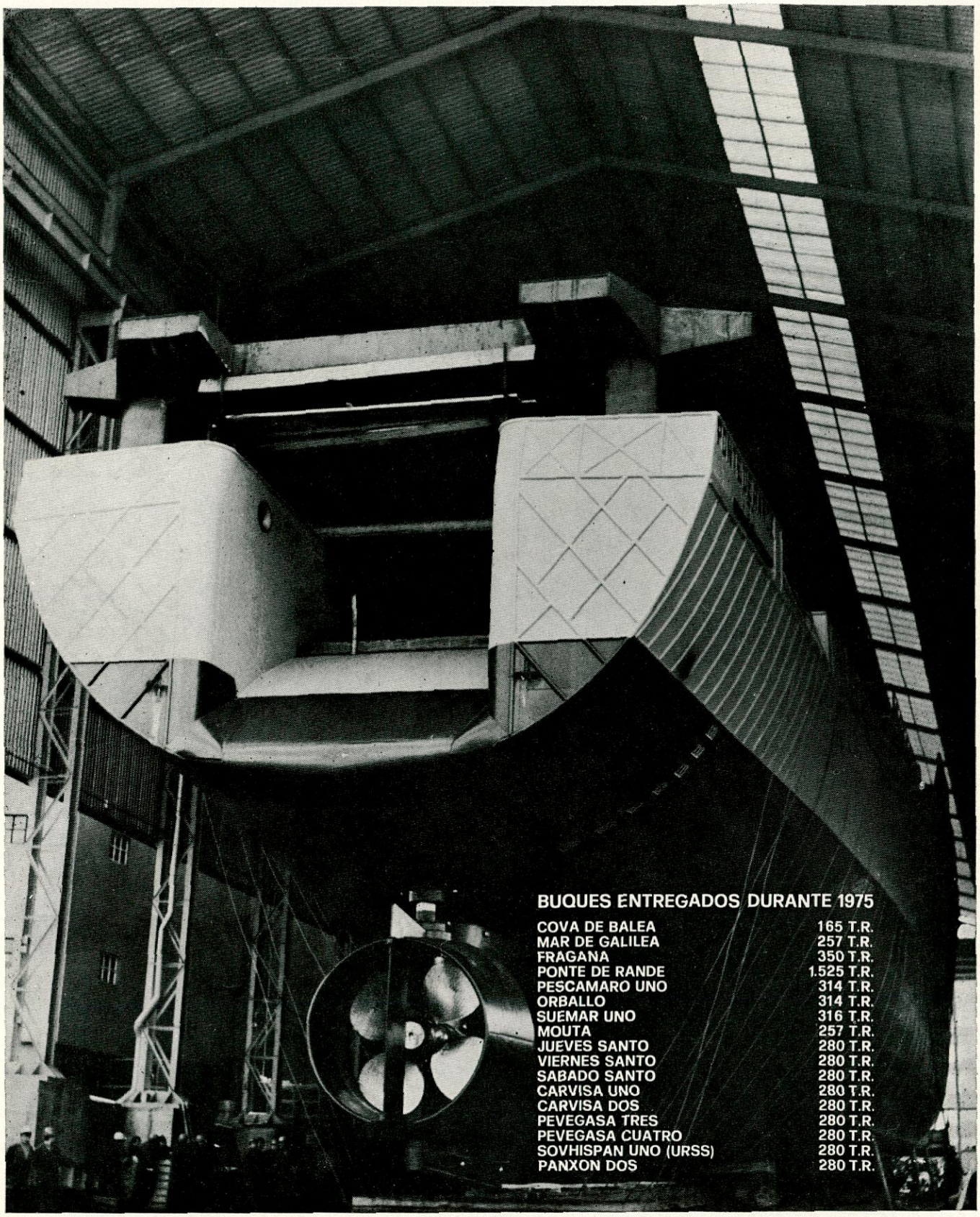
Si aún no utiliza nuestros sistemas, consúltenos sin compromiso. Tenemos el equipo de granallado que usted necesita.

MEBUSA
SISSON-LEHMANN

Sistemas de granallado de
METALURGICA DE BURCEÑA, S. A.
Avda. de Zumalacárregui, 32 - Tfno. 37 08 00
Burceña-Baracaldo (Vizcaya)

DELEGACIONES

Andrés Torrejón, 15 Teléfono 251 46 07 **MADRID-7**	Balmes, 197, 1.° C Teléfono 227 90 01 **BARCELONA-6**	Recaredo, 20, 3.° Teléfono 25 69 24 **SEVILLA-3**	Paseo Echegaray y Caballero, 120 Teléfono 29 12 20 **ZARAGOZA**	Ercilla, 21, 1.° Teléfono 24 77 22 **BILBAO**


BUQUES ENTREGADOS DURANTE 1975
COVA DE BALEA 165 T.R.
MAR DE GALILEA 257 T.R.
FRAGANA 350 T.R.
PONTE DE RANDE 1.525 T.R.
PESCAMARO UNO 314 T.R.
ORBALLO 314 T.R.
SUEMAR UNO 316 T.R.
MOUTA 257 T.R.
JUEVES SANTO 280 T.R.
VIERNES SANTO 280 T.R.
SABADO SANTO 280 T.R.
CARVISA UNO 280 T.R.
CARVISA DOS 280 T.R.
PEVEGASA TRES 280 T.R.
PEVEGASA CUATRO 280 T.R.
SOVHISPAN UNO (URSS) 280 T.R.
PANXON DOS 280 T.R.

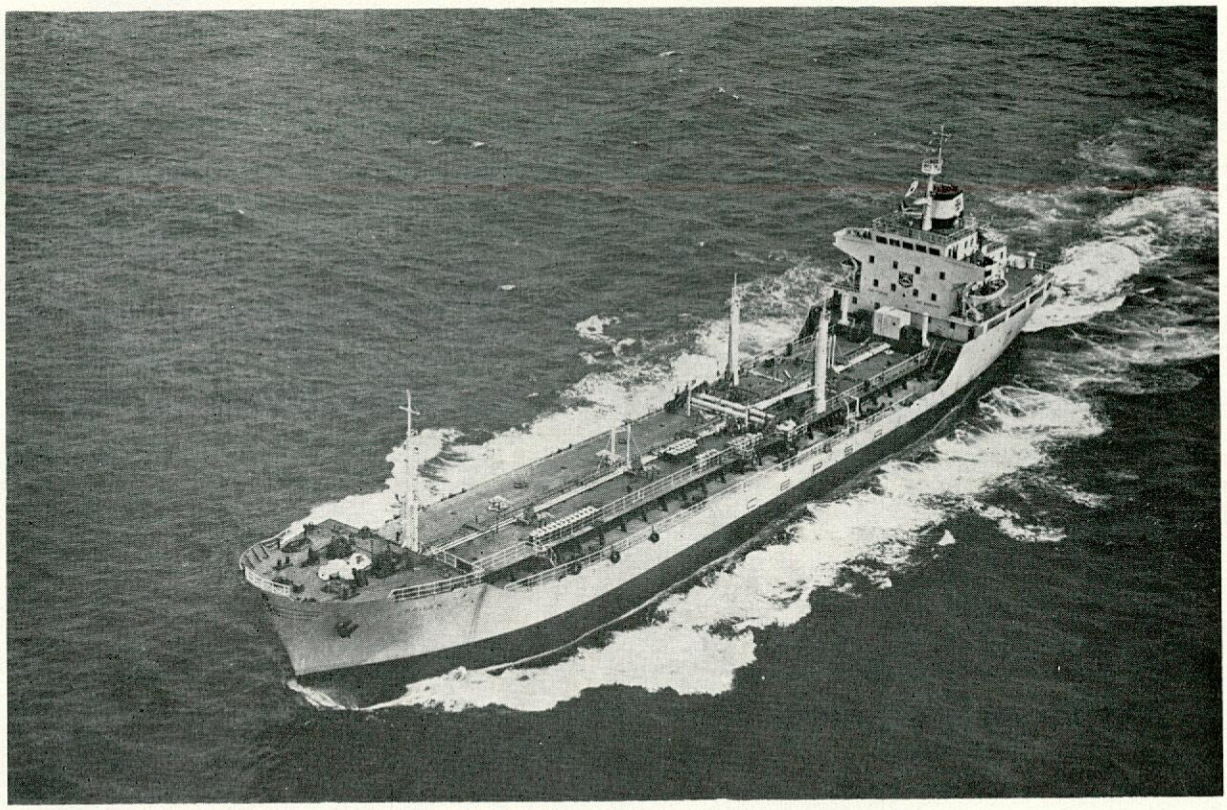
2000

José Santodomingo Figueroa

construcciones navales santodomingo

DIRECCION:
Avda. Orillamar, 191
Apartado 614
VIGO (España)

TELEFONOS:
Dirección: 23 29 68
Centralita: 235601-02-03
Almacén: 23 27 18
Telegramas: TRIPLE



B/T. «BAILEN» PARA C. E. P. S. A.

CONSTRUCCION Y REPARACION DE BUQUES

FACTORIAS:

ASTILLEROS DEL CANTABRICO

ASTILLEROS DE RIERA

ASTILLEROS DEL CANTABRICO Y DE RIERA, S. A.

Apartado 319 - Teléfonos 32 01 50 - 32 05 00
Telegramas: CANTABRICORIERA - Télex: ASCAN
GIJON - ESPAÑA

¿Quién le va a demostrar que un motor Diesel de velocidad media funciona igualmente con aceite pesado?

El empleo del aceite pesado supone un ahorro en gastos de combustible. Y estos gastos se pueden reducir aún más gracias a la caja de reducción, a través de la cual se obtiene la velocidad óptima de la hélice.

Una prueba incontrovertible de los importantes ahorros que se pueden lograr en combustible la ha dado ya SWD, empresa que ha creado los motores Diesel de velocidad media TM410 y TM620, especiales para aceite pesado.

Estos motores, que tan extraordinario éxito han alcanzado, ofrecen además otras ventajas económicas. Por ejemplo, el carácter compacto de su construcción, con el consiguiente aumento de la capacidad de carga del barco, y sus reducidos gastos de mantenimiento, gracias a los largos intervalos sin necesidad de inspección.

Estas ventajas podrían dar pie a la creencia de que los gastos totales de construcción del buque, a consecuencia de esto, pasarían a ser más elevados. Nada más lejos de eso. El TM410 y el TM620 saldrán siempre airosos de cualquier comparación con otros motores convencionales de cruceta, de capacidades similares.

SWD le facilitará con agrado cuanta información desee sobre el particular. SWD se ha impuesto como premisa el velar constantemente por el máximo rendimiento posible de los motores de velocidad media a bordo de un barco.

TM410/TM620:
3.500 - 36.000 BHP
Motores auxiliares:
450 - 1.500 BHP

SWD se lo demuestra. Cuando usted desee.

Bilbao, España,
Artecalle 2, 2 dcha,
las Arenas,
Tel. 044 - 634302,
Télex 32438

Apartado 4196,
Amsterdam, Holanda,
Tel. (020) 52 03 911,
Télex 14321,
Telegr: storwerkdiesel

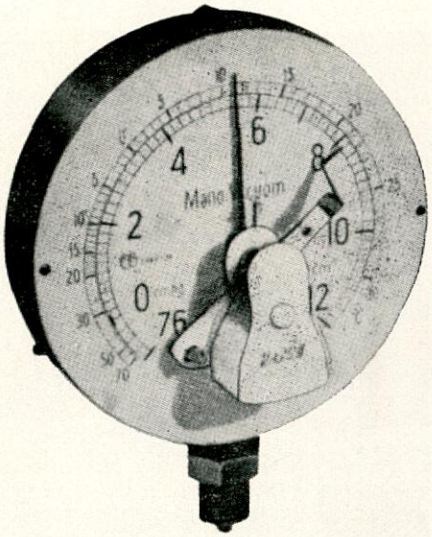
STORK-WERKSPOOR DIESEL

CABLES
PARA BUQUES
ROQUÉ
MIEMBRO DEL GRUPO
«BRITISH INSULATED CALLENDER'S CABLES LIMITED»
BICC
UNA ESPECIALIDAD DENTRO DE NUESTRA AMPLIA GAMA DE CONDUCTORES ELECTRICOS

SANCHEZ-RAMOS Y SIMONETTA • INGENIEROS

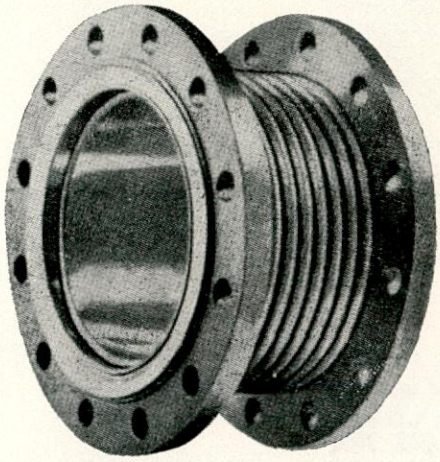
Avda. José Antonio, 27
Apt. 1033 - Teléf. 221 46 45
MADRID - 13

PRODUCTOS DE CALIDAD PARA LA INDUSTRIA NAVAL



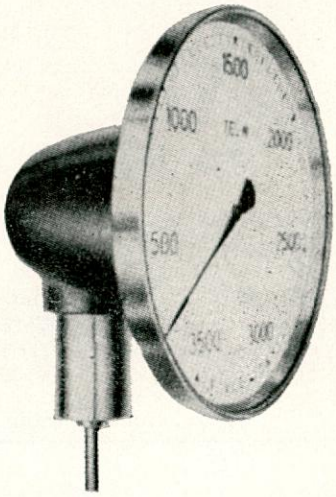
HAENNI & CIE., S. A. JEGENSTORF

Manómetros, termómetros, higrómetros, indicadores y registradores.
Indicadores neumáticos de nivel.
Indicadores de presiones máximas.
Bombas de comprobación de manómetros.



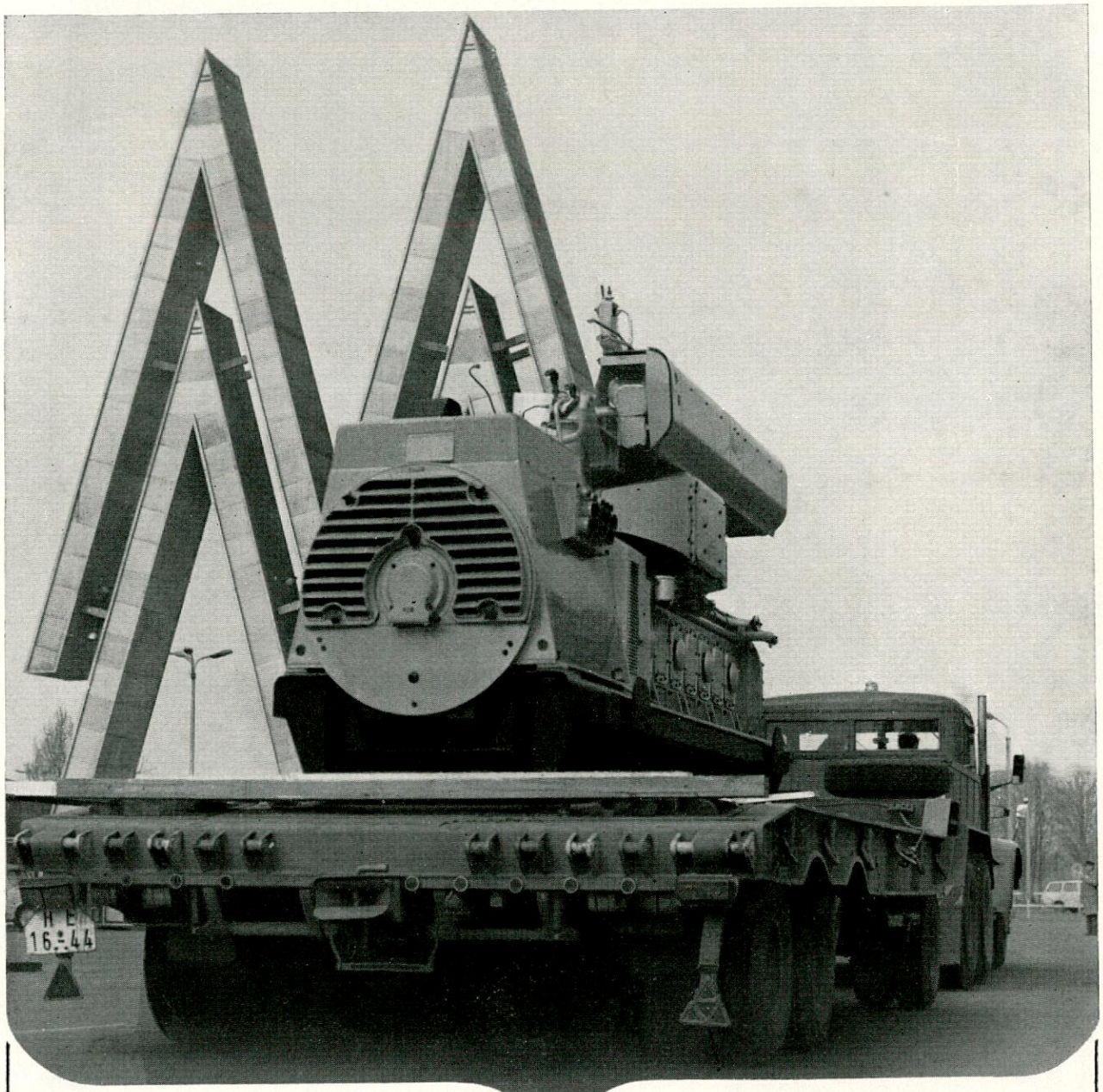
BOA, S. A.
LUCERNA (Suiza)

Compensadores de dilatación, axiales, laterales y angulares.
Tubos flexibles metálicos.
Membranas metálicas.
Eliminadores de vibraciones.



HASLER, S. A.
BERNA (Suiza)

Tacómetros y tacógrafos eléctricos y mecánicos para instalaciones fijas y móviles (ferrocarriles, buques).
Tacómetros de mano, cuentarrevoluciones.
Contadores de rodillos, métricos, de producción, de preselección.
Impulsógrafos.



En las ferias se hallan como en su casa

De este modo los motores SKL han conseguido fama internacional. Y lo que se acredita en la práctica, es lo que pide el mercado. Si actualmente podemos presentar nuestros motores SKL en su 3.a generación en las exposiciones, ello es debido a que en estos motores de émbolo buzo de cuatro tiempos, funcionando rápidamente y a velocidad media, con carga elevada y refrigeración del aire de carga, se hallan las experiencias de todos los tipos de motor precedentes y acreditados. Los mismos ofrecen:

Una potencia más elevada.
Mayor rentabilidad.
Períodos de tiempo más largos exentos de entretenimiento.
Mayor confort en el manejo.

Y todo esto lo hemos ensayado ya bajo condiciones más duras de las exigidas en la práctica. Solicite Ud. informaciones especiales.

SKL

VEB SCHWERMASCHINENBAU »KARL LIEBKNECHT« MAGDEBURG

– KOMBINAT FÜR DIESELMOTOREN UND INDUSTRIEANLAGEN –

EXPORTEUR:
TechnoCommerz GmbH
DDR – 108 BERLIN,
JOHANNES-DIECKMANN-STRASSE 11–13
DEUTSCHE DEMOKRATISCHE REPUBLIK

Representante: **Anglo Naval e Industrial, S.A. - ANISA** - Aragón, 383 - BARCELONA-13 (España)

EMPRESA NACIONAL

"BAZAN"

CONSTRUCCION DE BUQUES DE GUERRA Y MERCANTES DE TODAS CLASES REPARACIONES EN GENERAL

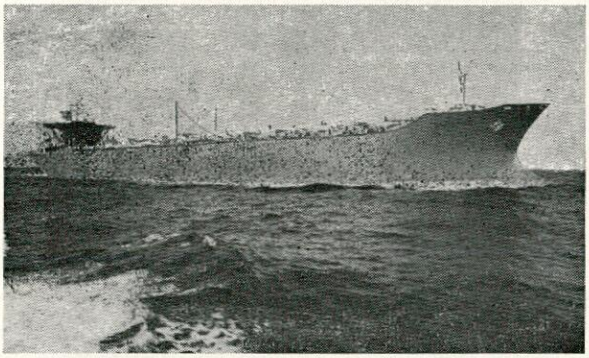
- EQUIPOS PROPULSORES INSTALACIONES TERRESTRES DE TURBINAS Y DIESEL.
- CALDERAS MARINAS Y TERRESTRES.
- ARMAS NAVALES Y MUNICIONES.
- MAQUINARIA AUXILIAR, GRUAS LOCOMOVILES, ARTEFACTOS NAVALES, MATERIAL AGRICOLA, ETC.

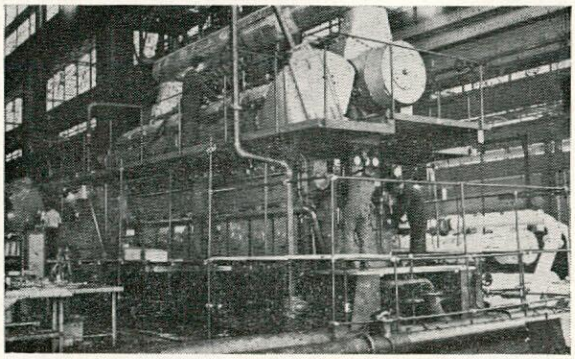
Bazan

FACTORIAS EN:
EL FERROL DEL CAUDILLO
CARTAGENA
SAN FERNANDO (CADIZ)

FABRICAS DE ARMAMENTO EN:
SAN FERNANDO (CADIZ)
CARTAGENA

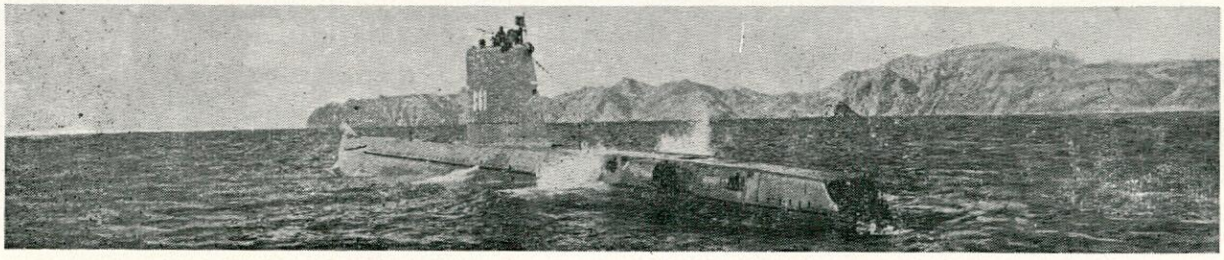
DIQUES SECOS Y FLOTANTES





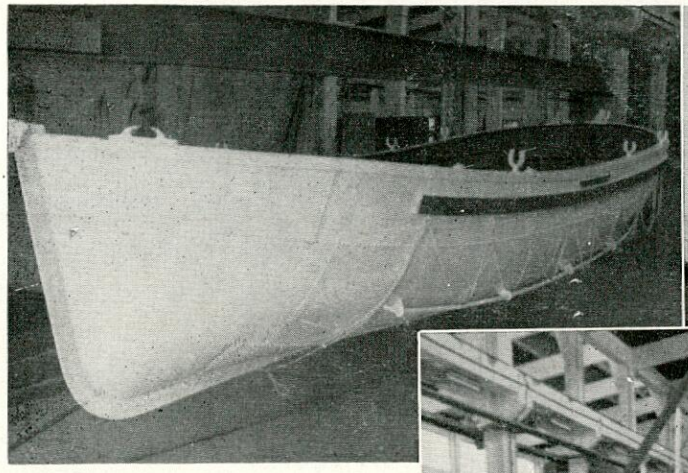
OFICINAS:
CASTELLANA, 65
MADRID-1

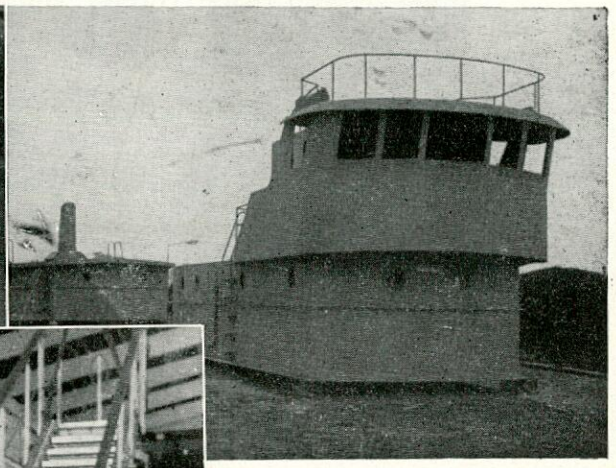
TELEFONO 234 44 10
TELEX 27480
CABLES: BAZAN



Mediterráneas, s.a.

MANUFACTURAS METALICAS MEDITERRANEAS. S. A.



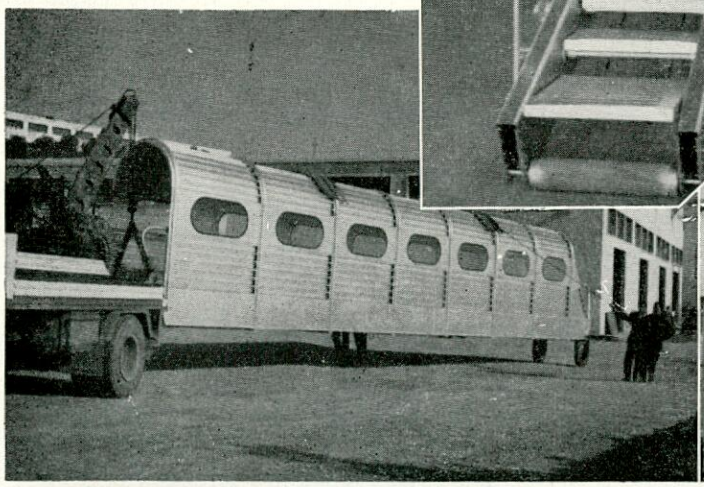


botes de salvamento para la marina a motor-remo y propulsión mecánica botes de servicio

guardacalores y puentes para barcos

Escalas reales y planchas de desembarco

pasarelas



Domicilio Social y Fábrica: Avda. de Elche, 15 - Alicante

Teléfonos 22 01 01 - 22 01 02 - 22 01 03 - 22 53 41 - 22 53 42 y 22 53 43 - Telex 66188 MMAL. E

DELEGACIONES:

NOROESTE-La Coruña.—Médico Durán, 9, bajo-Tel. 232846

NORTE-San Sebastián.—Paseo Duque de Mandas s/n. Edificio Torre Atocha - Tel. 42 86 86 - Telex 36393 MAME. E

NORDESTE-Barcelona.—Av. Generalísimo, 674-Tel. 2044399

LEVANTE - Valencia.—Ciscar, 15 - Tels. 33 65 14 y 27 83 05

CENTRO - Madrid. — Maestro Victoria, 6 - Tels. 231 16 53 y 231 14 22

SUR - Sevilla. — Virgen de Setefilla, 10 - Teléfono 27 49 10 Telex 72628 MMS. E

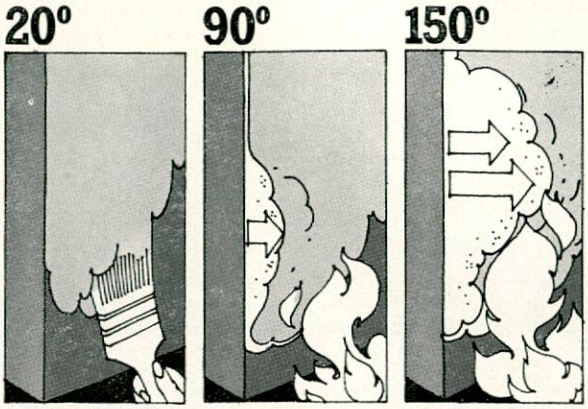
CANARIAS-Las Palmas.—Leopoldo Matos, 20 - Tel. 24 93 02

Feu Stop es una pintura muy especial.
Se come al fuego. Es intumescente.

Cuando se acerca una llama la pintura Feu Stop inicia un proceso químico que la hace crecer en forma espumosa, deteniendo el avance de la llama y realizando una acción protectora sobre la superficie en que esté aplicada.

Su utilización está especialmente indicada en lugares que precisen estar protegidos contra la acción de las llamas y el fuego; en pintado de buques, salas de reunión, teatros, depósitos inflamables, conductos, etc.

Synthesia Española le ofrece muestras o bien una demostración, así como mayor información y referencias de aplicación.



la pintura que se come al fuego

Feu Stop se come el fuego.

feu STOP

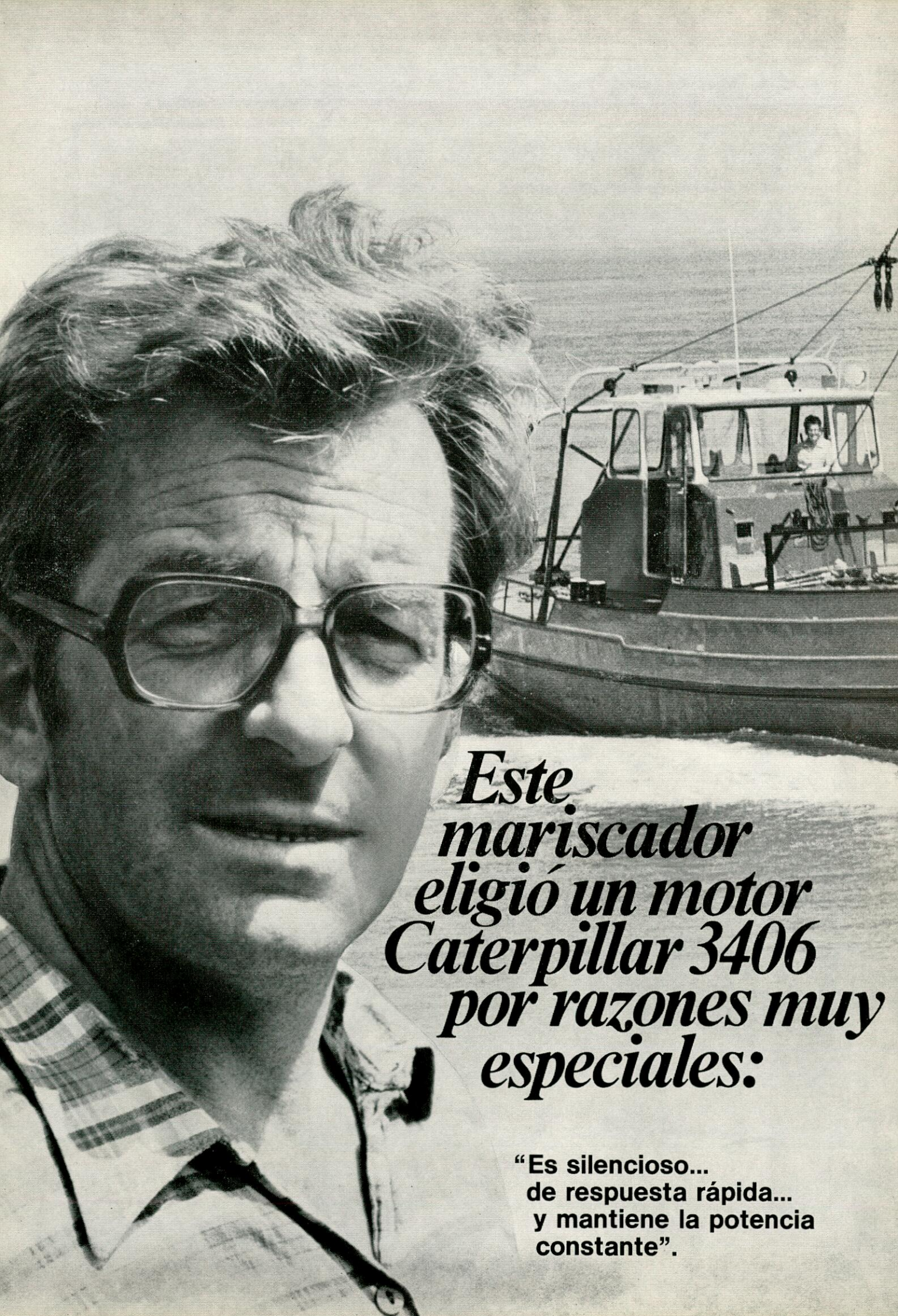
Deseo mayor información ☐

Deseo muestras ☐

Nombre .....
Empresa .....
Dirección .....
Población .....
Teléfono .....

SynthesiaEspañola, s.a.
Conde Borrell, 62
Barcelona, 15

35SER 2


Este mariscador eligió un motor Caterpillar 3406 por razones muy especiales:
"Es silencioso... de respuesta rápida... y mantiene la potencia constante".

El Sr. A. Hoogerheide-Elenbas, propietario del barco Cornelis de 24 metros, es criador de mejillones. Obtiene al año un promedio de 15.000 toneladas de mejillones de dos mejilloneras que distan entre si 18 horas e de navegacion a lo largo de la costa holandesa. Este es el motivo por el que cambió su motor por un Caterpillar 3406.

"Elegimos el motor Caterpillar porque es silencioso. Esto es muy importante... trabajamos tres horas y dormimos otras tres.
Además nuestro motor tiene que ser de respuesta rápida y ha de mantener la potencia constante.
El 3406 tiene potencia de reserva ... en la pesca de arrastre con mucha carga la potencia permanece constante aún cuándo se reduzcan las revoluciones".

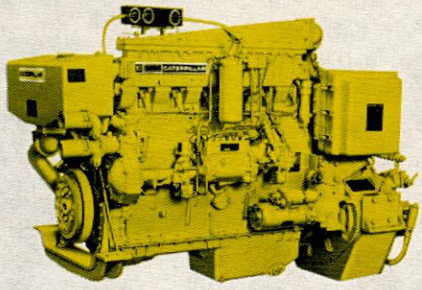
CAT PLUS — El armador dispone de un servicio total para el motor de su arrastrero

Cada vez son más los armadores de arrastreros que eligen motores Caterpillar debido a su potencia y seguridad de funcionamiento ámpliamente demostrada. Y además por el completo servicio postventa que les respalda. El distribuidor Caterpillar no escatima esfuerzos para que el usuario obtenga la máxima rentabilidad de su motor: eso es **CAT PLUS.**
Incluye asesoramiento en la elección del motor que se adapte a sus necesidades y en la instalación del mismo, estudios de financiación, un competente servicio, prestado por mecánicos formados en fábrica, y programas de repuestos y mantenimiento preventivo.
El patrón Hoogerheide recomienda este servicio postventa total.

"Estamos muy satisfechos con el servicio del distribuidor Caterpillar. Solamente tenemos que telefonear para conseguir todo el servicio que necesitamos".

Más ventajas de los Motores Marinos de la Serie 3400

Sistema de combustible que no precisa ajuste para ofrecer potencia segura. Reglaje variable automático que proporciona ahorro de combustible. Filtros de combustible y aceite roscados y posibilidad de montar el tubo de llenado y la varilla medidora del nivel del aceite en cualquiera de sus laterales para facilitar el servicio. Colector de escape y turboalimentador enfriados por agua para que las salas de máquinas estén más refrigeradas. Tecnología de alta calidad que goza de la aprobación de todas las sociedades de clasificación marina importantes.



El motor Caterpillar 3406 con 250 HP de potencia contínua (186 kW) a 1800 rpm, se ofrece con una selección de tres reductoras marinas adaptadas al mismo, con relaciones hasta de 6:1.

CATERPILLAR

Caterpillar, Cat y ⊞ son marcas de Caterpillar Tractor Co.

Su distribuidor Caterpillar
Finanzauto
Plaza de las Cortes, 6
Madrid – 14
Tels: 448 27 00 y 445 71 50

EM-4/76

UNION NAVAL DE LEVANTE, S. A.

1.300

Buque Ferry "Monte Granada" de pasaje y carga refrigerada

PROYECTO Y CONSTRUCCION DE BUQUES DE TODOS LOS TIPOS HASTA 22.000 TRB

- Pasaje
- Pasaje y carga
- Carga seca
- Petroleros
- Transbordadores
- Buques especiales
- Frigoríficos
- Transporte de G. P. L.
- Madereros
- Dragas
- Ganguiles
- Etc., etc.
- Reparación de buques y maquinaria
- Diques flotantes de 8.000 Tons. en Valencia y 6.000 (J. O. P.) y 4.000 Tons. en Barcelona (Fuerza ascensional)

OFICINAS CENTRALES: ALCALA, 73 - TEL. 2268605/06/07 - TELEX 43892 UNALE-E - MADRID-9

ASTILLEROS Y TALLERES DE VALENCIA
APARTADO 229 - TELEFONO 23 08 30

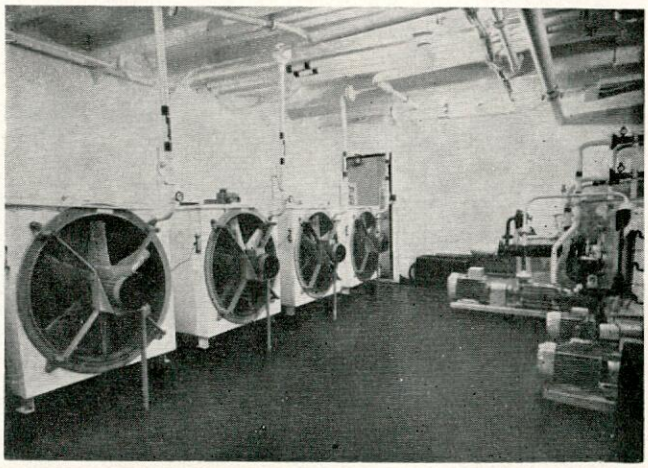
TALLERES NUEVO VULCANO
APARTADO 141 - BARCELONA - TEL. 319 42 00

DEFENSA CONTRA INCENDIOS, S. A.

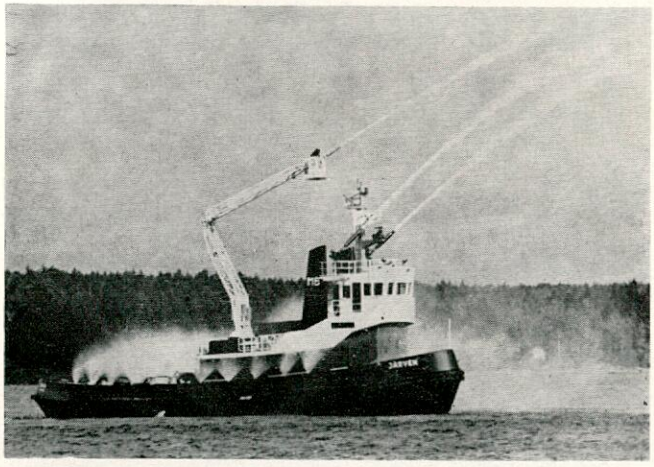
MADRID - 19: Antonio López, 58 — 269 53 00
BARCELONA - 9: Rosellón, 335 — 258 14 90
BILBAO: Redentor, s/n. (ALGORTA) — 469 46 84
CADIZ: Calatrava, 32 (SAN FERNANDO) — 88 37 08

SVENSKA SKUMSLACKNINGS AKTIEBOLAGET

PETROLEROS
MONITORES DE ESPUMA PARA CUBIERTA
Espuma de GRAN EXPANSION y de MEDIA EXPANSION para Salas de Máquinas, Calderas, Bombas y otros espacios.
HIDRANTES DE ESPUMA



BUQUES EN GENERAL
ESPUMA DE GRAN EXPANSION e Instalaciones de HALON en Salas de Máquinas, de Calderas, de Bombas y otros espacios.



REMOLCADORES
MONITORES DE AGUA/ESPUMA
ESPUMA DE MEDIA EXPANSION
Para cubrir superficies en el agua.

EN LA ACTUALIDAD, LOS BUQUES PRECISAN LOS MEDIOS MAS AVANZADOS DE EXTINCION DE INCENDIOS DISEÑADOS PARA PROPORCIONAR LA MAXIMA PROTECCION PARA LOS GRANDES RIESGOS EXISTENTES.

¡Cuando peligra la seguridad en el mar, hay que decidirse por lo mejor!

ASTANO

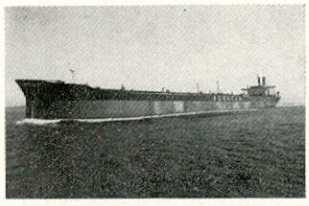
es experiencia y garantía de futuro

construcción de buques hasta 450.000 t.p.m.

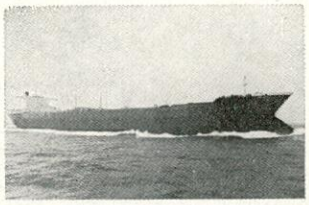
- VLCC.
- BULKCARRIERS.
- CARGUEROS.
- LNG - LPG
- CHEMICAL TANKERS
- MULTIPURPOSES
- PORTACONTAINERS.
- PLATAFORMAS PETROLIFERAS.
- ETC.

PETROLERO DE 363.000 T.P.M.

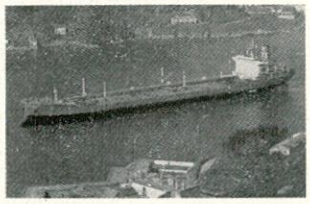
PETROLERO DE 263.000 T.P.M.



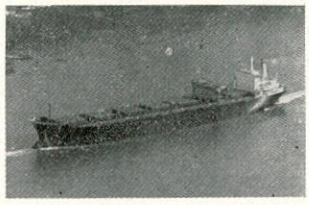
PETROLERO DE 162.000 T.P.M.



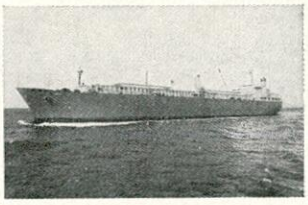
PETROLERO DE 98.000 T.P.M.



BULKCARRIER DE 70.000 T.P.M.



L.N.G. DE 40.000 m³



Astilleros y Talleres del Noroeste, S. A.

OFICINA CENTRAL:
GENERAL PERON, 29 - MADRID-20
TELEFONO: 455 49 00
TELEGRAMAS: ASTANO-MADRID
TELEX: 27608-E

ASTILLERO:
EL FERROL DEL CAUDILLO
TELEFONO: 34 07 00
TELEGRAMAS: ASTANO-FERROL

Los precios de suscripción anual a INGENIERIA NAVAL, a partir del número de enero de 1977, serán los siguientes:

España y Portugal	1.000	pesetas
Países hispanoamericanos	1.100	»
Demás Países	1.400	»

El precio del ejemplar suelto será de 100 pesetas.

Ingeniería Naval

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 del Triunfo, s/n. (Edificio Escuela T. S. de Ingenieros Navales). Madrid-3.

Dirección postal: Apartado 457.

Teléfs. 244 06 70 / 244 08 07 (*)

SUSCRIPCION ANUAL

España y Portugal	**800**	**pesetas**
Países hispanoamericanos	**900**	»
Demás países	**1.200**	»
Precio del ejemplar	**80**	»

NOTAS

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

PUBLICACION MENSUAL

Depósito legal: M. 51 - 1958

Gráficas San Martín. Norte, 12. Madrid-8

AÑO XLIV-NUM. 496
OCTUBRE 1976

INDICE DE MATERIAS

Págs.

Artículos Técnicos

Estudio sobre compartimentado, por **Domingo Alvarez-Arenas Caramelo** ... 600

Características de funcionamiento de propulsores de paso regulable en grados de avance negativos, por **Mariano Pérez Sobrino** y **José A. Aláez Zazurca** ... 621

Modificación de hélices para una utilización satisfactoria a lo largo de la vida del buque, por **Pascual O'Dogherty** y **Amadeo García Gómez** ... 628

Una innovación en el proyecto de hélices, por **Gonzalo Pérez Gómez** ... 641

Noticias

BARCOS

Nuevos prototipos de Astilleros Españoles, S. A. ... 667

El mayor petrolero del mundo ... 671

ASTILLEROS

Actividad de los astilleros nacionales durante los meses de julio y agosto de 1976 ... 674

Nuevo autopedido de Götaverken ... 677

TRAFICO MARITIMO

El mercado de fletes ... 677

Pérdidas y desguaces de buques en 1975 ... 677

REUNIONES Y CONFERENCIAS

«Factores humanos en el proyecto y servicio de buques» ... 678

Congreso de Ingeniería Naval en Brasil ... 678

VARIOS

Expansión del Sistema FORAN ... 679

Noticias del Bureau Veritas ... 679

Germanischer Lloyd ... 680

Homologaciones ... 680

«Diagrama de pérdidas de carga en tubos de cobre» ... 681

Recambios Sulzer ... 681

Necrología ... 681

Bibliografía.—Octubre 1976.—43. El casco como estructura (resistencia estructural y vibraciones) ... 682

Portada

Puesta a flote del petrolero de 260.000 TPM «Castillo de Tamarit» en la Factoría de Puerto Real.

ESTUDIO SOBRE COMPARTIMENTADO

Por Domingo Alvarez-Arenas Caramelo
Dr. Ingeniero Naval

INDICE

1. INTRODUCCIÓN.

2. SUBDIVISIÓN DE ACUERDO CON SEVIMAR DE 1960.

2.1. *Generalidades.*

2.2. *Consideraciones sobre la inundación.*

2.3. *Consideraciones sobre la estabilidad.*

2.4. *Inundaciones asimétricas.*

2.5. *Equilibrado por medio de intercomunicación de tanques.*

2.6. *Influencia de la estabilidad en la curva de esloras inundables.*

3. SUBDIVISIÓN DE ACUERDO CON LAS NUEVAS REGLAS, EQUIVALENTES A LAS DE SEVIMAR DE 1960.

3.1. *Antecedentes.*

3.2. *Principios.*

3.3. *Exposición.*

3.4. *Comentarios.*

4. CONSIDERACIONES GENERALES SOBRE BUQUES TIPO ROLL-ON/ROLL-OFF.

5. EJEMPLOS.

6. CONCLUSIONES.

BIBLIOGRAFÍA.

1. INTRODUCCIÓN.

Como es sabido, el fin de la subdivisión estanca en los buques es mejorar el rendimiento comercial reduciendo la probabilidad de avería o pérdida en caso de un accidente. Las divisiones estancas permiten una mejor utilización de los espacios del buque, separando debidamente sus funciones, y además contribuyen en gran medida a la resistencia estructural. Ante una avería en la obra viva, la subdivisión permite el control del volumen inundado, de su centro de gravedad, de su área y de su momento de inercia, esto es, de todos aquellos factores que intervienen en la modificación de las condiciones de flotabilidad y de estabilidad que tiene el buque en el momento en que sucede la avería.

Controlada la inundación tal como se indicó, después de inundados uno o varios compartimientos, se asegura de que el buque dispone de los remanentes mínimos, tanto de flotabilidad como de estabilidad, que le permitan continuar navegando o flotando cuando menos. Además las divisiones estancas ayudan a limitar la extensión de incendios y gases venenosos.

La subdivisión en los buques se apoya en parte en la legislación y en criterios lógicos. Resulta difícil establecer las leyes que rigen estos criterios lógicos. Por ejemplo, el aumento en el grado de la subdivisión de un buque tiene una repercusión directa y real en el coste de construcción (aumento), coste de carga y descarga (aumento), volumen utilizable para estiba (disminución), peso muerto (disminución) y consumo de combustible (aumento), si el peso muerto permanece constante.

Sin embargo, los beneficios logrados por un aumento en la subdivisión son extremadamente difíciles de valorar. Se basan principalmente en la evaluación de la posibilidad de una avería.

En lo que sigue se trata de exponer los problemas que se presentan en cierto tipo de buques de carga y pasaje cuando para la subdivisión o compartimentado se utilizan los mamparos transversales, y cómo se pueden lograr beneficios apreciables si se recurre al uso de mamparos longitudinales.

2. SUBDIVISIÓN DE ACUERDO CON SEVIMAR DE 1960.

2.1. *Generalidades.*

La subdivisión que normalmente se viene utilizando en los buques mercantes, tanto de carga como de pasaje, se logra por medio de mamparos transversales, que se extienden verticalmente desde el casco o forro interior hasta la cubierta de francobordo y transversalmente de costado a costado. Cuando existe un doble fondo, se disponen varengas estancas en el mismo plano transversal que los mamparos estancos principales.

Cumpliendo con el fin de limitar la inundación y

de contribuir a la resistencia del casco, los mamparos transversales proporcionan la separación conveniente entre los espacios de carga y los dedicados a la maquinaria, así como los utilizados para pañoles, tanques, etc. Se deduce de aquí que la separación de los mamparos transversales depende de varios factores de tendencias encontradas. Cada uno de estos factores puede estudiarse separadamente, pero la influencia recíproca entre sí y su transformación en un resultado concreto depende del criterio lógico a aplicar.

Existe una diferencia clara entre los conceptos a manejar en el estudio de la subdivisión de un buque de carga y un buque de pasaje, o uno de carga y pasaje. En el caso de los buques de carga, la subdivisión se logra por medio de los requisitos que se deducen de la aplicación de la Regla 27 del Convenio de Líneas de Carga y de lo estipulado por las Reglas de las Sociedades de Calsificación. Sin embargo, para los buques de pasaje, es necesario, además, cumplir con las prescripciones del Convenio de la Seguridad de la Vida Humana en el Mar (SEVIMAR de 1960).

Para limitar la inundación en un caso de avería, la separación de los mamparos transversales debe ser ligeramente mayor que la posible longitud de la avería. Si la avería es de mayor longitud que la separación entre mamparos transversales y queda la misma sobre los dos mamparos transversales, entonces la avería alcanza tres compartimientos, según la figura 1. Si, por el contrario, queda sobre un mamparo transversal, la avería se localiza en dos compartimientos, de acuerdo con la figura 2.

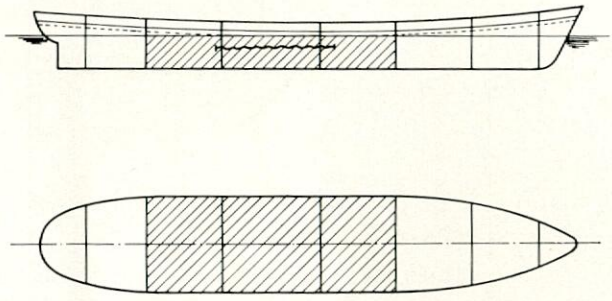


Fig. 1.—Buque con tres compartimientos inundados.

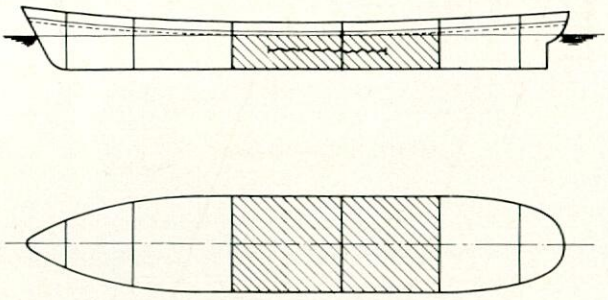


Fig. 2.—Buque con dos compartimientos inundados.

2.2. *Consideraciones sobre la inundación.*

En los estudios que se realizan sobre la eslora inundable no es posible determinar la longitud de probable avería. Si se supone que la longitud de la misma se extiende a lo largo de la eslora, entonces sería necesario alcanzar un grado tan elevado de subdivisión —lo que significaría un gran número de mamparos estancos transversales— que harían poco viable la normal utilización del buque. Por lo indicado, es norma establecer un límite máximo a la separación entre mamparos transversales en cualquier zona del buque.

En el caso de buques de pasaje, SEVIMAR 1960 da normas precisas sobre la separación máxima que debe existir entre los mamparos transversales, la cual viene dada por la expresión:

$$l_a = l_i \cdot F$$

l_i = Porción máxima de la eslora del buque en un punto dado de la misma, que puede ser inundada sin que el buque se sumerja más allá de la línea de margen.

F = Factor de subdivisión, que depende de la eslora del buque y de la naturaleza del servicio que presta el mismo.

En la determinación del mencionado factor (F) se hace uso del criterio de servicio, que representa una medida del servicio que presta el buque y que aumenta con la eslora, número de pasajeros, volumen de los espacios dedicados al pasaje y, finalmente, del volumen del espacio ocupado por la maquinaria.

El criterio de servicio viene dado por

$$a)\quad C = 72\,\frac{M + 2\,P_1}{V + P_1 - P} \qquad \text{cuando } P_1 > P$$

$$b)\quad C_s = 72\,\frac{M + 2\,P}{V} \qquad \text{resto de los casos.}$$

en los que:

C_s = Criterio de servicio.

P_1 = KN.

K = 0,056 (para L en m. y volúmenes en m^3).

L = Eslora del buque.

N = Número de pasajeros.

M = Volumen del espacio de máquinas.

P = Volumen total de los espacios dedicados a pasajeros situados debajo de la línea de margen.

V = Volumen total del buque por debajo de la línea de margen.

SEVIMAR 1960 da, en los respectivos apartados, las diversas fórmulas, según los casos, que determinan los factores de subdivisión y criterios de servicio.

Se desprenden del análisis de estas fórmulas los principios fundamentales siguientes:

1. Que el factor de subdivisión (F) se reduce a medida que aumenta la eslora del buque y el número de pasajeros.

2. Que el número de mamparos de subdivisión aumenta con la eslora del buque, procurando que no se llegue a una separación menor que la posible longitud de avería y que, a su vez, no sea tan reducida como para interferir en la utilización del volumen entre mamparos.

3. Que el número de mamparos de subdivisión aumenta con el número de pasajeros, dado que la probabilidad de pérdida de vidas humanas en el caso de hundimiento aumenta con el número de pasajeros a transportar.

Los valores de l , determinados para varios puntos de la eslora del buque, definen la curva de esloras inundables o longitudes inundables. El procedimiento de cálculo puede estar basado en dos de los principios siguientes:

a) Por el método del cambio de carena.

b) Por el método del aumento de peso.

Aunque estos métodos son de distintos desarrollos, los resultados de ambos son concordantes.

El método de cálculo puede ser directo, es decir, cuando el estudio se desarrolla partiendo de las dimensiones y características del buque real. También puede ser comparativo, cuando se utilizan los datos de un buque patrón, partiendo de los cuales se pasa al buque real mediante la aplicación de ciertas correcciones.

En el grupo de los métodos directos existen los sistemas denominados gráficos y matemáticos. En el gráfico se determinan las flotaciones tangentes a la línea de margen por medios gráficos y en el matemático por medio de fórmulas adecuadas.

Entre los métodos directos existen los de SCHIROKAUER, BARRICELLI, ALBIACH y otros. La Administración indica que el cálculo de esloras se verificará por el método de SCHIROKAUER u otro análogo aprobado por la Inspección General de Buques.

Supuesto el cálculo de esloras inundables ya realizado por cualquiera de los procedimientos indicados, su representación gráfica sería la de la figura 3.

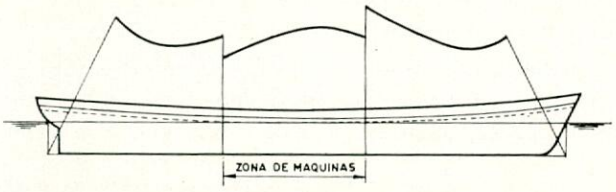


Fig. 3.—Curva de eslora inundable.

Mediante la aplicación del coeficiente de subdivisión se obtendría la curva de esloras admisibles.

Independientemente de las normas de carácter general expuestas, existen ciertos requisitos que es necesario cumplir si se quiere que un buque de pasaje quede amparado en cuanto a compartimentado con la legislación vigente.

Se indican a continuación aquellos más significativos:

a) La eslora de un compartimiento puede rebasar la eslora admisible fijada, siempre que la eslora combinada de cada par de compartimientos adyacentes, comprendiendo cada uno el compartimiento en estudio, no exceda de la eslora inundable ni del doble de la admisible.

b) Se dispondrá un mamparo de colisión a proa, situado a una distancia mínima de la perpendicular de proa, igual, por lo menos, al 5 por 100 de la eslora y como máximo a 3,05 m., más el 5 por 100 de la eslora.

c) En buques mayores de 100 m. el primer mamparo a popa del de colisión de proa no deberá estar situado a una distancia a popa de la perpendicular de proa mayor que la eslora admisible.

d) En los extremos de los espacios de maquinaria se colocarán mamparos con objeto de separar estos espacios de los dedicados al pasaje y carga dispuestos a proa y popa de los mismos.

e) Se dispondrá un mamparo del rasel de popa.

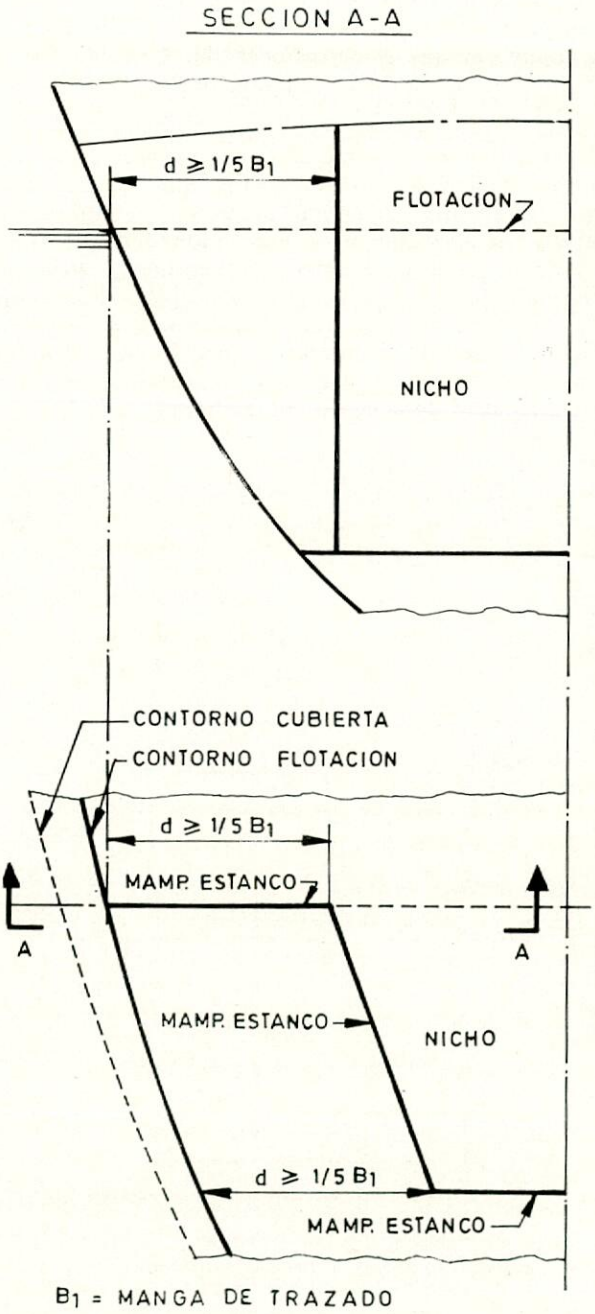


Fig. 4.—Nicho en mamparo estanco.

f) Los tubos de las bocinas estarán encerrados en espacios estancos de volumen reducido.

g) El prensa estopas de la bocina deberá estar situado en un túnel estanco, de forma que en el caso de inundación no quede sumergida la línea de margen.

h) Los mamparos transversales podrán presentar un nicho siempre que todas las partes del mismo queden a una distancia mayor de 1/5 de la manga de trazado medido en la flotación en carga desde el costado del buque, tal como se aprecia en la figura 4.

i) Si un mamparo cualquiera está situado con relación a otro a una distancia menor de 3,05 m. más 3 por 100 de la eslora, o 10,67 m. (de las dos se tomará la menor), no se considerará como existente a efectos de subdivisión.

j) El doble fondo debe extenderse desde el mamparo de colisión de proa hasta el mamparo del rasel de popa y de costado a costado. En buques pequeños se admiten ciertas variaciones. En el caso de que se exija un doble fondo, la intersección de éste con el forro exterior debe estar situada por encima de un plano determinado por la intersección de la línea de trazado de la sección maestra con una línea trazada formando un ángulo de 25° con la línea horizontal desde la línea de base a una distancia igual a la semimanga en la flotación desde el eje del buque. La figura 5 aclara este punto.

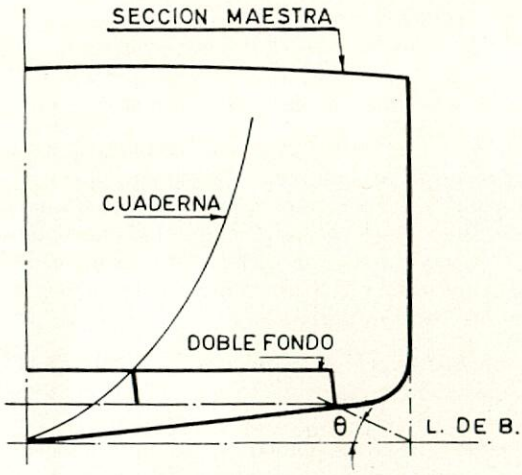


Fig. 5.—Trazado del doble fondo.

k) Las varengas en prolongación de los mamparos transversales estancos serán también estancas.

Se deduce del análisis de este resumen que, al hacer el estudio de compartimentado de un buque, ha de tenerse presente que inicialmente están fijados cuatro mamparos estancos, a saber:

— Mamparo de colisión de proa.

— Mamparo del extremo de proa de la cámara de máquinas.

— Mamparo del extremo de popa de la cámara de máquinas.

— Mamparo del rasel de popa.

Fijados de principio los cuatro mamparos anteriores y aquellos que son necesarios según los requerimientos del buque, se necesita comprobar que las longitudes de cada compartimiento son iguales o inferiores a lo que permite la curva de esloras admisibles. Significa esto que los extremos de dichas longitudes en el centro de cada compartimiento deben quedar por debajo o, como máximo coincidir, con la referida curva de esloras inundables. Por lo anterior, si se trazan desde los extremos de un compartimiento unas rectas orientadas hacia el interior y con un ángulo de inclinación θ, cuya tangente sea igual a 2, según indica la figura 6, sus puntos de intersección deben coincidir o quedar por debajo de la curva de esloras admisibles.

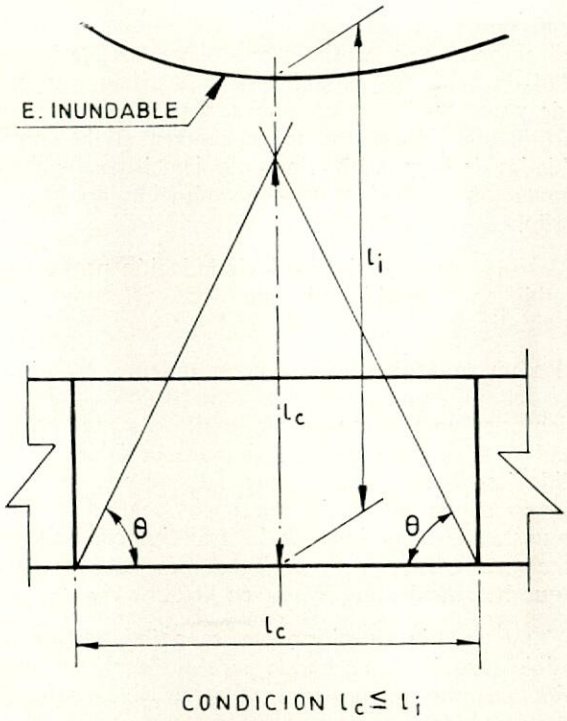


Fig. 6.—Longitud de un compartimiento.

La figura 7 muestra un caso tipo de las curvas de esloras inundables y admisibles de un buque mixto de carga y pasaje, en la cual están representados los mamparos transversales principales que forman la subdivisión estanca. Se comprueba en la misma que la longitud de cada compartimiento queda dentro de los límites impuestos por las longitudes de las esloras admisibles.

Alcanzado este punto en el estudio del compartimentado de un buque y con resultado positivo, lo que equivale a conocer que con la inundación de cualquier compartimiento no se alcanzará una flotación que sobrepase la línea de margen, es necesario enfrentarse con el problema de la estabilidad, tal como ahora se verá.

2.3. *Consideraciones sobre la estabilidad.*

Si un buque sufre, por cualquier causa, una avería en la obra viva, parte del mismo se llenará de agua

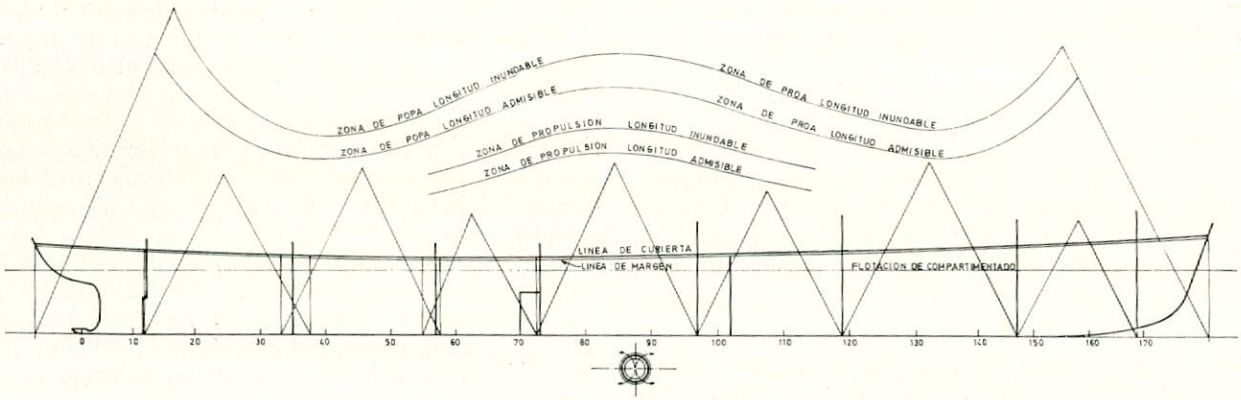


Fig. 7.—Esloras inundables y admisibles de un buque mixto.

hasta llegar al nivel exterior. El buque se sumergirá entonces una cantidad que dependerá de la cantidad de agua embarcada, tomando asiento de proa o de popa, según sea el caso ,a menos que los compartimientos inundados se encuentren en las proximidades de la maestra. En cualquier circunstancia de inundación se obtiene una disminución del francobordo.

Además de lo indicado, la inundación provoca un cambio en la estabilidad transversal, así como en la longitudinal.

En un caso de avería, el hundimiento de un buque debido a un aumento de inmersión y cambio de asiento, es un proceso que normalmente requiere varias horas, en tanto que si se hunde por falta de estabilidad es muy probable que esto suceda en corto espacio de tiempo, quizá en pocos segundos. Estas circunstancias dan idea de la gran importancia que tiene el estudio de la estabilidad después de que el buque ha sufrido una avería en la obra viva.

Como se dijo anteriormente, es prácticamente imposible capacitar a un buque para que soportase cualquier posible avería. La extensión longitudinal y transversal de la misma están relacionadas entre sí. Una colisión en ángulo recto tendrá la máxima penetración transversal y poca longitudinal, mientras que una oblicua tendrá una extensión longitudinal considerable, con una penetración transversal relativamente moderada.

SEVIMAR, al tratar del problema de la estabilidad, da la extensión de la avería que debe considerarse, la cual es función de las dimensiones del buque. La supuesta avería tiene los siguientes límites:

a) Dimensión longitudinal: 3,05 m., más el 3 por 100 de la eslora del buque, o 10,67 m.; de ambas, la que resulte menor.

b) Dimensión transversal: Una distancia igual al 0,2 de la manga del buque, medida desde el costado del buque hacia el interior y perpendicularmente al plano diametral del buque al nivel de la línea de máxima carga de compartimentado.

c) Dimensión vertical: Desde la línea de base (línea de agua cero) hacia arriba, sin límite.

La figura 8 indica gráficamente estos valores.

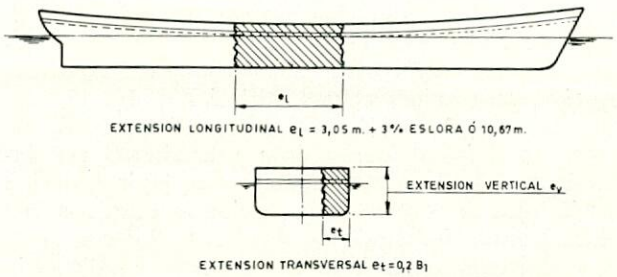


Fig. 8.—Extensión de la avería.

Con respecto a la dimensión longitudinal de la avería, SEVIMAR extrema el rigor de esta medida, indicando que cuando $F \leqslant 0{,}33$, se aumentará ésta en la cantidad que se necesitaría para que afecte a dos mamparos estancos transversales contiguos cualquiera.

Como se verá luego, el buque, después de una avería, debe quedar con una estabilidad positiva, normalmente de menor valor que la que tenía cuando el buque estaba intacto. Esta estabilidad positiva se logrará cuando la avería tiene las dimensiones indicadas anteriormente, pero teniendo en cuenta las imposiciones que se derivan de (F).

Conforme con los requisitos de SEVIMAR, de principio todo buque intacto debe tener en todas las condiciones de servicio una estabilidad tal que permita contrarrestar la inundación de un compartimiento principal cualquiera, comprendido dentro del límite de su eslora inundable. Sin embargo, si en un buque se tiene $0{,}33 < F \leqslant 0{,}50$, la estabilidad en estado intacto debe ser tal que resista la inundación de dos compartimientos principales adyacentes cualesquiera; si $F \leqslant 0{,}33$, la estabilidad debe ser la suficiente para que contrarreste la inundación de tres compartimientos principales adyacentes cualesquiera.

La influencia de la inundación debido a la avería en la estabilidad del buque se resume así:

a) Aumento de la ordenada del C. de C. debido al aumento de calado.

b) Disminución del radio metacéntrico debido a la pérdida del área intacta de la flotación.

c) Aumento de la ordenada del C. de C. debido al cambio de asiento.

d) Variación del radio metacéntrico. Puede aumentar si el asiento es de popa y disminuir si es de proa.

e) En general, un aumento del radio metacéntrico debido a la inmersión.

De los cinco casos enunciados, los dos primeros son los que tienen mayor importancia; los tres últimos suelen tener menos influencia.

El efecto resultante sobre la altura metacéntrica puede ser bien un aumento o una disminución, que dependerá de las características del buque. En buques de pasaje se encuentra normalmente que la inundación arrastra consigo una disminución de la altura metacéntrica.

Si la inundación tiene lugar en los compartimientos centrales, se tiene la mayor pérdida de estabilidad. Si los compartimientos inundados están alrededor de 0,25 de la eslora, es cuando se alcanza el francobordo más pequeño. Si en cualquiera de las dos condiciones apuntadas se produce un ángulo de escora, la pérdida más pequeña de altura metacéntrica, en el último caso, puede conducir a situaciones tan críticas como la que resulta con la mayor pérdida de altura metacéntrica correspondiente a la inundación de los compartimientos centrales.

Los cálculos de estabilidad nos permiten conocer el estado final del buque después de inundado. Sin embargo, el estudio debe completarse con el análisis de las situaciones intermedias de inundación. La altura metacéntrica varía de forma continuada desde el momento que comienza la inundación hasta que finaliza, siendo posible que, aun teniendo una situación segura después de la inundación completa hasta el nivel del mar, encontrarse, cuando los compartimientos están parcialmente llenos, con una falta de estabilidad de carácter temporal, que podrían originar una inclinación excesiva o aun zozobrar.

Se hace necesario, por tanto, estudiar a fondo la estabilidad durante todo el proceso de inundación, eligiendo para ello los espacios que produzcan las situaciones más críticas.

2.4. *Inundaciones asimétricas.*

Lo expuesto hasta ahora se refiere a inundaciones simétricas, en las que, después de finalizadas las mismas, el buque queda adrizado si conserva la suficiente estabilidad. Puede que el buque tome una escora permanente, aun teniendo una inundación simétrica, si se alcanza una altura metacéntrica inicial negativa, fenómeno que sucede si la pérdida de carena es importante con relación a la estabilidad disponible inicialmente.

Cuando la inundación es asimétrica, entonces el buque toma una escora desde el momento que comienza la inundación, que puede variar durante el proceso de la misma, y finalmente permanece con una escora constante, que dependerá de la reserva de estabilidad.

Como se observa, la inundación simétrica presenta serios problemas, los cuales vienen agravados si hay lugar a inundaciones asimétricas. Por ello SEVIMAR, en el apartado *e)* de la Regla 7 del capítulo II, dice así:

"La inundación asimétrica deberá reducirse al mínimo adoptando disposiciones convenientes. Cuando sea necesario corregir ángulos de escora importantes, los medios adoptados deberán ser, cuando sea posible, automáticos, pero en todo caso, cuando se precisen mandos para accionar los dispositivos que regulan la inundación transversal, deberán poder ser accionados desde encima de la cubierta de cierre. Estos dispositivos con sus mandos, así como la escora máxima antes de lograr el equilibrado transversal, deberán ser aprobados por la Administración. Cuando sean necesarios los dispositivos de equilibrado, el tiempo necesario para el adrizamiento no excederá de quince minutos. Se deberá suministrar al capitán del buque la información necesaria para el uso de los dispositivos a emplear para el equilibrado transversal."

Y en el apartado *f)* dice:

"Las condiciones finales del buque después de la avería, y en el caso de inundación asimétrica, después de adoptadas las medidas necesarias para su adrizamiento, deberán ser las siguientes:

(i) En caso de inundación simétrica deberá existir una altura metacéntrica residual positiva de 0,05 metros (o dos pulgadas) como mínimo, calculada mediante el método de desplazamiento constante.

(ii) En caso de inundación asimétrica, la escora total no excederá de siete grados, excepto cuando la Administración permita, en casos especiales, una escora adicional debida al par asimétrico, pero en ningún caso excederá de quince grados la escora final.

(iii) En ningún caso deberá encontrarse sumergida la línea de margen en el momento final de la inundación. Si se considera probable la inmersión de la línea de margen en una fase intermedia de la inundación, la Administración puede exigir todos los cálculos y disposiciones que estime necesarios para la seguridad del buque."

Si el buque reúne buenas condiciones de estabilidad y se demuestra que en ninguna condición de carga se alcanzan las escoras máximas permitidas por la legislación, no es necesario tomar ninguna precaución en cuanto al compartimentado. Por el contrario, si el buque tiene posibilidad de alcanzar o superar las escoras permitidas, es necesario contar con medios que contrarresten la tendencia escorante debido a la inundación asimétrica.

La facultad de limitar o evitar los momentos escorantes debidos a la inundación asimétrica debe nacer con el propio proyecto. Una acertada disposición de mamparos longitudinales puede reducir apreciablemente la tendencia escorante, según se aprecia en la figura 9.

En la solución *a)* el compartimiento A está limitado por un mamparo longitudinal separado del costado una distancia $d < 0{,}2B_1$. Con una avería en el

costado hay que considerar que la inundación interesa conjuntamente a los compartimientos A y B. Los tanques simétricos D y E, así como el C, quedan intactos.

En la solución *b)* el compartimiento A tiene el mamparo longitudinal a una distancia del costado $d > 0{,}2B_1$. La avería interesa sólo al compartimiento A, resultando, por tanto, una escora menor que el caso anterior. Queda intacto el tanque simétrico E, así como los B, C y D.

Se ha comprobado en ciertos casos que con la solución *b)* se podrían mantener dos compartimientos principales inundados, en tanto que con la solución *a)* sólo se mantenía uno.

2.5. *Equilibrado por medio de intercomunicación de tanques.*

De la simple observación de la figura 9 se ve la necesidad de crear unos momentos escorantes para compensar los efectos de la inundación asimétrica.

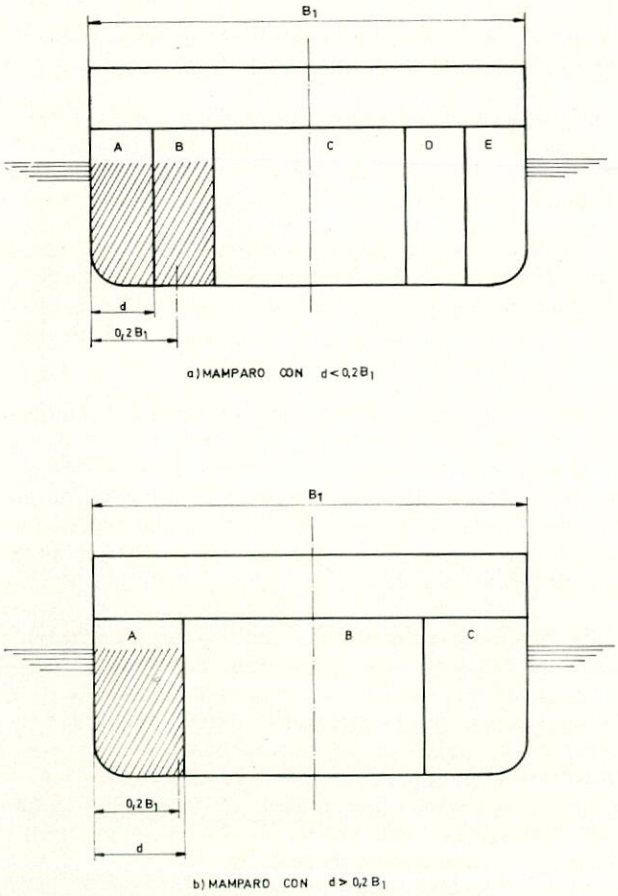


Fig. 9.—Disposición de mamparos longitudinales.

Estos momentos equilibradores pueden conseguirse valiéndose de una tubería de intercomunicación entre los tanques dispuestos simétricamente a ambos costados, de forma que permita el paso del agua del tanque averiado al simétrico intacto del otro costado.

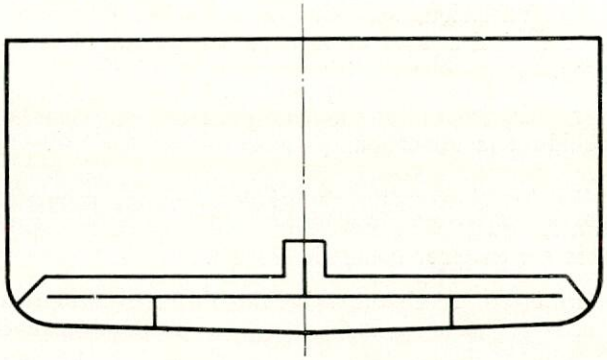


Fig. 10.—Comunicación entre tanques laterales del doble fondo.

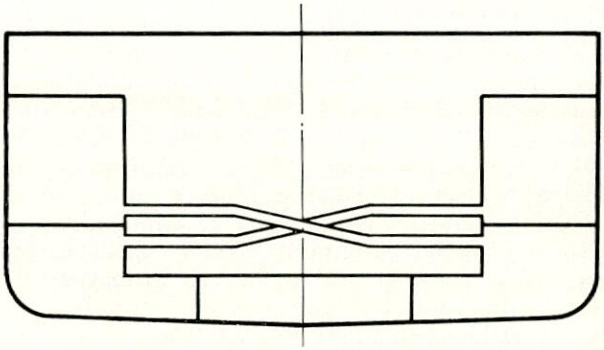


Fig. 11.—Comunicación entre tanques laterales del costado.

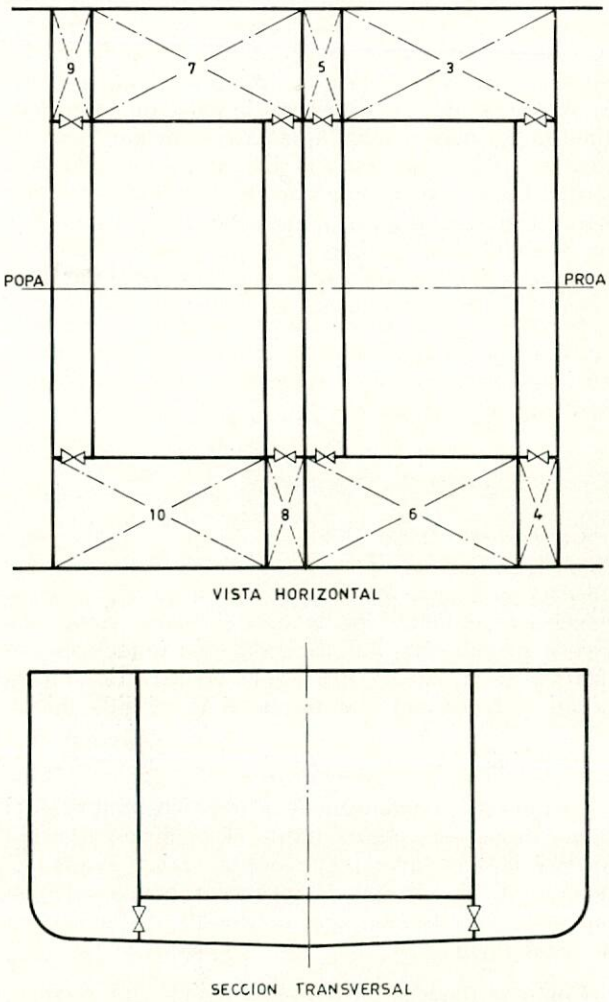


Fig. 12.—Comunicación entre tanques laterales del costado.

Existen varios sistemas en uso para el equilibrado transversal que, partiendo del mismo principio, son ligeramente diferentes en su disposición. La figura 10 corresponde al sistema de comunicación de tanques laterales del doble fondo. Las figuras 11 y 12 representan dos versiones utilizadas para los tanques laterales de los costados.

Evidentemente, esta solución tiene sus propios inconvenientes, que se presentan cuando estos tanques laterales contienen líquidos vitales para el normal funcionamiento del buque. Si se dota de una intercomunicación transversal entre tanques que contienen líquidos, se reduce la estabilidad del buque intacto, puesto que la pérdida por superficies libres es mucho mayor que cuando los tanques están sin comunicación.

Como ejemplo ilustrativo de la gran repercusión que tiene sobre la estabilidad del buque el disponer la intercomunicación entre dos tanques laterales, consideramos el caso de la figura 13, en el que sobre un compartimiento rectangular de eslora e se han dispuesto dos mamparos longitudinales a 1/5 de B_1 de cada costado para formar los tanques simétricos A y B.

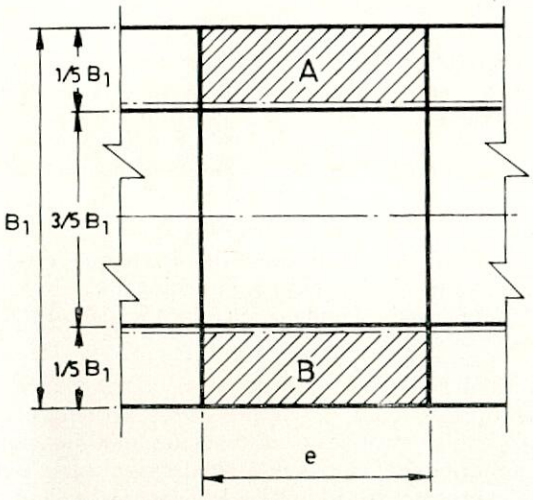


Fig. 13.—Superfies libres.

Si los tanques están incomunicados, el momento de inercia de las superficies libres de los tanques aisladamente vale:

$$I_1 = 2 \times \frac{1}{12} \cdot e \cdot \left(\frac{B_1}{5}\right)^3$$

Cuando los tanques están comunicados entre sí, las dos superficies libres forman una superficie única, cuyo centro coincide con el eje del buque. El momento de inercia valdrá:

$$I_2 = \frac{1}{12} e \left(B_1^3 - \frac{3}{5} B_1^3 \right)^3$$

De aquí resulta que $\frac{I_2}{I_1} = 49$, lo que nos indica que el efecto de las superficies libres, al comunicarse los tanques simétricos, aumenta en 49 veces con relación a los tanques incomunicados para el caso estudiado.

Si los tanques laterales contienen líquidos, tal como se dijo, la intercomunicación debe estar interrumpida por medio de una válvula, de tal manera que los tanques deben ser independientes, excepto cuando uno o más compartimientos forman parte de una zona averiada, circunstancia que obliga a establecer la comunicación directa.

Un medio fácil de lograr esta solución consiste en montar en el colector de comunicación una válvula con mando a distancia que pueda ser accionada desde la cubierta de mamparos. La fiabilidad de este sistema depende de la intervención humana, medida por la rapidez de la respuesta de la dotación ante la presencia de una inundación. Normalmente la inundación será más rápida que el equilibrado que pueda conseguirse, por cuyo motivo pasará cierto tiempo desde que se produce la avería y se llega al equilibrio. Para reducir esta situación peligrosa, SEVIMAR, como se indicó anteriormente, da como máximo un tiempo de quince minutos para conseguir el equilibrado. Este tiempo disponible obliga a que el colector, que une los tanques simétricos, deba tener un área suficiente para garantizar un flujo de agua adecuado.

De acuerdo con la fórmula propuesta por G. Solda, el tiempo necesario para conseguir el equilibrio se puede estimar por:

$$T = \frac{V}{K \cdot A \cdot H^{1/2}}$$

T = Tiempo en minutos.

V = Volumen inundado (escorado asimétricamente) en m^3.

K = Coeficiente = 87,5.

A = Area del conducto de comunicación en m^2.

H = Altura al comienzo del trasvase en m.

La figura 14 aclara los datos de la fórmula.

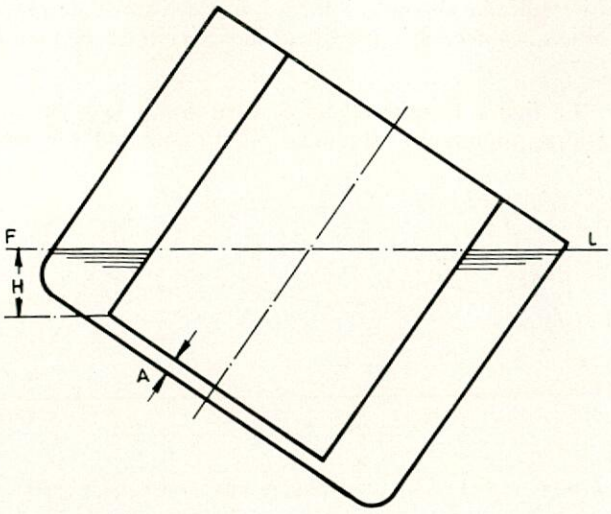


Fig. 14.—Equilibrio de la escora.

Aceptado este sistema para lograr el equilibrado, se hace necesario llevar a cabo los cálculos pertinentes que contemplen las dos situaciones en que puede encontrarse el buque. Una de las condiciones a estudiar es la de buque intacto con los tanques en libre comuniacción mediante la apertura de la válvula, y la otra con el ángulo de escora que tomará el buque cuando los tanques se encuentren incomunicados, que corresponde con la válvula en posición de cerrada.

Sabiendo que esta situación puede durar, como máximo, los quince minutos que exige SEVIMAR, se permiten ciertas escoras superiores a las que tendrían al final de la avería, e incluso puede sumergirse en ciertos instantes la línea de margen, tal como se deduce del apartado *f)* de la Regla 7 del capítulo II, ya citado.

Naturalmente, si existen muchos tanques en los costados, se hace preciso disponer mayor número de válvulas, lo cual hace más difícil el desenvolvimiento ante una posible avería, por la dificultad de localizar el tanque afectado.

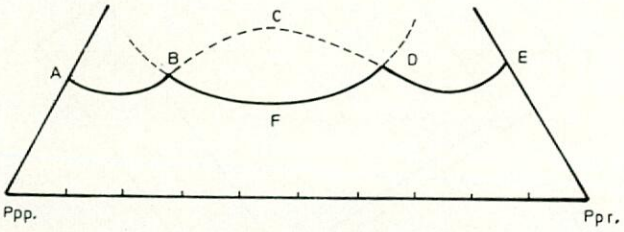
Si los tanques laterales no contienen líquidos, entonces no es necesario instalar válvulas en el colector de intercomunicación de los tanques. De esta forma, en un caso de avería, el buque se autoadriza sin intervención alguna por parte de la tripulación.

2.6. *Influencia de la estabilidad en la curva de esloras inundables.*

Cuando se expusieron los problemas de la separación de mamparos, se orientaba la misma por las razones de inundación, de tal manera que nunca se sumergiese la línea de margen. Esto quedaba reflejado gráficamente en la figura 7.

Al estudiar la estabilidad del buque con los supuestos de inundación precisados por SEVIMAR, se deduce si cumple o no con los valores mínimos exigidos. Como se comprende fácilmente, el estudio de la estabilidad exige conocer la posición del C. de G. El resultado obtenido indicará si por razones de estabilidad es necesario modificar la posición de los mamparos.

La figura 15 muestra un caso en donde la curva de esloras inundables obtenida por flotabilidad fue necesario corregirla en la zona central por razones de estabilidad, puesto que los mínimos exigidos no se alcanzaban con la separación de mamparos, debido a tener el buque un centro de gravedad demasiado elevado.



CURVA ACE = ESLORA INUNDABLE POR INMERSION Y TRIMADO

CURVA BFD = ESLORA INUNDABLE POR ESTABILIDAD

CURVA ABFDE = ESLORA INUNDABLE COMBINADA

Fig. 15.—Curva de eslora inundable corregida por estabilidad.

Evidentemente, cada buque tendrá sus características particulares. Así, por ejemplo, un buque de mucho puntal y poca manga, pero con generosa estabilidad en la condición de buque intacto, tendrá relativamente poca pérdida de estabilidad, lo cual quiere decir que seguramente permanecerá con estabilidad cuando está inundado en la extensión permitida por flotabilidad o quizá en mayor extensión. En esta situación la curva de eslora inundable obtenida por flotabilidad regula la separación de los mamparos transversales.

Por el contrario, un buque de gran manga y poco calado sufrirá con una inundación central una pérdida de altura metacéntrica apreciable, mientras que si la inundación es en los extremos la pérdida de estabilidad será comparativamente menor. Por consiguiente, este buque inundado en la extensión reglamentaria no tendrá la estabilidad mínima requerida en toda la zona central del buque, motivo por el cual la separación de los mamparos de la subdivisión estará regulada por la estabilidad.

3. Subdivisión de acuerdo con las nuevas Reglas, equivalentes a las de SEVIMAR de 1960.

3.1. *Antecedentes.*

Hasta el momento los criterios que se aplicaban para estudiar la subdivisión de un buque estaban contenidos en el Convenio Internacional de la Seguridad de la Vida Humana en el Mar (SEVIMAR) de 1960.

Durante la Conferencia de 1960, antes mencionada, las delegaciones de ciertos países asistentes a la misma habían propuesto sustanciales modificaciones a los criterios utilizados en la subdivisión, pero, debido a la urgente necesidad de legislar, no se han tomado en consideración, si bien se recomendaba continuar con los estudios ya iniciados.

Estos estudios estaban orientados en las dos direcciones siguientes:

a) Examen exhaustivo de SEVIMAR 1960, para simplificarlas y corregir sus deficiencias.

b) Desarrollo de los nuevos criterios de subdivisión, basados en los principios de la teoría de probabilidades.

Después de varios años de trabajo sobre estos dos temas, se llegó a la conclusión de que no era posible encontrar una solución satisfactoria para el estudio *a)*, por lo que se decidió profundizar con el estudio *b)*, habiéndose analizado durante el mismo centenares de casos de buques averiados y realizado numerosos ensayos con modelos simulando las condiciones de un buque averiado y extensos estudios sobre todos los aspectos relacionados con la subdivisión.

Los resultados de todo este trabajo han cristalizado en unas nuevas Reglas (referencia 8), que son las que seguidamente se van a comentar y tratar de su aplicación a casos de buques determinados. Actualmente no son de obligado cumplimiento, pero se consideran como equivalentes a lo dispuesto en el capítulo II de SEVIMAR 1960. Por ello una Administración puede admitir buques que se hayan concebido con las ideas contenidas en las nuevas Reglas equivalentes. La aplicación de las mismas a los nuevos proyectos facilita una mayor amplitud de trabajo, que permite conseguir buques más racionales en cuanto al compartimentado.

Por los requisitos de SEVIMAR 1960 el compartimentado de un buque sólo se podía conseguir por medio de mamparos transversales. Ahora las nuevas Reglas proporcionan la posibilidad de utilizar una combinación de mamparos transversales y longitudinales, con lo que se amplía la libertad de trabajo en la etapa del proyecto del buque, sin que por ello se pierda seguridad alguna.

Se destacan aquí las dificultades que se encuentran en la aplicación del compartimentado transversal. Normalmente las bodegas de los buques de pasajeros son dedicadas al transporte de mercancías clásicas, pasajeros o, en el mejor caso, como transporte de vehículos ligeros o automóviles, que exigen espacios menos amplios.

Estas circunstancias hacen pensar en el principio mantenido hasta ahora, que en el proyecto de un buque de pasajeros hay que pensar siempre en los entrepuentes y cubierta, sin tener en cuenta las bodegas. Esta forma de pensar nace como consecuencia de la mala utilización que se hace del compartimentado transversal de las bodegas de un buque de pasaje. En estos espacios que se comentan lo primordial no es el "factor de volumen", sino los "metros lineales de estiba", bien se trate de plataformas industriales o de automóviles, lo que se consigue con cubiertas portátiles intermedias dadas las alturas previstas.

Esto conduce a encontrarnos con buques tipo shelter abierto, en los cuales las exigencias de los armadores no consisten en precisar los m^3 de capacidad de bodegas y entrepuentes, o las TPM de carga, sino en indicar los metros lineales de estiba.

3.2. *Principios de las Reglas Equivalentes.*

Los principios fundamentales en donde se apoyan las nuevas reglas, denominadas en lo sucesivo Reglas Equivalentes, están basados en las tres sigiuentes probabilidades:

1. Probabilidad de que el buque sea averiado.
2. Si el buque es averiado, la probabilidad relativa a la situación de la avería y a su extensión.
3. Probabilidad de que el buque pueda mantenerse a flote con la inundación citada.

Como se comprende, la probabilidad del caso 1) está condicionada por una serie de factores, tales como la velocidad del buque, capacidad de maniobra, condiciones de navegación, densidad del tráfico, visibilidad, efectividad de las ayudas a la navegación y de la capacidad de la tripulación.

El valorar cada uno de estos factores no fue posible, dado que los datos estadísticos no han sido suficientes para este fin. Sin embargo, se encontraron datos que han permitido establecer que las averías son mucho más frecuentes en las zonas próximas a los puertos y en mares con una gran densidad de tráfico, lugares éstos en donde los buques transportan una mayor cantidad de pasajeros que los que hacen grandes travesías.

La probabilidad del caso 2), que viene definida por la situación y extensión de la avería, está supeditada a la disposición de los mamparos estancos en el interior del buque.

Por último, la probabilidad 3) depende de la flotabilidad y estabilidad existentes en la condición de buque inundado. A su vez estos dos factores varían con la situación y extensión de la avería, de la permeabilidad del espacio inundado y del calado y estabilidad existentes antes de la avería.

En un primer examen de los casos de averías por colisiones que se han estudiado se decidió eliminar a los buques tanques y considerar solamente a los buques de pasajeros y a los de carga.

También se decidió no tener en cuenta los casos de avería originados por varada, debido a que, en un elevado porcentaje de las mismas, éstas no interesaron al doble fondo.

En cuanto a la posición longitudinal de las averías originadas por colisiones y las de varada, se encontró que presentaban bastante similitud.

Fue necesario para los estudios a realizar clasificar los buques en dos clases: abordador y abordado. Para los primeros las averías en gran medida estaban localizadas entre la proa y el 5 por 100 de la eslora y en casos extremos se llegó al 11 por 100. Por ello resultó muchas veces averiado el mamparo de colisión.

Los datos disponibles para abordadores y abordados han permitido determinar la frecuencia con relación a la situación de la avería en la eslora. Para los buques abordados se analizaron la extensión tanto longitudinal como de penetración.

Se contaba con datos relativos a la extensión vertical de la avería, pero no fue posible sentar las bases probabilísticas.

La probabilidad de mantenerse a flote, independiente de lo manifestado anteriormente, está a su vez en las probabilidades de las fuerzas aplicadas en la condición que se estudia. Estas fuerzas pueden ser debidas al mar, viento, situación y movimiento de la carga transportada, personas u otros pesos.

Del análisis de los informes sobre las averías se encontró que la altura de las olas no fue una causa tan determinante como otras. Quizá se debe esto a que en un elevado porcentaje las averías ocurren en las zonas protegidas próximas a los puertos, en

donde la niebla estaba presente y el estado del mar no era muy duro.

Las posibles relaciones existentes entre el buque, estado del mar, estabilidad y flotabilidad cuando flota normalmente, así como la probabilidad de mantenerse a flote y la estabilidad después de la avería, fueron determinadas mediante los ensayos correspondientes con modelos sobre las olas. Los ensayos se han extendido también a comprobar los efectos sobre la estabilidad después de averías, de la relación manga-puntal, así como de la distribución de los mamparos. Los ensayos se hicieron en la mayoría de los casos con olas irregulares y en algunos con olas regulares. Se comprobó que el hundimiento, en su aspecto mecánico, fue similar para situaciones también similares.

También se han investigado las variaciones de calados, permeabilidades y estabilidad antes de la inundación. Como es natural, las variaciones de calados tienen como origen las variaciones que se registran en el estado de los tanques, en la carga y otros pesos variables, incluyendo pasajeros. Se han tenido presentes los casos de los buques en los que la estabilidad disminuye con el calado, en los que es necesario proceder al lastrado a medida que se agotan los consumos (combustible y agua).

Se manejaron datos relativos a las clases de carga transportada, volúmenes de bodegas y porcentaje del espacio de las bodegas ocupado por la carga. Se relacionó la permeabilidad de los espacios de carga de cada condición con los calados correspondientes a las mismas.

Lo indicado en este apartado corresponde a un breve resumen del alcance de los temas tratados en los largos estudios desarrollados para lograr las nuevas reglas, objeto fundamental del estudio.

3.3. *Exposición de las Reglas Equivalentes.*

Se comentan seguidamente los aspectos más significativos de estas Reglas Equivalentes, con el fin de tener una idea sobre su alcance, al objeto de compararlas con las actuales (capítulo II de SEVIMAR de 1960) y de ver su posibilidad de aplicación a los nuevos proyectos.

Conforme al contenido de las mismas, la subdivisión de un buque se considera satisfactoria si se verifica que:

1.—Si la estabilidad después de la inundación por avería es suficiente de acuerdo con los valores mínimos que se señalan posteriormente.

2.—Si el índice acumulado de subdivisión (A) no es menor que el índice requerido de subdivisión (R), teniendo ambos el significado que luego se expondrá.

El índice requerido de subdivisión (R) representa el nivel de seguridad que necesariamente debe tener un buque. Depende únicamente de su eslora y del número de personas presentes a bordo, incluyendo la tripulación. Viene dado por:

$$R = 1 - \frac{1.000}{4L_s + N + 1.500} \qquad [1]$$

donde:

L_s = Eslora de compartimentado.

$N = N_1 + 2N_2$.

N_1 = Número de personas para las cuales están previstos botes salvavidas.

N_2 = Número de personas, incluyendo la tripulación, que el buque está autorozado a transportar por encima de N_1.

Por lo que respecta al índice acumulado de subdivisión (A), éste representa la capacidad potencial de seguridad que tiene incorporado el buque, la cual es una función de su comportamiento y estabilidad. Viene dado por la expresión:

$$A = \Sigma\, a \cdot p \cdot s \qquad [2]$$

en la que:

a = indica la probabilidad de la avería de un compartimiento en función de su posición sobre la eslora.

p = valora los efectos de extensión longitudinal de la avería, sobre la probabilidad de que afecte un compartimiento o grupo de compartimientos.

s = valora la influencia del francobordo de la estabilidad y escora en el estado final de la inundación.

Los correspondientes valores de a, p y s, son determinados para cada compartimiento y grupo de comportamientos, según las fórmulas que se indican seguidamente:

$$a = 0{,}4\,[1 + \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_{12}] \qquad [3]$$

donde:

$$\varepsilon_1 = \frac{X_1}{L_s} \quad \text{si} \quad X_1 \leqslant 0{,}5L_s$$

$$\varepsilon_1 = 0{,}5 \quad \text{si} \quad X_1 > 0{,}5L_s$$

$$\varepsilon_2 = \frac{X_2}{L_s} \quad \text{si} \quad X_2 \leqslant 0{,}5L_s$$

$$\varepsilon_2 = 0{,}5 \quad \text{si} \quad X_2 > 0{,}5L_s$$

$$\varepsilon_{12} = \frac{X_1 + X_2}{L_s} \quad \text{si} \quad X_1 + X_2 \leqslant L_s$$

$$\varepsilon_{12} = 1{,}0 \quad \text{si} \quad X_1 + X_2 > L_s$$

teniéndose:

X_1 = distancia existente entre el extremo de popa de (L_s) y el extremo de popa del compartimiento o grupo de compartimientos considerados.

X_2 = distancia existente entre el extremo de popa de (L_s) y el extremo de proa del compartimiento o grupo de compartimientos considerados.

En cuanto al valor de (p), se determina por medio de las siguientes fórmulas:

$$p = W\left[4{,}46\left(\frac{1}{\lambda}\right)^2 - 6{,}20\left(\frac{1}{\lambda}\right)^3\right] \text{para} \frac{1}{\lambda} \leqslant 0{,}24$$

o bien:

$$p = W\left[1{,}072\frac{1}{\lambda} - 0{,}086\right] \qquad [4]$$

en las que:

l = longitud del compartimiento o grupo de compartimientos.

$W = 1{,}0$ y $\lambda = L_s$ para $L_s \leqslant 200$ m.

o bien:

$$W = \frac{184}{L_s - 16} \quad \text{para} \quad \lambda = 200 \text{ m. } (L_s \text{ en mts.})$$

Cuando los compartimientos se toman aisladamente, el valor de p se calcula tal como se indicó. Cuando se trata de los valores de p correspondientes a un grupo de comportamientos, es necesario tener presente la siguiente nomenclatura y su posterior aplicación.

l_1, l_2, l_3, l_4, etc. longitudes de cada compartimiento.

l_{12}, l_{23}, l_{34}, etc. longitudes de cada par de compartimientos adyacentes.

l_{122}, l_{234}, etc. longitudes de grupos de tres compartimientos adyacentes.

l_{1234}, etc. longitudes de grupos de cuatro compartimientos adyacentes.

Los valores de p_1, p_2, p_3, p_4 ... se determinan por medio de la fórmula [4] usando los valores de l_1, l_2, l_3 ... como l.

Para compartimientos tomados por pares:

$$\left.\begin{array}{ll} p = p_{12} - p_1 - p_2 & \text{ó} \\ p = p_{23} - p_2 - p_3 & \text{etc.} \end{array}\right\} \quad [5]$$

Para compartimientos tomados por grupos de tres:

$$\left.\begin{array}{ll} p = p_{123} - p_{12} - p_{23} + p_2 & \text{ó} \\ p = p_{234} - p_{23} - p_{34} + p_3 & \text{etc.} \end{array}\right\} \quad [6]$$

Para compartimientos tomados en grupos de cuatro:

$$p = p_{1234} - p_{123} - p_{234} + p_{23} \quad \text{etc.} \qquad [7]$$

Por lo que respecta al factor (s), se calcula para cada compartimiento o grupo de compartimientos de acuerdo con lo que se indica a continuación.

Para cualquier condición de inundación partiendo de un calado d_i, s_i viene dado por:

$$s_i = 4{,}9 \left[\left(\frac{F_1}{B_2} - \frac{\text{tg } \Theta}{2} \right) (GM_R - MM_S) \right]^{1/2} \qquad [8]$$

Condición a cumplir: s_i no menor de 1,0; en la que:

Θ = ángulo de escora debido a la inundación asimétrica en la situación final después del equilibrado de tanques si se verificó éste.

GM_R = altura metacéntrica del buque intacto al calado correspondiente. Se tomará el mayor valor de los obtenidos en la gama de calados de funcionamiento, o el que figure en las Instrucciones al Capitán si éste fuese mayor que aquéllos. Estos valores serán lo suficientemente elevados para que las alturas metacéntricas resultantes después de la inundación alcancen los límites que se fijarán a continuación.

MM_S = reducción de la altura metacéntrica como consecuencia de la inundación, calculada para el buque intacto en el estado final de la inundación.

Para cada compartimiento y para cada grupo de compartimientos, s se tomará el dado por:

$$s = 0{,}45 s_1 + 0{,}33 s_2 + 0{,}22 s_3 \qquad [9]$$

donde:

$s_1 = s_i$ calculado para el calado d_1
$s_2 = s_i$ " " " " d_2
$s_3 = s_i$ " " " " d_3

Los calados d_1, d_2 y d_3 se determinan así:

$$d_1 = d_s - \frac{2}{3}(d_s - d_o)$$

$$d_2 = d_s - \frac{1}{3}(d_s - d_o)$$

$$d_3 = d_s - \frac{1}{6}(d_s - d_o)$$

en las que:

d_s = calado de la flotación de compartimentado.

d_o = calado mínimo de navegación, incluyendo el lastre si es necesario.

Tal como se expuso anteriormente, el valor de (GM_R) será el necesario para que después de la inundación se tenga un (GM), calculado por el método de desplazamiento constante, obtenido por las fórmulas siguientes:

$$GM = 0{,}003 \frac{B^2_2(N_1 + N_2)}{\Delta F_1}$$

$$GM = 0{,}015 \frac{B_2}{F_1}$$

$$GM = 0{,}05 \text{ m.}$$

en las que:

Δ = desplazamiento del buque en la condición intacta.

B_2 = manga de trazado en la cubierta de mamparos.

B_1 = manga de trazado al calado de compartimentado.

F_1 = francobordo medio en la condición de inundado.

El valor que se tomará en consideración será el que resulte más elevado de los tres.

Por lo que respecta a las escoras permitidas cuando el buque se encuentra inundado, se debe tener en cuenta lo siguiente:

1.—Con un comportamiento inundado: inferior a 7º.

2.—Con dos o más compartimientos contiguos inundados: inferior a 12º.

3.—Excepto en la zona de inundación, el costado más elevado de la cubierta de mamparos no estará sumergido.

4.—Las inundaciones asimétricas serán reducidas al mínimo. Si es necesario un sistema equilibrante, se comprobará que con el mismo no se exceden los límites especificados anteriormente. Si es posible, el sistema equilibrante será automático, y si es manual, será accionado desde la cubierta de mamparos.

5.—En ningún caso, la escora antes del adrizado debe ser superior a 20°.

6.—El tiempo necesario para equilibrar los compartimientos asimétricos no debe ser superior a diez minutos.

7.—Se debe comprobar que la estabilidad residual es suficiente durante las etapas intermedias de la inundación.

8.—La altura metacéntrica y la ordenada del C. de G. necesarios para cumplir los requisitos estipulados deben ser determinados para los calados d_s y d_o. Si $(d_s - d_o) \leqslant 0{,}1\ d_s$, los cálculos de estabilidad se harán sólo para (d_s) y (d_o), obteniéndose los valores intermedios por interpolación lineal. Si $(d_s - d_o) > 0{,}1\ d_s$, los cálculos de la estabilidad después de la avería, deben efectuarse por lo menos para un calado intermedio.

En relación con la estabilidad, se precisa que falta ahora indicar qué extensión de inundación debe considerarse para calcular aquélla en la condición de buque averiado. Conforme a los nuevos requisitos se debe cumplir:

1.—Todo buque debe ser proyectado para soportar una inundación provocada por una avería en un costado de una penetración 0,2 de la manga, normal al diametral y a la altura de la flotación de compartimentado, cuya longitud sea igual a $3{,}00 + 0{,}03\ L_S$ u 11 m., de los dos el menor, y en cualquier lugar de la eslora del buque, pero sin que la misma interese a un mamparo.

2.—En los buques cuando $N > 600$, además de lo anterior, debe considerarse que la inundación provocada por una avería en el costado, puede alcanzar a cualquier mamparo que quede comprendido en una longitud igual a $\left(\frac{N}{600} - 1.00\right) L_S$ medido desde el extremo de proa de (L_S). El valor de $\left(\frac{N}{600} - 1\right)$ no será superior a 1,00.

3.—En los cálculos se ha de suponer que la avería se extiende desde la línea de base hacia arriba sin límite alguno.

En todos los cálculos que se realicen sobre la subdivisión y estabilidad después de averías, la permeabilidad (μ) de cada compartimiento total o parcialmente inundado, durante las etapas intermedias y final del proceso de inundación, se tomará como sigue:

— Compartimientos destinados a pasajeros y tripulación 0,95

— Espacios de maquinaria 0,85

— Espacios ocupados por pañoles... 0,60

— Tanques destinados a líquidos ... 0,00 ó 0,95

De los dos valores de la permeabilidad que figuran para los tanques, se tomará aquel con el cual resulten las condiciones más severas.

En cuanto a los espacios dedicados a carga, la permeabilidad (μ), se supone que varía con el calado antes de la avería. En este supuesto, para un calado inicial (d_i), la permeabilidad (μ) de cualquier espacio dedicado a carga, se tomará:

$$\mu_i = 1.000 - \frac{1{,}2\,(d_i - d_o)}{d_s} - \frac{0{,}05\,(d_s - d_i)}{(d_s - d_o)}$$

teniendo en cuenta que debe tenerse: $0{,}60 < \mu_i < 0{,}95$.

Lo comentado hasta aquí corresponde a los apartados 1 a 6 de las Reglas Equivalentes, y son de entera aplicación al caso de una subdivisión conseguida por medio de mamparos transversales que se extienden de un costado a otro del buque.

Sin embargo, de acuerdo con el apartado 7 de las ya citadas Reglas Equivalentes, es posible utilizar para el compartimentado una combinación de mamparos transversales y longitudinales, de forma que algunos de los mamparos transversales no se extiendan hasta el eje del buque, esto es, que queden localizados entre los costados y los mamparos longitudniales. Para que esto sea aceptable es condición necesaria que se cumpla lo siguiente:

1.—Que exista un doble fondo a una altura desde la línea de base, por lo menos de $0{,}1\ B_1$ y situado en la parte central del buque en la zona comprendida entre los mamparos longitudinales. (Ver figura 16).

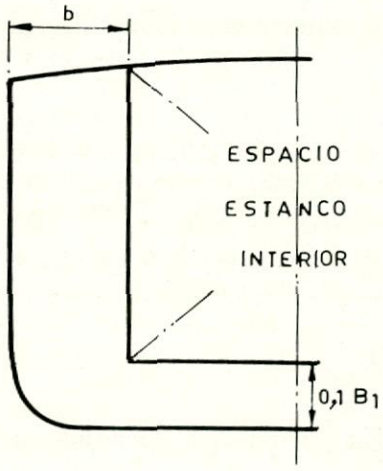


Fig. 16.—Situación de mamparos y doble fondo.

2.—Que el espacio del doble fondo sea dividido por medio de varengas estancas en prolongación con los mamparos estancos situados en los costados.

3.—Que se cumplan los requerimientos expuestos anteriormente sobre las extensiones de las averías, estabilidad y escoras después de la inundación por averías.

4.—Que el índice acumulado de subdivisión (A) calculado como se indicará, no sea inferior al índice de subdivisión requerido (R).

La aportación de los compartimientos laterales al índice de subdivisión acumulado (A), se determina teniendo en cuenta:

— El factor a se calcula, como se dijo anteriormente (fórmula [3]), utilizando las distancias entre el extremo de popa de (L_S) y los mamparos transversales que limitan los compartimientos laterales.

— El factor (p) se obtiene multiplicando los valores deducidos de las fórmulas [4] por el factor de reducción (r), determinado mediante las fórmulas [10], indicadas seguidamente, por medio de las que se valora la posibilidad de evitar la inundación de los espacios centrales.

1.—Cuando $l/L_S \geqslant 0{,}2\ b/B_1$:

$$\left.\begin{array}{l} r = \dfrac{b}{B_1}\,[2{,}8 + 0{,}08/(l/L_S + 0{,}02)] \\ \quad \text{si } b/B_1 \leqslant 0{,}2 \quad \text{y} \\ r = 0{,}016/(l/L_S + 0{,}02) + b/B_1 + 0{,}36 \\ \quad \text{si } b/B_1 > 2 \end{array}\right\} \quad [10]$$

2.—Cuando $l/L_S < 0{,}2\ b/B_1$:

El valor de (r) se calculará por interpolación lineal entre 1,0 para $l/L_S = 0$ y el valor de (r), calculado según las fórmulas [10] para $l/L_S = 0{,}2\ b/B_1$.

Los factores empleados en las fórmulas [10] tienen el siguiente significado:

l = longitud del compartimiento o grupo de compartimientos. (Definido en las fórmulas [4].)

b = distancia transversal media medida perpendicularmenmente al diametral a la altura de la línea de carga del compartimentado, entre el forro exterior y la parte más saliente del mamparo longitudinal, comprendido entre los límites utilizados para el cálculo de a. (Ver figura 16).

s = se calcula de acuerdo con lo indicado en las fórmulas [8] y [9], considerando que los espacios interiores no son inundables, es decir, que $\mu = 0$.

Si el valor del índice acumulado de subdivisión (A) obtenido tal como se precisó, es inferior al índice requerido (R) se puede tener en cuenta el aumento de (A) que resulta de considerar la inundación de los espacios situados entre los mamparos longitudinales y el eje del buque, paralelamente a la inundación de los espacios situados entre estos mamparos y el forro. Para este aumento de (A) se debe tener en cuenta:

— El factor (a) se calcula como se indicó para los compartimientos laterales, excepto que las distancias tomadas a partir del extremo de popa de (L_S) van hasta cada mamparo transversal que limita un compartimiento lateral, un compartimiento interior o un grupo de estos últimos.

— El factor (p) se obtiene multiplicando por (1 — r) los valores deducidos de las fórmulas [4] a [7].

— El factor (s) se calcula como se indica en las fórmulas [8] y [9]. De esta forma, la extensión supuesta de la inundación de los espacios laterales e interiores será lo que resultaría de una longitud hipotética de la avería coincidiendo con los límites longitudinales utilizados en el cálculo de (a) y (p) extendiéndose hacia el eje del buque.

3.4. *Comentarios a las Reglas Equivalentes*

Al estudiar las nuevas Reglas Equivalentes en su aspecto práctico se comprueba que se han eliminado los clásicos cálculos de esloras inundables y que se toma como base de medida, para valorar la subdivisión, los cálculos de estabilidad después de averías.

Conforme a los requisitos de SEVIMAR 1960, se calculaba la estabilidad después de averías para aquellos compartimientos que se consideraban críticos. Ahora, sin embargo, es necesario desarrollar los cálculos para un gran número de compartimientos adicionales y combinaciones de compartimientos, necesitándose además estudiar la estabilidad para cinco calados diferentes.

Estas nuevas exigencias darían lugar a unos cálculos mucho más laboriosos que los previstos por SEVIMAR 1960, si éstos se hiciesen a mano; pero, afortunadamente, por medio de un ordenador, este trabajo de cálculo se reduce enormemente en cuanto al tiempo.

Con las Reglas Equivalentes aparecen ciertos términos o parámetros que varían con relación a sus equivalentes de SEVIMAR de 1960, como son la eslora de subdivisión, mangas, calados, francobordos, índices de subdivisión, cubierta de mamparos, etc.

Se observa asimismo la eliminación de la línea de margen, permitiéndose la inmersión y escora hasta el costado de la cubierta de mamparos.

Con las Reglas de SEVIMAR de 1960 se utilizaba solamente el calado hasta la línea de carga de compartimentado. Sin embargo, en las Reglas Equivalentes aparece una nueva familia de calados, como son:

d_i = calado hasta cualquier flotación a la que se puede suponer que el buque experimenta una avería.

d_S = calado hasta la línea de carga de subdivisión.

d_O = calado en la condición mínima de servicio.

Como se observa en la fórmula [1], (N) es el total de las personas que se encuentran en el buque, cuando se han previsto los necesarios botes salvavidas para las mismas. Pero si se disponen botes salvavidas para un número menor, entonces se considera el doble del número que excede a la capacidad prevista de aquéllos. Si al aplicar este criterio resultaren condiciones no practicables, y se estima que existe un riesgo suficientemente reducido, una Administración puede aceptar el uso de un valor de (N) igual al número real de personas, aun cuando el nú-

mero de personas que es posible acomodar en los botes salvavidas sea menor.

Por otra parte, se observa que las Reglas Equivalentes prevén un aumento gradual en la seguridad del buque y en la compartimentación, a medida que aumenta el porcentaje de personas no acomodadas en los botes salvavidas, lo cual tiene un carácter más lógico que el repentino aumento que resulta de aplicar SEVIMAR de 1960.

Como ejemplo ilustrativo ver la figura 17, en donde se comparan los valores de (R) con los de (A) calculados para los buques existentes que cumplen con SEVIMAR de 1960.

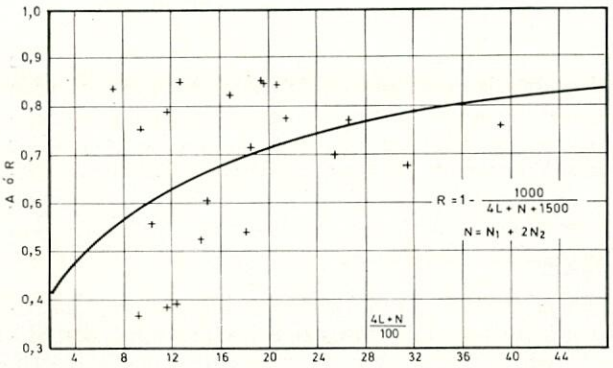


Fig. 17.—Diagrama de R y A para buques actuales.

En cuanto a las permeabilidades, se eliminan las permeabilidades medias a proa y popa del espacio de máquinas y se utilizan solamente las permeabilidades individuales para cada espacio o parte del mismo. La permeabilidad de los espacios de carga se tomó como una función que depende del calado y de la gama de calados en servicio.

Se comprobó en los buques actuales de pasajeros con rutas largas y cortas que el compartimentado standard requerido no tiene relación alguna con las esloras de los mismos. Sin embargo, se determinó un apreciable grado de correlación con (N) cuando se verifica $(N) = N_1 + N_2$, tal como se aprecia en la figura 18.

Como ya se indicó anteriormente, las Reglas Equivalentes están basadas en los principios de la probabilidad, por lo que parecía no sería conveniente incluir en las mismas condiciones que afectan a la norma de compartimentado y a la dimensión de la avería.

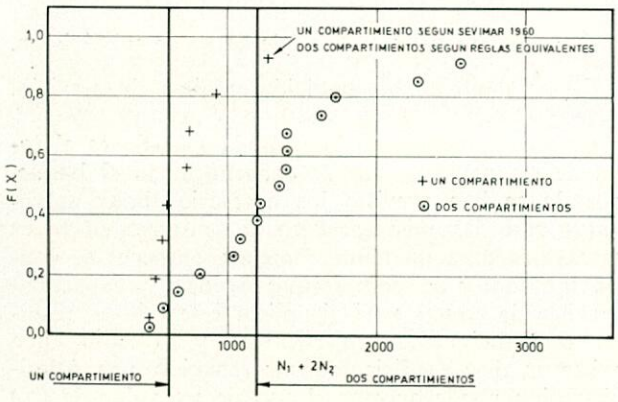


Fig. 18.—Distribución zonas uno-dos compartimientos.

Teóricamente podría considerarse como suficiente el alcanzar una cota suficientemente alta en cuanto a la probabilidad de supervivencia. Sin embargo, teniendo en cuenta los buques actuales y las posibilidades de proyecto a la vista de las Reglas Equivalentes, indicaban que, a menos que el índice requerido de subdivisión (R) fuese mucho más alto que el que pudiese ser aplicable, existía una posibilidad real de que los nuevos buques se podrían proyectar con normas medias de seguridad totalmente aceptables, medidas por el índice acumulado de subdivisión (A), y ser todavía inaceptablemente vulnerables en alguna parte de su eslora. Se podría indicar a modo de ejemplo que sería posible obtener un valor de (A) igual o mayor que el de los buques existentes de dos compartimientos y que fuese tan vulnerable en cualquier parte de la eslora que una avería de poca importanica afectando a un solo compartimiento pudiese ser causa de pérdida del buque. Por estas razones se consideró conveniente incluir la norma de compartimentado y las condiciones de la dimensión de la avería para proporcionar, como mínimo, el mismo grado de seguridad que el que proporcionan las Reglas de SEVIMAR de 1960. Para lograr este último objetivo, la norma de tres compartimientos que señala SEVIMAR de 1960 para algunos buques no se consideró necesaria y fue, por tanto, suprimida. Pero se precisa que, en el caso de algunos buques, para lograr que (A) sea, por lo menos, igual a (R), será necesario cumplir con la norma de tres compartimientos, por lo menos, en cierta parte de la eslora.

La condición que debe cumplirse sobre el compartimentado cuando $N > 600$, queda aclarada por medio de la figura 19.

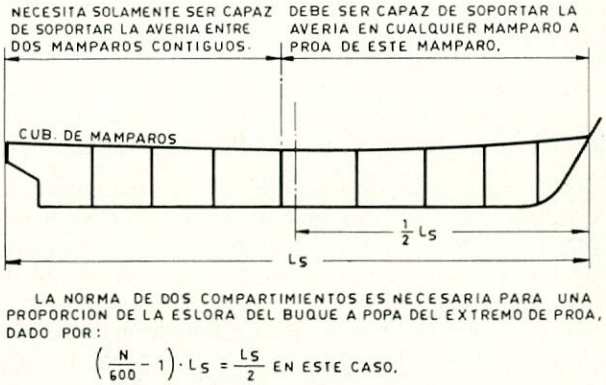


Fig. 19.—Compartimentado para N = 900.

El hecho de fijar unas dimensiones para la posible avería no quiere decir que queden excluidas averías de mayor tamaño, puesto que efectivamente en los apartados 6 y 7 de las Reglas Equivalentes tienen cabida averías de todas las dimensiones, de acuerdo con la teoría de probabilidades.

Las Reglas de SEVIMAR de 1960 fijan para un buque inundado las siguientes condiciones extremas:

GM = 50 mm.

Francobordo = 75 mm.

Con estos valores tan reducidos, la posibilidad de supervivencia en casi nula. Por ello, las Reglas Equivalentes son más exigentes, puesto que, aun manteniendo un GM = 50 mm. para ciertos casos, prescriben mayores valores con francobordos bajos. Las otras fórmulas que dan los valores de GM suponen ciertas condiciones, tales como, por un lado, una escora producida por una posición asimétrica de parte de las personas a bordo (1/3 de las personas a 1/4 de B_2 desde la línea central) y, por otro, un brazo de adrizamiento como mínimo de 0,03 metros, independiente del número de personas y sin tener en cuenta cualquier momento de escora debido a una inundación asimétrica.

Existen diferencias también en cuanto a la escora final, puesto qeu ahora sólo se permiten 12° en lugar de los 15° anteriores, y además la inmersión puede llegar al costado de la cubierta de mamparos.

El tiempo de nivelación por medio de la inundación de tanques en el costado opuesto a la avería pasó de quince a diez minutos, siendo este tiempo el que se necesita para llegar a la escora aceptada y no el del equilibrio total.

Las combinaciones de compartimientos que se toman para el cálculo del índice de subdivisión acumulado ($A = \Sigma$ a.p.s) no se limitan a la exigencia de la inundación de un compartimiento, sino que será necesario estudiar la combinación de dos, tres, cuatro, etc., compartimientos contiguos cuando el francobordo y la estabilidad después de la inundación de estas combianciones conduce a una situación en que $s_i > o$

La fórmula [3], mediante la cual se determina el valor de a, supone una intensidad de la posición longitudinal de la avería de acuerdo con la figura 20, en la que en un 1/2 L_S a proa tiene valor constante de 1,2 y llega a tener 0,4 en el extremo de popa.

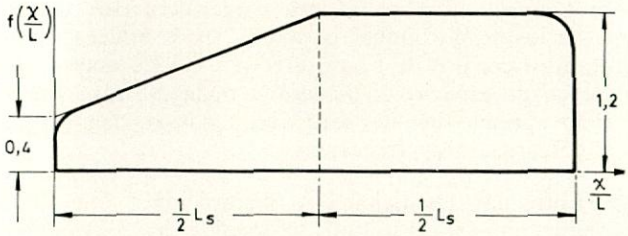


Fig. 20.—Intensidad de averías.

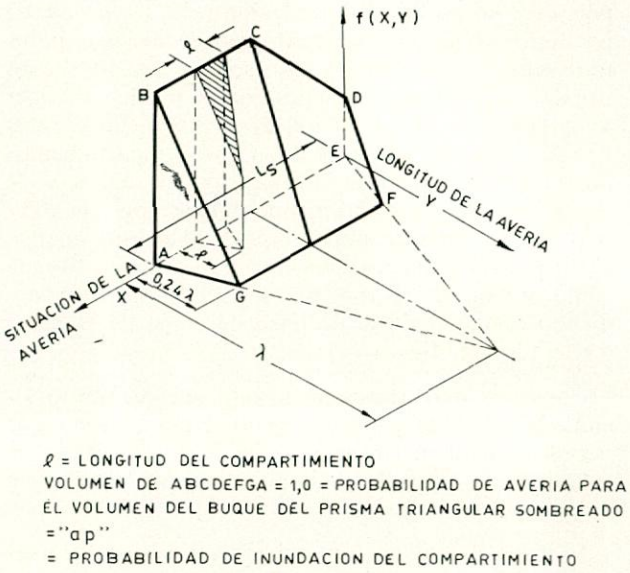


Fig. 21.—Representación gráfica de (ap).

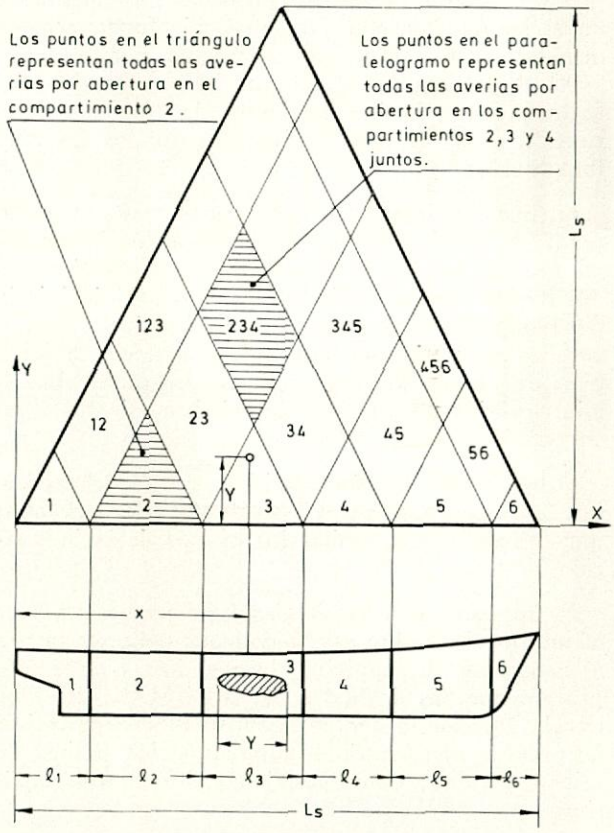


Fig. 22.—Diagrama de las definiciones de (pi), (pij), (pijk), etc.

El factor (p), calculado por medio de la fórmula [4], tiene una ley de variación lineal de la intensidad en función de la longitud de la avería. Su valor es máximo con una longitud de avería cero, hasta cero a una longitud de avería de 0,24 l_s, pero no superior a 48 metros.

Con el fin de comprender mejor el significado físico del producto (a. p), componentes ambos del índice acumulado de subdivisión, nos valemos de la figura 21, y para el significado de (p), de la figura 22. Los triángulos y paralelogramos son las proyecciones de los volúmenes prismáticos sobre el plano xy. La fórmula [4], que da el valor de (p), tiene el efecto de integración solamente en aquellas partes de los volúmenes situados dentro de los límites de probabilidad de avería y corresponde a los límites señalados por ABCDEFGA de la figura 21.

Por lo que respecta a la utilización de mamparos longitudinales en la compartimentación, se observa que ahora se aplican criterios que según el capítulo II de SEVIMAR 1960 no eran aceptables. Concretamente, el apartado 7 de las Reglas Equivalentes pro-

porciona la posibilidad de valorar la seguridad de un buque en el cual la separación de los mamparos transversales que limitan los espacios situados dentro de los mamparos longitudinales pueden exceder ampliamente a la separación de los mamparos transversales estancos dispuestos en los compartimientos laterales. Cumpliéndose la condición de que $A \geq R$ se permite aceptar un tipo de buque con un compartimiento interior muy amplio, dispuesto encima de una plataforma o de una cubierta estanca situada como mínimo 0,1 B_1 encima de la línea de base, pudiendo estar debajo de la línea de carga de compartimentado (ver figura 16).

Como es fácil comprender, este nuevo criterio facilita la labor de proyecto de un barco, puesto que permite conseguir un reparto interior más eficaz en cuanto a las necesidades impuestas por el servicio a prestar por el buque.

El fundamento de este criterio se basa en el supuesto de que suponiendo que se produzca la inundación en los espacios interiores, no será provocada por una avería lateral que penetre profundamente en el buque. Por ello, con un doble fondo estanco dispuesto, como se dijo anteriormente, por lo menos a 0,1 B_1 encima de la línea de base, garantiza virtualmente que la inundación de los espacios interiores a causa de una avería en los fondos sea muy improbable.

Si (b) no es inferior a $0{,}2B_1$ y si $A = R$, se puede omitir la avería eventual de los espacios interiores, no necesitándose, por consiguiente, compartimentado. Por el contrario, si $A < R$, se podrá incluir la posibilidad de avería del espacio interior, en cuyo caso es necesario que esté suficientemente dividido para que la inundación resultante no rebase los límites máximos permitidos de calados, asientos y escoras.

Si $b < 0{,}2B_1$, se debe admitir la avería del espacio interior, que como en el caso de $A < R$ debe estar muy dividido para limitar los efectos de la inundación.

El apartado 8 de las Reglas Equivalentes trata de la información sobre estabilidad que debe ser puesta a disposición del capitán, observándose que es más precisa que las incluidas en SEVIMAR de 1960 (Regla 19), puesto que en las mismas se debe incluir las alturas metacéntricas mínimas y los límites de asiento y calado para cumplir con los nuevos requisitos.

Los apartados 9 a 21 de las Reglas Equivalentes sustituyen a las Reglas 8 a 18 y 21 a 22 del capítulo II de SEVIMAR de 1960. En general, incluyen las enmiendas necesarias para adaptarse a los apartados 1 a 8 ya comentados, pero en realidad permanecen invariables.

La figura 23 indica la situación de una avería sobre el plano horizontal interesando un mamparo transversal, y la figura 24 la representación tridimensional de un compartimiento y una avería.

Aun cuando no forma parte de las propias Reglas Equivalentes que sustituyen a las del capítulo II de SEVIMAR de 1960, figura, sin embargo, como

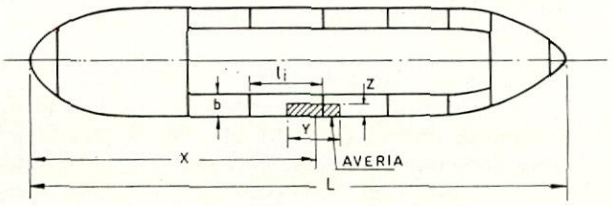


Fig. 23.—Avería sobre un mamparo estanco.

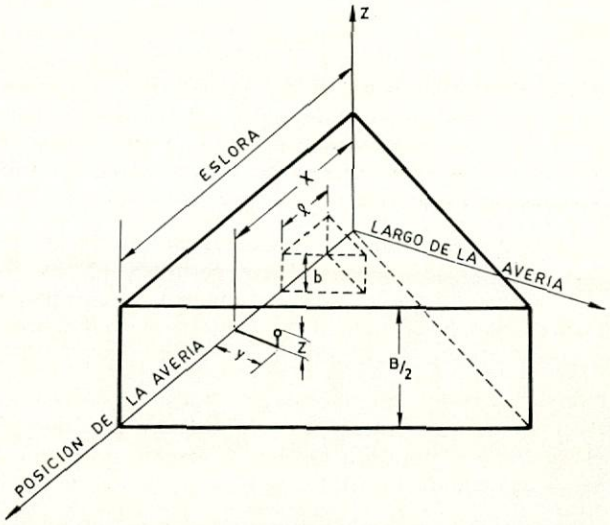


Fig. 24.—Representación trimensional de un compartimiento y de una avería.

una recomendación incluida en la misma publicación, un método de cálculo normalizado para determinar los tiempos de equilibrado de los tanques, con el fin de tener asegurada una aplicación uniforme de la 7 c) del citado capítulo de SEVIMAR de 1960 y del apartado correspondiente de las Reglas Equivalentes.

4. Consideraciones generales sobre buques tipo roll-on/roll-off.

Con la aparición de los nuevos tipos de buques, concretamente con los roll-on/roll-off, se presentan problemas cuyas soluciones exigen criterios distintos a los de los buques normales. Estos buques, comparados con los de carga, precisan mucho mayor volumen de espacios dedicados a bodegas. Son concebidos principalmente para viajes cortos, con cargas y descargas muy frecuentes.

Entre las condiciones y disposiciones que debe reunir un roll-on/roll-off se señalan las siguientes:

a) Cubiertas amplias, sin presencia de mamparos transversales y de gran altura de entrepuentes.

b) Puertas de costado, puertas de popa y rampas de dimensiones y pendientes adecuadas, todo ello necesario para posibilitar las faenas de embarque y desembarque entre el muelle y buque. Sin embargo, a veces las rampas forman parte de las instalaciones de los muelles.

c) Cubiertas especialmente concebidas para soportar las grandes cargas transmitidas por las ruedas de los vehículos.

d) Espacios libres para estiba y movimiento de los vehículos.

e) Rampas interiores o elevadores de dimensiones y capacidad necesarias para distribuir la carga entre las varias cubiertas del buque.

f) Sistemas de estabilización (activos o pasivos).

Por lo que respecta al compartimentado, las características más significativas, y que son además una de las más acusadas diferencias existentes entre un roll-on/roll-off y un buque de carga, son las grandes áreas de cubierta desprovistas de mamparos transversales. El conseguir estas grandes áreas no presenta mayor problema—salvo los derivados de la estructura—en los entrepuentes de carga dispuestos sobre la cubierta de cierre de los mamparos estancos principales.

Si se quieren habilitar los espacios que existen debajo de la cubierta de compartimentado para transporte de vehículos, entonces se presentan mayores dificultades para su satisfactoria resolución, debido a las condiciones que se necesitan cumplir, que son tendencias contrapuestas.

Si el buque dispone de mamparos estancos establecidos por los requisitos de compartimentado, no se consiguen las grandes áreas despejadas, que son deseables para este tipo de buques, en los entrepuentes que se comentan.

Estas dificultades vienen incrementadas en el caso de buques que transportan pasajeros además de carga, puesto que los requisitos de compartimentado son más rigurosos, que en los buques de carga, al tener que llevar mayor número de mamparos estancos.

Por lo expuesto, al estudiar el compartimentado de un buque del tipo que se comenta se hace preciso mejorar las condiciones de estiba en las bodegas situadas debajo de la cubierta de compartimentado.

Por ello, suponiendo que se adopta el sistema de compartimentado transversal, se pueden instalar puertas estancas en los mamparos transversales, de forma que cumplan con las prescripciones relativas a situación, resistencia, funcionamiento, etc.

En el caso de los buques proyectados para transportar vehículos destinados al transporte internacional de mercancías por carretera, SEVIMAR admite ciertos relajamientos en las disposiciones relativas a las puertas estancas, siempre y cuando el número de personas a bordo no sea mayor que el dado por la fórmula $12 + \frac{A}{25}$, en la que A es el área de la cubierta en metros cuadrados de los espacios disponibles para la estiba de vehículos.

Considerando que en un buque de este tipo, un roll-on/roll-off, el número de los pasajeros está por debajo del valor resultante de la fórmula aludida, las puertas estancas, a pesar del menor grado de rigor exigido, deben satisfacer los siguientes requisitos, expuestos en forma resumida:

a) Las puertas se instalarán lo más lejos que sea practicable del forro exterior, pero en ningún caso los bordes verticales exteriores estarán situados a una distancia del forro exterior que sea menor que 1/5 de la manga, medida como ya se indicó anteriormente.

b) Las puertas pueden ser de bisagras, rodandes o deslizantes, dotadas de los dispositivos necesarios para asegurar la estanqueidad, trincado y cierre. No se utilizarán puertas portátiles.

c) Las puertas sólo tendrán mando local, pero tendrán indicadores en el puente para mostrar automáticamente cuándo cada puerta está cerrada y todas las trincas apretadas.

d) Las puertas tendrán una resistencia equivalente al mamparo estanco sin abertura.

e) Estas puertas se cerrarán antes de salir de puerto y se mantendrán cerradas durante la navegación. Si alguna puerta fuese accesible durante el viaje, dispondrá de un mecanismo que impida su apertura no autorizada.

Con estas ideas, la zona de bodegas de un buque que estuviese destinada al transporte de vehículos quedaría dispuesta conforme se aprecia en la figura 25. En ella los mamparos de las bodegas estarían separados una distancia 1, de conformidad con los requisitos de inundación y estabilidad. Las puertas estancas de los mismos, señaladas con P. E., deben quedar fuera de la zona que queda libre a partir de 1/5 a cada costado.

Partiendo de la figura 25 se ha dibujado la número 26, en la cual se marcaron las áreas de estiba destinadas a los vehículos. Las áreas con el rayado tipo A corresponden a las zonas que quedan libres entre mamparos transversales y los costados, las cuales son difíciles de aprovechar aun para vehículos de tamaño pequeño e imposibles para los grandes.

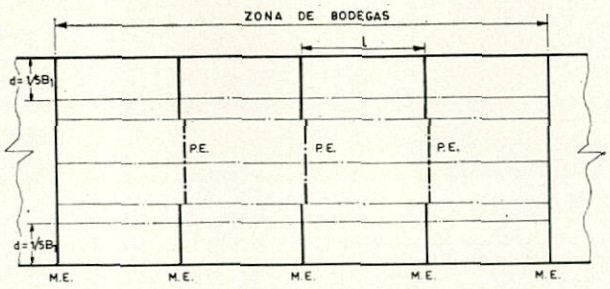


Fig. 25.—Bodega con mamparos y puertas estancas.

Las áreas con rayado tipo B son las que están definidas por el ancho de las puertas y son verdaderamente las útiles para la estiba de vehículos. Esta utilización viene mermada en gran medida debido a la necesidad de que los vehículos no pueden quedar estibados sobre la propia puerta, ya que no permitirán su cierre.

En definitiva, se tendría para la estiba, en el caso de la figura 26, cuatro zonas perfectamente separadas por la presencia de las puertas estancas centrales.

Se observará, a pesar de haberse utilizado mam-

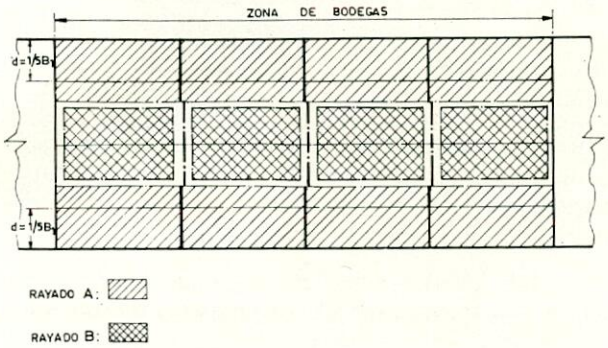


Fig. 26.—Areas de estiba con mamparos transversales.

paros estancos provistos de puertas estancas, que no es la solución definitiva para este tipo de buques.

Si consideramos el apartado 7 de las Reglas Equivalentes, se deduce de su contenido que es susceptible de aplicación para el caso de los buques tipo roll-on/roll-off, debido a que es posible disponer grandes espacios interiores, comprendidos dentro de los mamparos longitudinales, que se extiendan en toda la longitud de las bodegas.

Suponiendo la existencia de un doble fondo situado como mínimo a $0{,}1B_1$ desde la línea de base y la de dos mamparos longitudinales situados a una distancia del costado como mínimo de $0{,}2B_1$, con los consabidos mamparos transversales fuera de la zona de las bodegas, se tendría un esquema de la compartimentación tal como indica la figura 27, en la que la zona rayada sería la destinada a la estiba de vehículos.

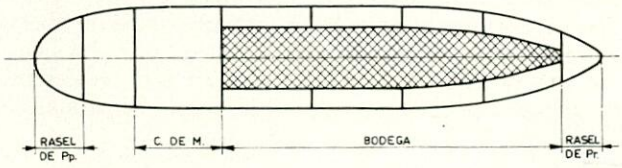


Fig. 27.—Subdivisión de los espacios laterales.

5. Ejemplos.

Han sido expuestos los principios que deben tenerse en cuenta al efectuar un estudio de subdivisión. Como ejemplo se muestran seguidamente los resultados obtenidos al aplicar el sistema de compartimentado, con mamparos transversales de acuerdo con SEVIMAR de 1960, de un buque tipo roll-on/roll-off de pasaje y los tanteos previos desarrollados de acuerdo con las Reglas Equivalentes.

Las características principales de este buque, cuya disposición esquemática se indica en la figura 28, son las siguientes:

Eslora total	123,70 m.
Eslora de registro	119,00 m.
Eslora entre perpendiculares	110,00 m.
Manga de trazado	20,00 m.
Puntal a la cubierta Shelter	12,95 m.
Puntal a la cubierta de francobordo	7,30 m.
Calado medio	6,00 m.
Francobordo	1,30 m.
Peso muerto	4.500,00 t.

Se trata de un buque tipo roll-on/roll-off shelter abierto, cámara de máquinas a popa, con dos cubiertas corridas de proa a popa, con doble fondo a lo largo de la bodega y cámara de máquinas, puerta en la popa y rampas para la bodega y cubierta shelter, adecuado para el transporte de vehículos industriales y habilitado para acomodar 100 personas.

La separación de los mamparos transversales que van de costado a costado ha sido fijada por los resultados obtenidos por el cálculo de esloras inundables y de la estabilidad, cuya representación gráfica se aprecia en la figura 29.

Como se observará, el buque subdividido de acuerdo con los criterios de SEVIMAR de 1960 nos conduce a una solución poco satisfactoria para dedicarlo al transporte de vehículos.

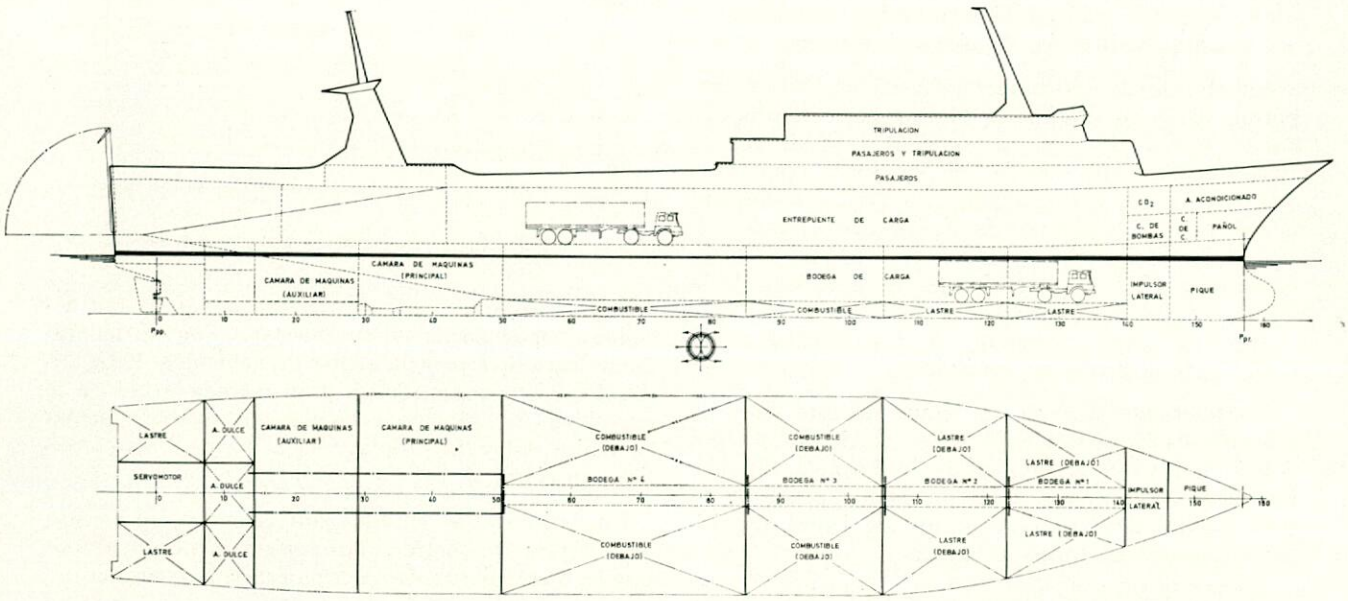


Fig. 28.—Buque con mamparos transversales. Disposición general.

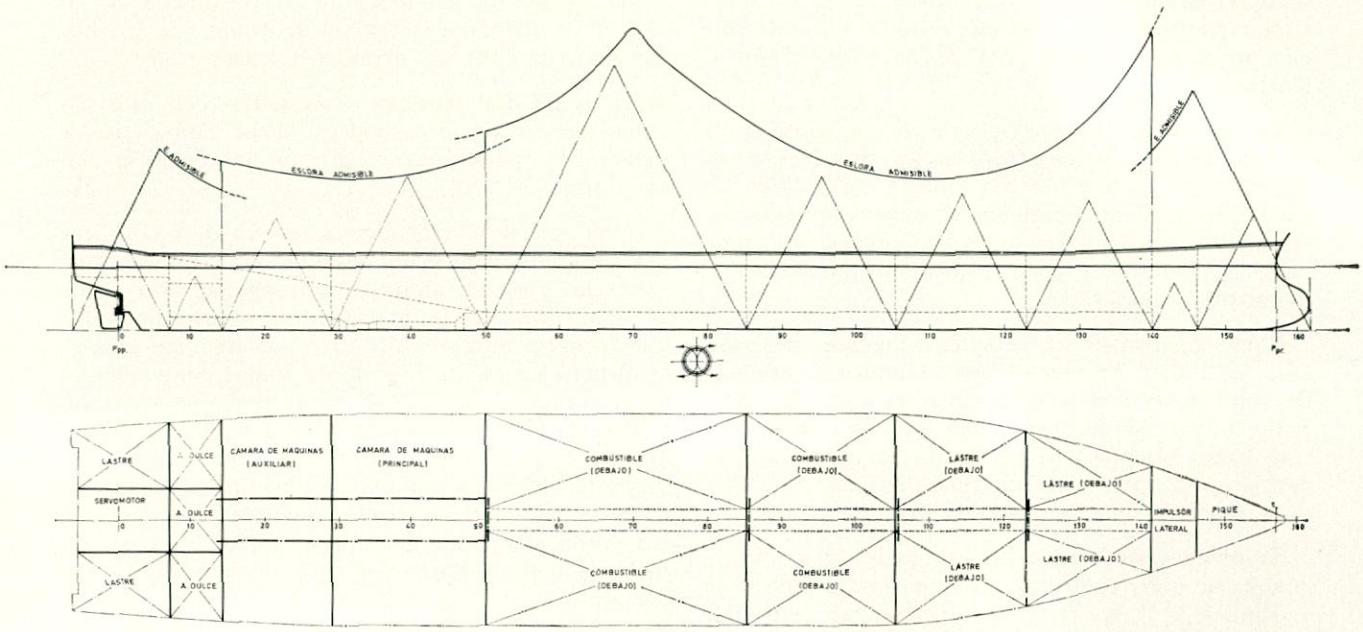


Fig. 29.—Buque con mamparos transversales. Esloras admisibles.

Supongamos ahora que se aplican los criterios de los índices (R) y (A) de las Reglas Equivalentes.

Teniendo en cuenta el número de pasajeros y tripulantes, así como la eslora, el índice requerido de subdivisión (R) vale 0,52, y el índice acumulado de subdivisión (A) alcanza en una primera aproximación un valor de 0,34.

Se tiene, por tanto, para este buque $A < R$, lo que demuestra que compartimentados según las prescripciones de SEVIMAR de 1960 no alcanzarían la cota mínima de seguridad para que sea aceptables a la vista de las Reglas Equivalentes.

Consideremos ahora la posibilidad de aplicar a este buque una subdivisión de acuerdo con las Reglas Equivalentes. Para esto se ha partido fundamentalmente de un buque de las mismas dimensiones, haciendo las siguientes modificaciones:

— Aumentando la altura del doble fondo a $0{,}1B_1$.

— Suprimiendo los mamparos transversales en la zona de bodegas, excepto los de los extremos.

— Disponiendo los mamparos longitudinales a $0{,}2B_1$.

— Compartimentando los espacios laterales.

Al hacer realidad los mamparos longitudinales nos encontramos que como es necesario medir su distancia al costado a partir del contorno de la flotación en carga, aquéllos penetran apreciablemente en la bodeba debido a que estos buques, como todos los de su tipo, tienen mucho abanico. Consecuencia de esto es una sensible disminución del ancho de la bodega en el extremo de proa. Precisamente la legislación actualmente en vigor en los Estados Unidos, teniendo presente este problema, admite que la distancia

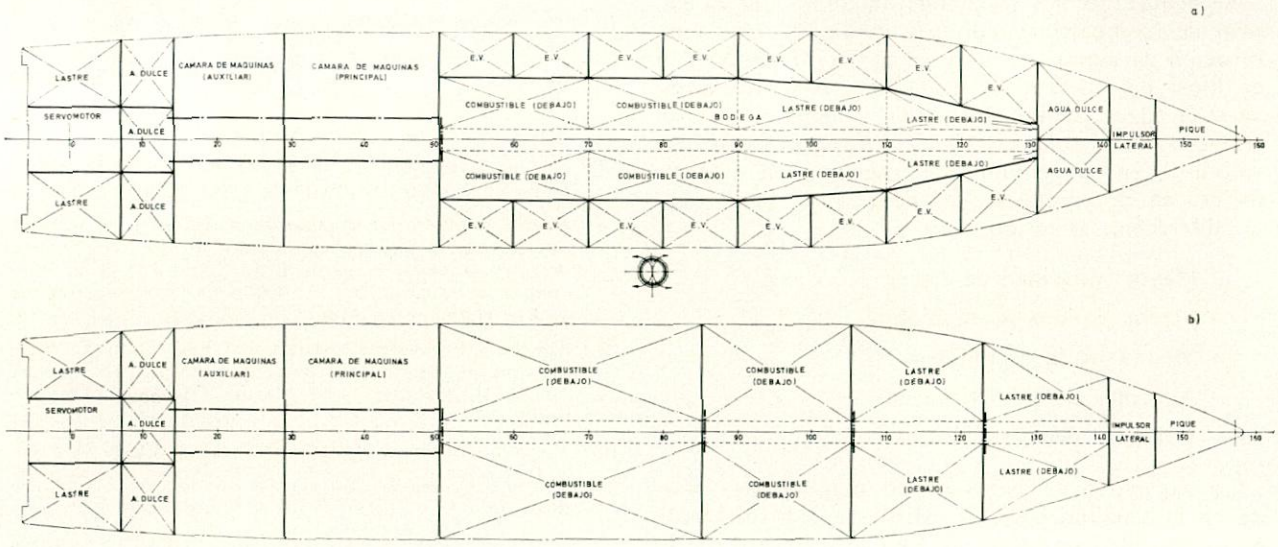


Fig. 30.—Esquemas de compartimentado.

$0{,}2B_1$ se promedie entre el contorno de la flotación y el contorno de la cubierta, aunque naturalmente ello no es posible a la vista de las Reglas Equivalentes.

La figura 30 (a) corresponde al esquema de la compartimentación adoptado en los primeros pasos del proyecto, de acuerdo con todo lo indicado en las Reglas Equivalentes para un sistema combinado de mamparos transversales y longitudinales. La figura 30 (b) muestra el compartimentado por medio de mamparos transversales.

Como muestra de los beneficios logrados en cuanto a seguridad, se precisa que el índice acumulado de subdivisión (A) llega a tener un valor de 0,54. Estas cifras no pueden tomarse como definitivas, sino como orientativas, las cuales indican una tendencia hacia una mayor seguridad, es decir, que ahora se tendrían unos buques mucho más seguros.

Se observa que los compartimientos próximos a la zona de popa contribuyen de una forma moderada al sumando Σ aps = A, por lo que parece posible que en ciertos casos se puedan suprimir algunos mamparos.

6. Conclusiones.

Los ejemplos expuestos se hicieron, como se dijo anteriormente, con un buque, tipo ROLL-ON/ROLL-OFF, dispuesto principalmente para el transporte de plataformas con cabeza tractora y dotado con alojamientos para 100 personas, que corresponde a los chóferes y sus ayudantes. Para este caso se requiere un índice de subdivisión (A) de 0,52.

Si ahora se quiere preparar estos buques para el transporte de pasajeros, supongamos unos 600, cifra posible teniendo en cuenta sus dimensiones, pero reduciendo, naturalmente, la capacidad de vehículos, sería necesario alcanzar un índice de subdivisión (A) igual a 0,61, superior al 0,52 anterior, consecuencia lógica debido al apreciable aumento de pasajeros. Esto no sería difícil de lograr valiéndose de ciertas modificaciones en el compartimentado.

Se deduce por los resultados obtenidos que el empleo del compartimentado por medio de una combinación de mamparos transversales y longitudinales, en lugar del clásico por medio de mamparos transversales, lleva aparejadas varias y significativas diferencias, unas positivas y otras negativas, pero que, valoradas en su conjunto, representan una evidente mejora en el rendimiento económico del buque. Estas diferencias se resumen así:

— Mayor capacidad de estiba.

— Mayor rapidez de maniobra.

— Mejora de la estabilidad.

— Aumento de peso de acero.

— Aumento del coste del barco.

La capacidad de estiba de las plataformas, cifrada en la longitud total de estiba, ha sido mejorada en su totalidad en un 5 por 100 y en 20 por 100 lo correspondiente a la bodega.

La rapidez de maniobra ha sido estimada en un 35 por 100 debido a la ventaja de contar con una bodega amplia libre de mamparos transversales.

La estabilidad también se beneficia con este sistema, debido a que la bodega puede estibar mayor número de plataformas, un 20 por 100, como se dijo anteriormente.

Como sucede a menudo, la mejora de ciertas características se consigue a costa de otras. En este caso existe un evidente aumento del peso de acero, que en unas primeras estimaciones se obtuvo un valor que oscilaba entre el 2,5 y el 3 por 100, con el consiguiente aumento en el coste del buque. Sin embargo, se aclara que este exceso en el peso de acero no representa sobre el coste total del buque la misma influencia que el aumento de coste del acero incrementado, debido a que con los mamparos longitudinales se eliminan las costosas puertas estancas con sus correspondientes mecanismos, que, como es sabido, su coste unitario por peso es muy superior al del acero.

Resumiendo todo lo expuesto, se puede decir que la subdivisión longitudinal abre nuevas posibilidades en la concepción de los buques que transportan pasajeros, sobre todo en los del tipo ROLL-ON/ROLL-OFF, obteniéndose como resultado final un producto con un mayor rendimiento económico.

Por último, vistas las ventajas que reporta la utilización de los mamparos longitudinales en el compartimentado de los buques, se ha considerado la conveniencia de profundizar en este tema para concretarlo en una forma más precisa mediante proyectos totalmente terminados.

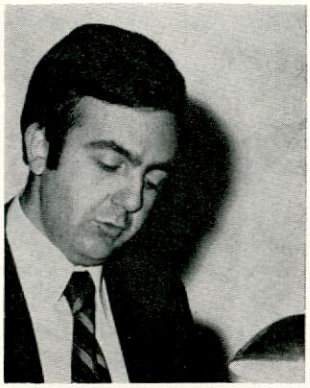
Bibliografía

1. *Principles of naval architecture*, de John P. Comstock. (Publicado por The Society of Naval Architects and Marine Engineers.)
2. *Ship design and construction*, de M. A. d'Arcangelo. (Publicado por The Society of Naval Architects and Marine Engineers.)
3. *Buoyancy and stability of ships*, de W. P. A. van Lammeren.
4. *The design of merchant ships*, de W. P. A. van Lammeren.
5. *Equalization of unsymmetrical flooding*, de G. Solda. (Rina, 1961.)
6. *Naval architecture*, de B. Baxter.
7. Convenio Internacional de la Seguridad de la Vida Humana en el Mar (Sevimar) de 1960 (Solas).
8. Regles relatives au compartimentage et a la stabilite des navires a passagers, adoptees a titre d'equivalent des disposition de la partie B du chapitre II de la Convention Internationale de 1960 pour la Sauvegarde de la Vie Humaine en Mer.
9. The New Equivalent International Regulations on Subdivision and Stability of Passengers Ships. (The Society of Naval Architects and Marine Engineers. Transactions, 1974.)
10. Convenio Internacional sobre Líneas de Carga de 1966.
11. *Teoría y técnica del proyecto de buques*, de G. C. Manning.
12. *Teoría del buque y sus aplicaciones*, de Carlos Godino.
13. Estudios y trabajos desarrollados por el autor.

XIII SESIONES TECNICAS DE INGENIERIA NAVAL

Asturias, junio 1976

Características de funcionamiento de propulsores de paso regulable en grados de avance negativos (*)



Mariano Pérez Sobrino
José A. Aláez Zazurca

RESUMEN

El uso de las hélices de paso regulable ha aumentado considerablemente en los últimos años en casi todo tipo de buques, debido a las ventajas que tienen en algunos aspectos de su funcionamiento. Las más importantes son las que se derivan de:

1. **El aprovechamiento en cualquier condición de carga del propulsor de la potencia disponible en el motor.**
2. **La facilidad que la regulación voluntaria del paso proporciona a cualquier tipo de maniobra que el buque efectúe.**

Al estudiar cuál es la posición más adecuada del paso en la marcha atrás de un buque con hélice de paso regulable se necesita disponer de información sobre las características de funcionamiento de estos propulsores con grado de avance negativo.

Como la literatura existente sobre este extremo es más bien escasa, se ha intentado ampliarla por medio de unos ensayos realizados con tres propulsores de paso regulable, que son los que se presentan en este trabajo.

SUMMARY

The use of controllable pitch propellers is gradually increasing, for ships of all types, owing to the advantages they offer in some of their operating aspects.

The main advantages of these propellers are the following:

1. **The possible absortion of the total available engine power, at the nominal rpm, in any loading condition.**
2. **Easy ship handling enhanced by the manual propeller pitch control.**

In studying the most adequate propeller pitch position, when going astern, it is necessary to have information on the operating characteristics of these propellers with negative advance ratio.

In order to add to the scarce data now existing about this subject, the results of tests carried out with negative advance ratio, for three C. P. P., are presented in this paper.

INTRODUCCION

La hélice de un buque no es más que un dispositivo que transforma la energía rotacional de la maquinaria propulsora en energía de empuje. Uno de los problemas principales en el proyecto de un propulsor es conseguir su ajuste con la maquinaria que la mueve. Es decir, que sea capaz de absorber la potencia que necesita a las revoluciones correctas. Si no se produce esta circunstancia, la hélice resulta ligera o pesada, con la consiguiente pérdida de rendimiento de la instalación.

Para conseguir el ajuste es preciso conocer las características de funcionamiento de la maquinaria propulsora y las particularidades del flujo en el que la hélice va inmersa. Estos datos permiten fijar las características geométricas del propulsor.

Las características de funcionamiento de la maquinaria propulsora vienen normalmente dadas por su constructor y, en lo que a ajuste se refiere, no consisten más que en la curva que indica la variación del par que libera con las revoluciones a las que gira (en muchos casos lo que se da es la variación de la potencia con las revoluciones). En cualquiera de las dos circunstancias citadas esta curva, a la que deben restársele las pérdidas en la transmisión, juega uno de los principales papeles en el proyecto del propulsor.

En cuanto a la influencia del flujo en el que va inmerso, en general, las hélices de palas fijas se proyectan para que tengan el mejor rendimiento cuando absorban la potencia máxima continua a las revoluciones máximas o, lo que es lo mismo, a la velocidad máxima del buque; como es sabido, la velocidad y las revoluciones fijan el flujo exterior a la hélice. Es costumbre, sin embargo, tomarse un pequeño margen en las revoluciones con objeto de aligerar el propulsor y así eliminar el peligro de sobrecarga; en estos casos el propulsor, al alcanzar las revoluciones máximas, no absorbe más que un cierto tanto por ciento del par máximo.

Una vez proyectado el propulsor para unas condiciones de funcionamiento, que pueden ser las anteriores u otras cualesquiera, una modificación real de ellas cambia su punto de trabajo y se produce un desajuste del sistema propulsivo. La alteración más común es la modificación de la curva resistencia-velocidad por la cual el buque no navega a la velocidad prevista, aun cuando el propulsor libere el empuje que se había estimado. Esta alteración, que en muchos casos es imprevista, en otros no lo es; por ejemplo, puede pretenderse que el propulsor satisfaga dos o más condiciones distintas: caso típico es la hélice de un remolcador.

En estos propulsores el ajuste se obtiene para una situación solamente, con la consiguiente disminución de rendimiento de la instalación en todas las demás. A veces el propulsor se proyecta para que quede ajustado en una condición intermedia.

(*) Trabajo presentado por el señor Pérez Sobrino.

Con los propulsores de palas orientables o de paso regulable se puede conseguir, entre otras ventajas, un ajuste completo en cualquier circunstancia, por lo que su uso en buques cuyos cometidos varían significativamente es aconsejable. No debe olvidarse, sin embargo, que el rendimiento de las hélices de palas orientables es, en general, ligeramente inferior al que tendría la de palas fijas óptima, proyectada para cumplir una de las condiciones impuestas y siempre que trabaje en esa condición.

CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO

En cualquier caso, sea propulsor de palas fijas o móviles, la valoración de cómo va a trabajar, en condiciones fuera de proyecto, se hace siempre a partir de sus características de funcionaimento.

Estas se presentan en curvas, función de ciertos coeficientes adimensionales. Los más adecuados al estudio del propulsor son los siguientes:

$$K_Q = \frac{Q}{\rho\, n^2 D^5} \quad \text{(coeficiente de par)}$$

$$K_T = \frac{T}{\rho\, n^2 D^4} \quad \text{(coeficiente de empuje)}$$

$$J = \frac{V_A}{nD} \quad \text{(grado de avance)}$$

En estas expresiones Q es el par, ρ la densidad de masa del fluido, n las revoluciones por segundo, T el empuje, V_A la velocidad de avance y D el diámetro. Las unidades se escogen de manera que los coeficientes resulten adimensionales. Este sistema de representación no sirve para conocer las características del propulsor en ciertos casos especiales. Por ejemplo, cuando el buque realiza alguna maniobra en la que las revoluciones del propulsor se hacen cero, ya que entonces J queda indeterminado. Esto obliga a buscar otros coeficientes, tales como

$$J' = \frac{1}{J} \; ; \; K_T' = \frac{T}{\rho\, V_A^2 D^4} \; ; \; K_Q' = \frac{Q}{\rho\, V_A^2 D^5}$$

En algunas ocasiones, y para facilitar el proyecto, se utilizan otros coeficientes que no son más que combinaciones de K_T, K_Q y J. Los más conocidos son B_p - B_u - δ, adecuados a cuando se pretende buscar el diámetro óptimo de un propulsor.

Cuando la hélice es de palas orientables, el diagrama en el que se representan las características de funcionamiento del propulsor, K_T, K_Q, en función de J, tiene tantos pares de curvas K_T-K_Q como posiciones de paso se hayan considerado, lo que demuestra su superioridad en cuestión de ajuste. Por otra parte, no es preciso invertir el sentido de giro en ninguna maniobra, por lo que las revoluciones no tienen por qué ser cero y el grado de avance J está siempre limitado. Al igual que sucede con los propulsores de palas fijas, se utilizan a veces otros coeficientes que facilitan el proyecto. La figura 1 es una muestra, y en ella se representan, además de K_T y J, T_D y T_N, cuya definición es:

$$T_N = \sqrt{\frac{K_T}{J^4}} = \frac{n}{V_A^2}\sqrt{\frac{T}{\rho}} \qquad K_T = T_N^2\, J^4$$

$$T_D = \sqrt{\frac{K_T}{J^2}} = \frac{1}{DV_A}\sqrt{\frac{T}{\rho}} \qquad K = T_D^2\, J^2$$

La introducción de estos nuevos coeficientes permite dibujar la curva de diámetro óptimo, que no es más que la de rendimiento máximo para valores constantes de T_N y la de revoluciones óptimas, que corresponde a la de máximo rendimiento para T_D constante.

Los diagramas en los que se representan las características de funcionamiento de un propulsor quedan limitados normalmente a la zona en la que el buque marcha avante, es decir, aquella en la que el grado de avance es positivo.

Ahora bien, es evidente que en muchos casos se necesita saber con cierta exactitud el comportamiento de la hélice en los períodos de maniobra del buque. Para ello se deben conocer el par y el empuje del propulsor en todas las posibles combinaciones de r. p. m. y velocidad de avance. El modo más tradicional de obtener esta información es por medio de un ensayo conocido como ensayo «Robinson». A partir de él se dibujan unas curvas que dan el par o el empuje, en tanto por ciento del máximo, en función de las revoluciones, representadas

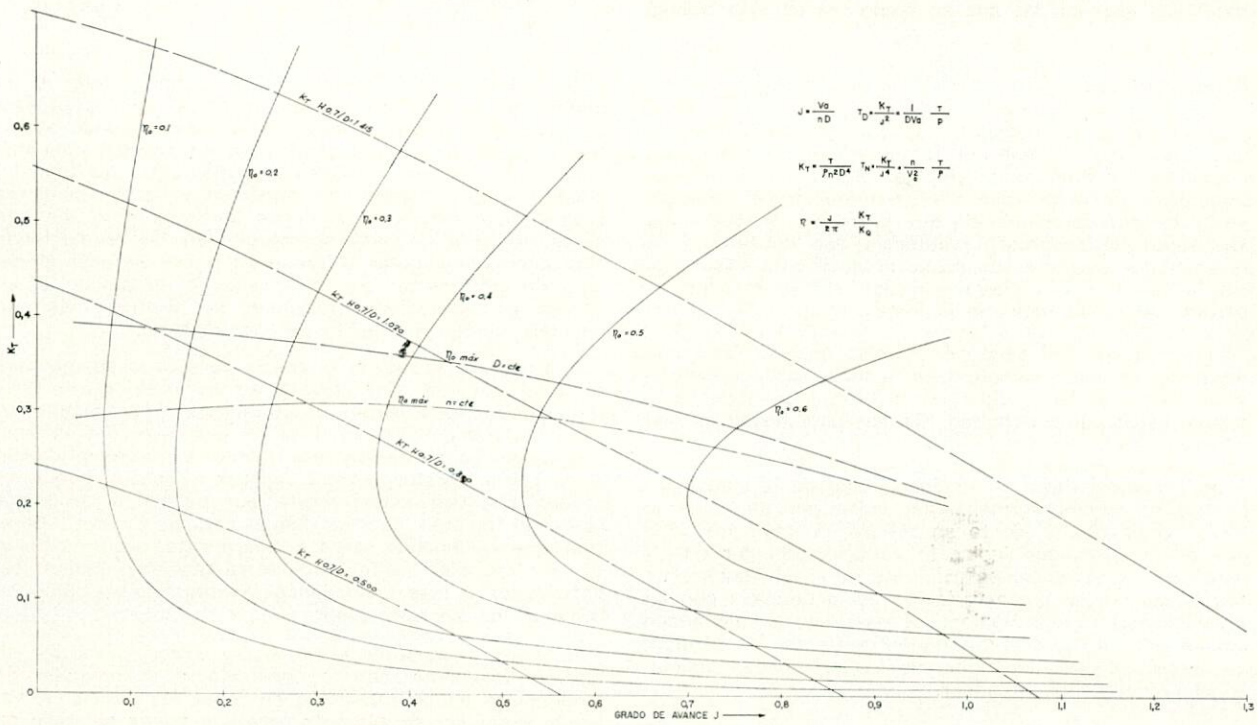


Fig. 1.—Modelo C. Características de funcionamiento.

también en tanto por ciento de las máximas, a distintas velocidades.

Con objeto de poder aplicar el ordenador en el estudio de un propulsor de palas fijas, en régimen de maniobra, se han introducido otros nuevos coeficientes, que evitan la indeterminación en las proximidades de $n = o$ y $V_A = 0$.

Estos coeficientes son:

$$C_Q = K_Q \cos^2 \theta_p = K_Q' \sin^2 \theta_p$$

$$C_T = K_T \cos^2 \theta_p = K_T' \sin^2 \theta_p$$

en las que

$$J = \operatorname{tg} \theta_p \text{ y } J' = \operatorname{cotg} \theta_p$$

Esta representación tiene la ventaja de reducir el diagrama Robinson, que tiene tantas curvas para par y empuje como velocidades se consideran, a solamente dos, una para el par y otra para el empuje.

De cualquier manera, el número de datos experimentales existentes, aplicables al estudio de maniobras especiales, tales como la parada y la marcha ciando de un buque, es muy escaso. Con objeto de ampliarlo se han ensayado tres propulsores de palas regulables, con distintas relaciones paso-diámetro y cubriendo una cierta gama de valores de la relación área desarrollada-área del disco, y los resultados se dan en este trabajo. El valor de los gráficos está tanto en los valores concretos que indican como en su análisis cualitativo, tan útil en muchas ocasiones.

DATOS DE LOS MODELOS ENSAYADOS

Se han ensayado tres modelos de propulsores de palas regulables, cuyas características geométricas principales quedan reflejadas en las tablas I y II.

En las figuras 2, 3 y 4 se dan las distribuciones de paso para distintos valores de la relación paso-diámetro en la sección 0,7 R.

Tabla I

	Modelo A	Modelo B	Modelo C
Número de palas, z	4	4	4
Diámetro, D	246,43 mm.	246,67 mm.	203,39 mm.
Diámetro del núcleo, Dn	69,30 mm.	79,33 mm.	57,63 mm.
D_n/D en %	0,2812	0,3216	0,2833
A_E / A_O	0,40	0,55	0,70

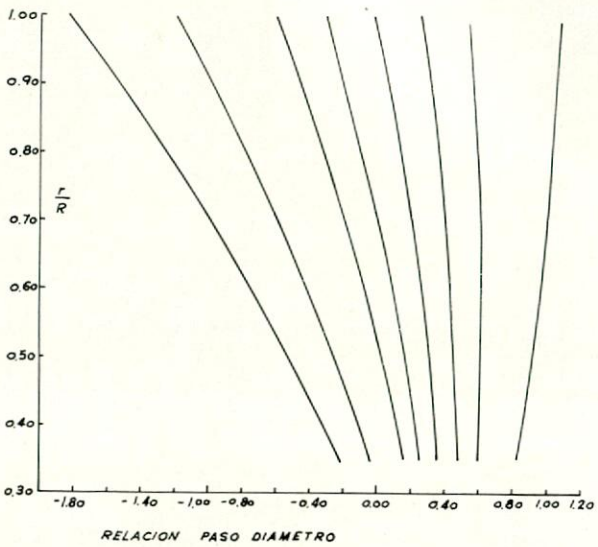


Fig. 2.—Modelo A. Distribución radial de la relación paso-diámetro para distintos valores de $\frac{H_{0,7R}}{D}$.

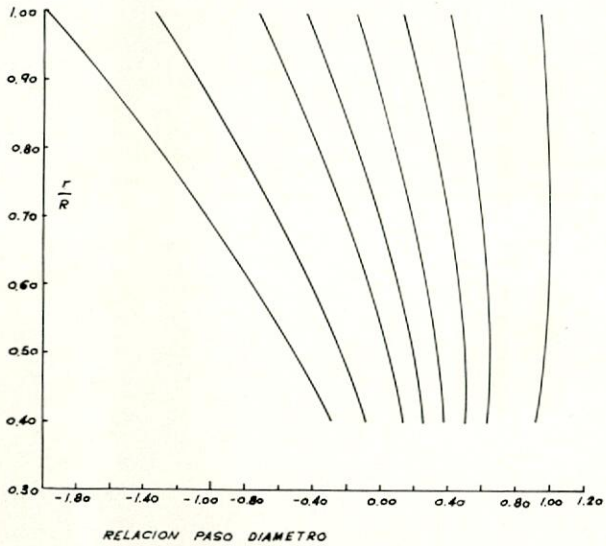


Fig. 3.—Modelo B. Distribución radial de la relación paso-diámetro para distintos valores de $\frac{H_{0,7R}}{D}$.

Tabla II

	$1_x / 1_{0,7}$			H_x / D		
x = r/R	Mod. A	Mod. B	Mod. C	Mod. A	Mod. B	Mod. C
0,30	—	—	0,4294	—	—	0,8959
0,35	0,6790	—	0,5318	0,8350	—	0,9359
0,40	0,7597	0,6724	0,6209	0,8683	0,9067	0,9669
0,50	0,8941	0,8431	0,7894	0,9208	0,9563	1,0062
0,60	0,9771	0,9557	0,9413	0,9653	0,9871	1,0164
0,70	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
0,80	0,9421	0,9529	0,9578	1,0263	0,9944	0,9580
0,90	0,7555	0,7878	0,7517	1,0485	0,9702	0,8931
0,95	0,5655	0,6129	0,5615	1,0567	0,9514	0,8495
1,00	—	—	—	1,0650	0,9280	0,7970

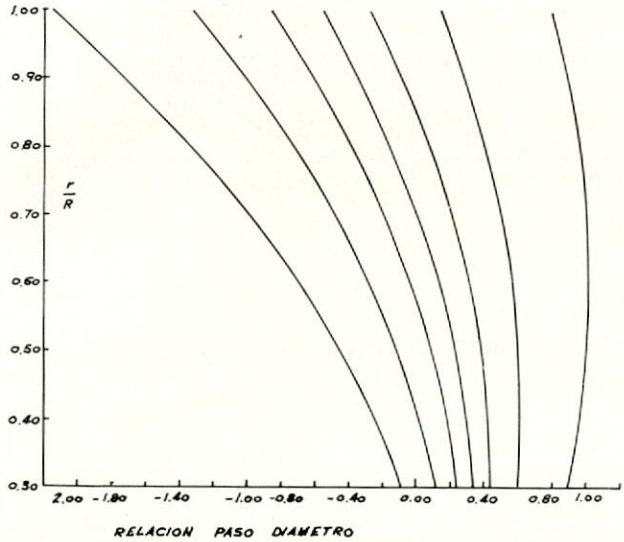


Fig. 4.—Modelo C. Distribución radial de la relación paso-diámetro para distintos valores de $\frac{H_{0,7R}}{D}$.

ENSAYOS REALIZADOS

Se han realizado ensayos de propulsor aislado, con los tres propulsores, para las siguientes relaciones paso-diámetro a 0,7 R:

1,0 ; 0,5 ; 0,2 ; 0,0 ; —0,2 ; —0,4 ; —0,6 ; —0,8

Durante los ensayos se ha mantenido el número de Reynolds constante e igual a $0,3 \times 10^6$, valor que es superior al crítico según el criterio de Gutsche. El número de Reynolds viene definido por:

$$Rn = \frac{\sqrt{V_a^{\,2} + 4,836\ n^2 D^2 \times l_{0,7}}}{\nu}$$

en la que $l_{0,7}$ es la longitud de la sección situada 0,7 R y ν es la viscosidad cinemática del fluido.

Los ensayos han cubierto una amplia zona de valores de J, extendiéndose a valores negativos.

Para conseguir experimentalmente estos valores negativos había dos posibilidades: la primera consistía en ha-

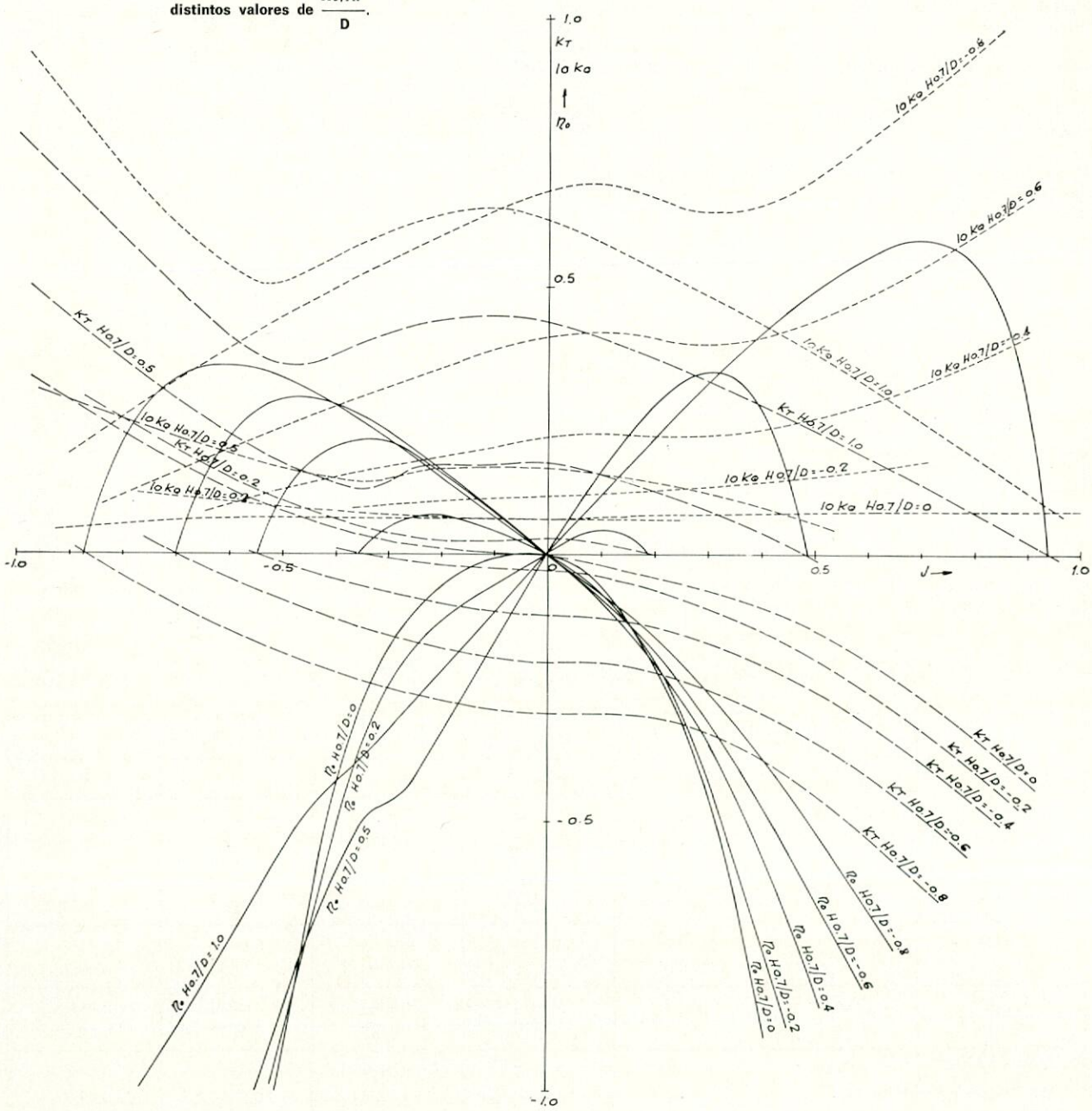


Fig. 5.—Modelo A.

Fig. 6.—Modelo B.

cer girar el propulsor en sentido contrario a como lo hace cuando debe propulsar el barco avante, manteniendo la misma dirección axial del flujo. Por la segunda lo que se invertía era la dirección axial del flujo y lo que se mantenía era el sentido de giro. Siendo los propulsores investigados de palas regulables, parecía más cercana a la realidad la segunda posibilidad, por lo que fue la que se eligió.

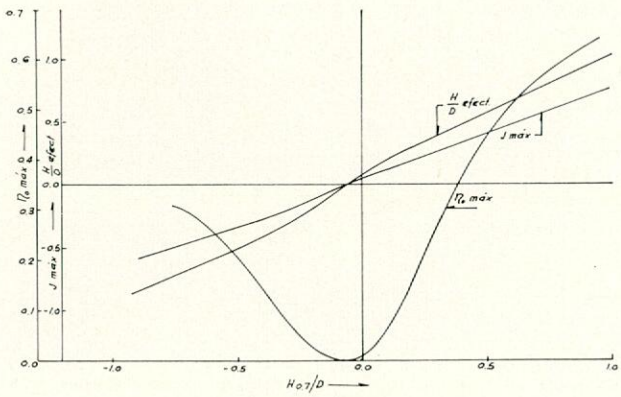


Fig. 8.—Modelo A.

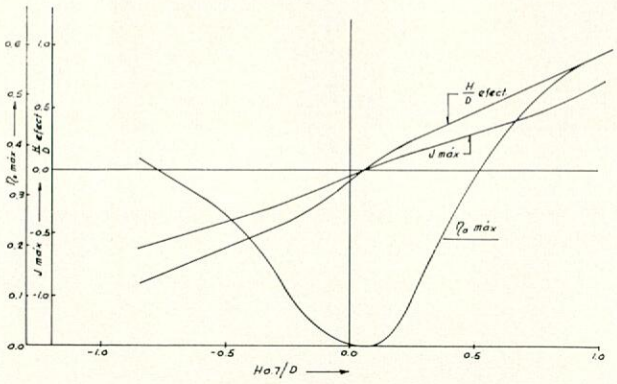


Fig. 9.—Modelo B.

PRESENTACION DE RESULTADOS

Como se ha indicado anteriormente, el método más completo de representar las características de funcionamiento de un propulsor es por medio de los diagramas K_T, K_Q, J.

Los diagramas correspondientes a esta manera de dar los resultados son los de las figuras 5, 6, 7 y su aplicación a cualquier tipo de problema es inmediata. Así, por

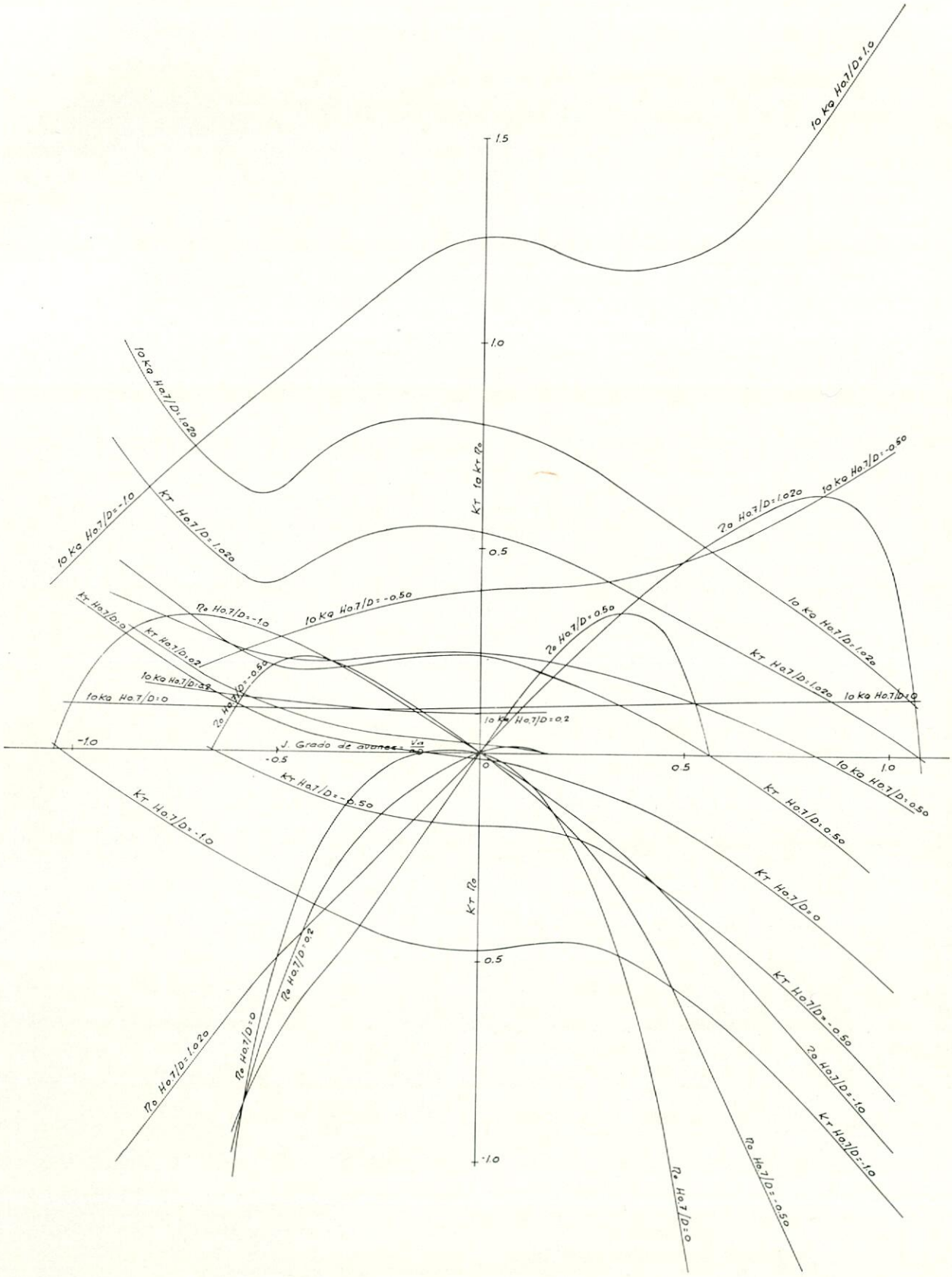


Fig. 7.—Modelo C

ejemplo, la figura 8, deducida de la figura 5, muestra la variación del rendimiento máximo en función de la relación paso-diámetro y el valor de J para el que esto sucede. En ella también puede verse el valor del paso efectivo, es decir, el valor de J, para el que se anula el empuje. La figura 9 tiene el mismo significado que la 8, pero se refiere al modelo B y está, por consiguiente, deducida de la figura 6.

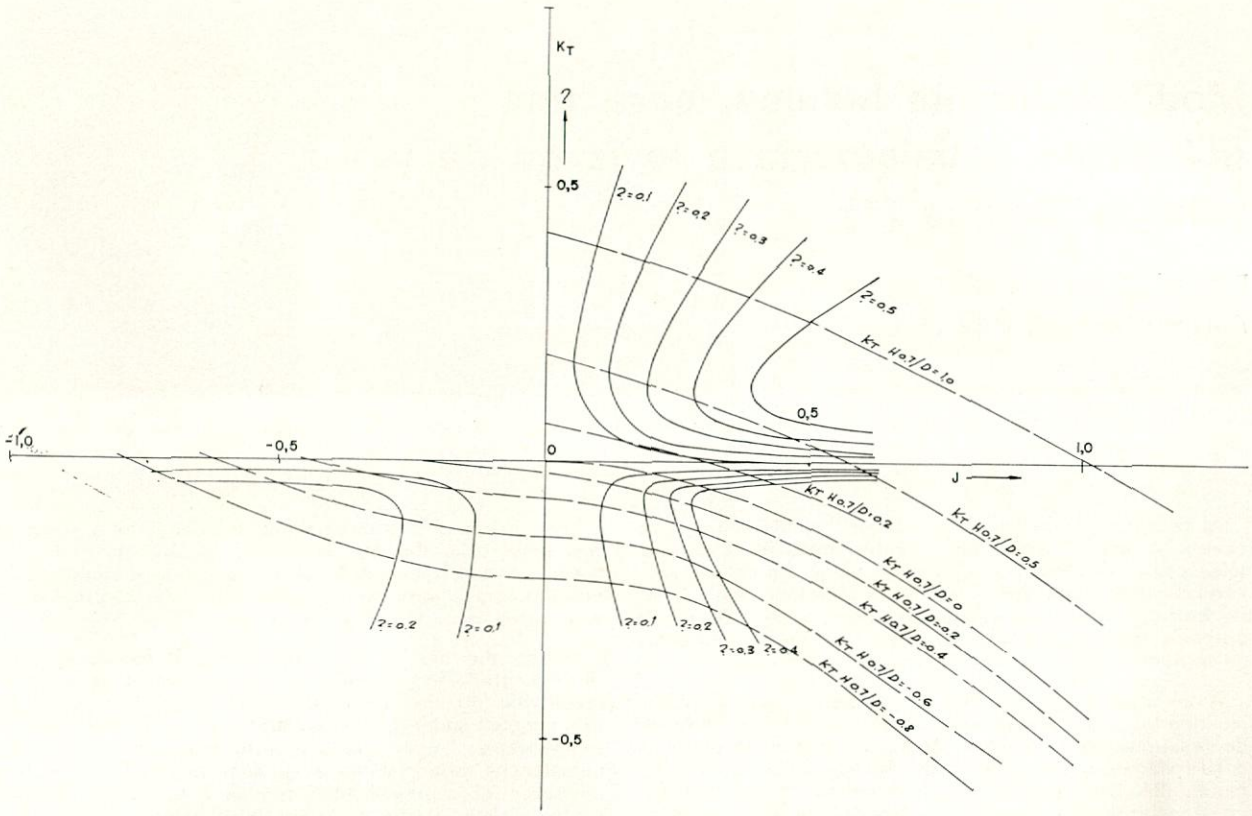


Fig. 10.—Modelo A.

La figura 10 no es más que una extensión de la figura 1, pero referida al modelo A. En ella se dan en función de J las curvas de rendimiento constante en todas las posibles zonas de funcionamiento del propulsor.

DISCUSION

Sr. Frize

Es mi deseo contribuir con una información basada en las recientes pruebas de mar de un buque de tamaño medio construido en un astillero asturiano con hélice de paso variable. Se consiguió ciando una velocidad del 60 por 100 de la de avante a plena marcha, para lo cual fue necesario solamente un tiempo inferior a dos minutos y medio.

Sr. García Gómez

Al comienzo del trabajo señalan los autores una serie de ventajas que presentan las hélices de palas regulables; sin embargo, desearía preguntar si esa facilidad de modificar el paso no entraña asimismo unos mayores riesgos de cavitación cuando, por las circunstancias que sean, el propulsor funcione fuera de las condiciones de proyecto.

Sr. Mazarredo

En hélices normales, y por ser la resistencia y el empuje aproximadamente proporcionales al cuadrado de la velocidad y de las revoluciones, respectivamente, varía poco el grado de avance. Por ello, las hélices de paso fijo prestan un servicio adecuado. Pero hay muchos casos en los que no solamente por aumento de carga de la hélice, como el que se produce por un remolque o el arrastre de un arte de pesca, sino por la facilidad de maniobra que haya de tener un barco (transbordadores, por ejemplo) y el tipo de máquinas que monte, es la hélice de paso regulable la solución más recomendable. Al menos creo que merece mayor consideración de la que se le ha venido dando. Estimo, por ello, que este trabajo es digno de todo elogio, y más por dar unas características de las que existe muy poca información publicada. Considero también muy acertada la forma de presentar los resultados, aunque yo particularmente hubiese preferido adimensionalizar C_Q y C_T con la velocidad relativa de entrada aparente $V^2 + (\pi\ n\ D)^2$, en lugar de hacerlo por $V^2 + (nD)^2$, por referir así T y Q a una cantidad con sentido físico.

Los autores

Agradecemos el dato aportado por el señor Frize, que viene a confirmar el que los propulsores de paso regulable presentan determinadas ventajas en algunas maniobras, especialmente en aquellas en las que hay que conseguir que la potencia se pueda absorber a diferentes regímenes de r. p. m. o a diferentes velocidades.

Sin embargo, no todo son ventajas, ya que los propulsores de palas regulables (C. P. P.) presentan con respecto a los de palas fijas (F. P. P.) algunas limitaciones, como son las que se derivan de la limitación en el contorno de las palas por la necesidad de tener pasos negativos. Otra limitación proviene de la existencia del par de giro de las palas como parámetro adicional.

Evidentemente, un C. P. P. cuando trabaja en condiciones fuera de proyecto presenta un mayor riesgo de cavitación. Esto es debido a que aunque un C. P. P. es capaz de funcionar en muchas condiciones, sus características de cavitación normalmente son óptimas en una sola, fijada según las especificaciones del proyecto.

En su favorable comentario, don Luis Mazarredo señala una cuestión interesante. Estamos de acuerdo que al introducir el valor de π en $V^2 + n^2\ D^2$ y transformarlo en $V^2 + (\pi\ nD)^2$, este parámetro adquiere el sentido físico de la velocidad relativa de entrada aparente, pero dado que en las expresiones de K_T, K_Q y J no aparece el valor de π, las relaciones entre los nuevos parámetros resultantes y estos otros quedan ligeramente más complicadas, por lo que desde un punto de vista matemático es más aconsejable no introducirlo.

Modificación de hélices, para una utilización satisfactoria a lo largo de la vida del buque (*)

Pascual O'Dogherty (**)
Amadeo García Gómez (**)

RESUMEN

Al proyectar la hélice de un buque han de tenerse en cuenta al mismo tiempo las características de la carena, tales como resistencia a la marcha, velocidad de servicio, estela, calados operativos, etc., así como las condiciones de funcionamiento del equipo propulsor, y en especial su potencia máxima continua, r. p. m. nominales y pérdidas en la línea de ejes, reductor, etc.

A lo largo de la vida del buque tiene lugar un envejecimiento de la carena, que origina un gradual aumento de resistencia a la marcha. Al mismo tiempo la potencia desarrollada por el motor, a un régimen dado de r. p. m., puede disminuir con la vida del mismo. Estas dos circunstancias hacen que las condiciones de adaptación de una hélice de palas fijas al sistema buque-motor se modifiquen paulatinamente, pudiendo llegar a originar sobrecargas del motor altamente perjudiciales para el mantenimiento del mismo.

En este trabajo se analizan las condiciones de servicio de buques de una hélice y se estudian los distintos métodos que pueden seguirse para la modificación de las hélices, que permita su aprovechamiento para una utilización satisfactoria en condiciones distintas a las del proyecto inicial.

SUMMARY

The design of a propeller has to take into account at the same time the characteristics of the hull, such as service speed, resistance, wake, operating draughts, etc., and the engine data, specially its maximum continuous power, rated rpm, shafting losses, etc.

During the life of the ship, the hull condition deteriorates gradually, giving rise to a continuos increase of resistance. At the same time, the power developed by the engine, under given conditions of rpm and exhaust temperatures, may decrease with age. These two circumstances bring about a gradual modification of the adequacy of a fixed-bladed propeller to the hull-engine system, thus producing sometimes engine overloading that is highly damaging to the engine.

In this paper, the service conditions of single-screw vessels are analysed, studying the different methods that may be used in order to modify the ship propeller, so that it may become suitable to the changed conditions of the hull-engine system.

INDICE

0. INDICE.
1. INTRODUCCION.
   1.1. **Condiciones de servicio de los buques.**
   1.2. **Envejecimiento del casco y suciedad de la carena.**
   1.3. **Deterioro de la hélice.**
   1.4. **Otros efectos.**
2. MODIFICACION DE LAS HELICES DE SERVICIO.
   2.1. **Consideraciones generales.**
   2.2. **Distintos sistemas seguidos para modificar las hélices.**
   2.3. **Recorte del borde de salida.**
   2.4. **Aplicación práctica del recorte del borde de salida.**
   2.5. **Comparación de los resultados obtenidos al recortar en diámetro y al recortar en borde de salida.**
3. CONCLUSIONES.
4. APENDICE. — RESULTADOS OBTENIDOS, MEDIANTE RECORTE DEL BORDE DE SALIDA, PARA UNA HELICE EN TOBERA.
5. REFERENCIAS.
6. SIMBOLOS.

(*) Trabajo presentado por el señor O'Dogherty.
(**) Canal de Experiencias Hidronámicas de El Pardo.

1. INTRODUCCION.

1.1. Condiciones de servicio de los buques.

1. El proyecto de la hélice de un buque de nueva construcción ha de estar adaptado a las condiciones hidrodinámicas del buque, que condicionan la interacción entre la hélice y la carena.

El conocimiento de los diversos efectos exteriores que han de intervenir en las condiciones operativas del buque ha de ser tenido en cuenta en el proyecto de la hélice. Como es sabido, todo buque ha de navegar en distintas condiciones de calados, trimados, bajo diferentes condiciones ambientales, que influyen en el estado del mar, viento, suciedad del casco, rugosidad de la hélice, etc.

Las condiciones de proyecto de la hélice han de tener en cuenta el margen de posible variación de todas estas circunstancias, de tal forma que el motor no llegue a sobrecargarse por la excesiva potencia absorbida por la hélice, a las r. p. m. nominales del equipo propulsor.

Es sabido que durante la vida del buque, para la misma potencia absorbida por la hélice, tiene lugar una disminución gradual de las r. p. m. correspondientes del motor, que llega a tomar unos valores promedios comprendidos entre el 3 y el 6 por 100, disminución que puede recuperarse sólo en parte después de cada varada del buque. El aumento de potencia requerida al motor, para el mismo régimen de r. p. m., es debido al incremento de las resistencias friccionales, tanto del casco como de la hélice.

El aumento de resistencia del casco es debido al envejecimiento de la carena y a la suciedad gradual de la misma, producida tanto por corrosión como por suciedad debida a formación de limo, crecimiento de algas, moluscos, etc., por acción de elementos biológicos marinos sobre el casco.

También debe tenerse en cuenta la rugosidad superficial de las palas de la hélice, cuyo estado influye en el rendimiento del propulsor, que disminuye al aumentar dicha rugosidad.

2. Las consecuencias de la acción conjunta de estos diversos factores son las siguientes:

— El aumento de resistencia del buque, para la misma velocidad de proyecto, da lugar a una disminución de velocidad para una potencia dada, lo que obliga a una cierta disminución en las r. p. m. correspondientes del equipo propulsor.

— La suciedad de la carena da lugar a un aumento en el espesor de la capa límite turbulenta, lo que origina un aumento en el coeficiente de estela, disminuyendo con ello la velocidad de entrada del agua en el disco de la hélice.

— El aumento de rugosidad de la hélice disminuye el rendimiento del propulsor.

La acción combinada de los factores anteriormente citados produce los siguientes efectos:

— Para un par constante en el motor se origina una reducción en las r. p. m. de régimen, conducente a una disminución en la velocidad operativa del buque.

— Para unas r. p. m. dadas del motor, la hélice requiere un mayor par motor, lo que trae consigo una presión media efectiva mayor, pudiendo llegarse en ciertos casos a regímenes de sobrecarga del motor.

3. Para tener en cuenta estas circunstancias las casas fabricantes de los motores recomiendan que las hélices de servicio de buques de nueva construcción sean proyectadas de tal forma que, en condiciones normales de pruebas y con el casco limpio, la hélice absorba solamente una cierta proporción de la potencia de placa del motor, generalmente comprendida entre el 85 y el 90 por 100 de dicha potencia de placa. Dicha proporción equivale a un margen de ligereza de la hélice con respecto a las características de placa. La ligereza deseable suele ser del orden del 5 al 6 por 100 en el caso de buques de alto coeficiente de bloque, petroleros, OBOs y graneleros, los cuales operan a números de Froude muy bajos, donde la mayor parte de la resistencia a la marcha es de origen viscoso, por lo que las condiciones de funcionamiento de la hélice son muy sensibles al aumento de su resistencia friccional.

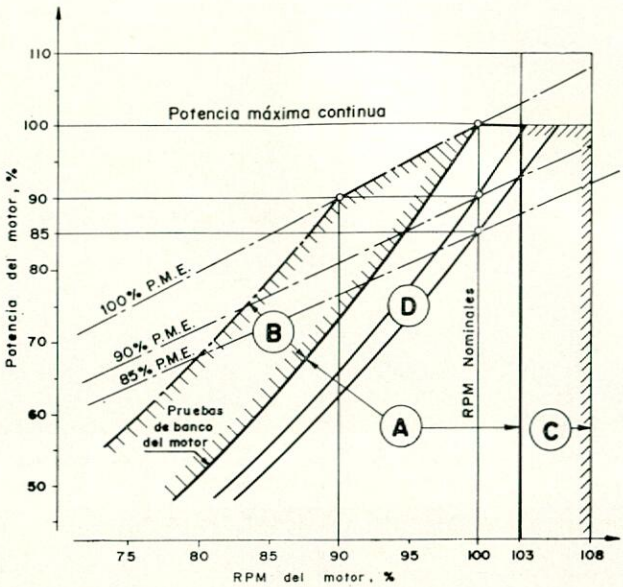
En el caso de buques más finos, tales como cargueros, frigoríficos, buques de pasaje, etc., en los que la resistencia friccional representa una menor proporción de la resistencia total del buque, el grado de ligereza aconsejable puede ser del 3 al 4 por 100, equivalente, aproximadamente, a absorber el 90 por 100 de la potencia de placa, a las r. p. m. nominales del motor.

Como ejemplo de estas recomendaciones, la figura 1.1 indica las normas sugeridas por una conocida casa de motores para el proyecto de hélices en buques provistos de motores de dicha marca.

4. Las recomendaciones usuales para el proyecto de hélices de servicio, para buques de nueva construcción, implican solamente la adopción de un margen moderado de ligereza, ya que un margen excesivo de ligereza de la hélice podría dar lugar a los siguientes inconvenientes:

— Escasa potencia aprovechada para un régimen dado de r. p. m.

— Disminución de la velocidad del buque para las revoluciones por minuto nominales del motor, con perjuicio para el posible cumplimiento de la velocidad contractual en pruebas, ya que la potencia de placa sería absorbida solamente a un régimen de r. p. m. que implicaría una elevada sobrecarga en r. p. m. y una cierta pérdida de rendimiento de la hélice.



A: Zona de funcionamiento continuo.

B: Zona de funcionamiento por un tiempo limitado.

C: Zona de funcionamiento para ser usada en las pruebas de mar solamente.

D: Zona para proyecto, en condiciones normales de pruebas, con casco limpio.

Fig. 1.1.

Estas consideraciones prácticas, unidas al gradual «apesantamiento» de las hélices por las razones antes citadas, hacen que llegue a ser necesario, en la dilatada vida de un buque, bien sea la sustitución de la hélice inicial por otra hélice distinta, más ajustada a las condiciones modificadas de servicio, o bien el aprovechamiento de la hélice inicial mediante la modificación más conveniente de la misma, con la consiguiente economía.

5. En la figura 1.2 se consideran las velocidades siguientes:

V_{MAX} = velocidad máxima alcanzable en pruebas, al calado de proyecto, desarrollando la planta propulsora su potencia máxima continua.

V_{PROY} = velocidad real que podrá desarrollar el buque para la potencia máxima continua, con buen tiempo, después de un cierto tiempo de servicio.

V_{SERV} = velocidad media de servicio, obtenida del promedio de las velocidades desarrolladas, para el calado de proyecto, en los distintos viajes efectuados, con diferentes condiciones de mar, viento, suciedad de la carena, rugosidad de la hélice, etc.

La diferencia existente entre V_{MAX} y V_{PROY} se debe al progresivo deterioro del buque, tanto en el casco como en su maquinaria y propulsor. La diferencia entre V_{PROY} y V_{SERV} se debe exclusivamente al efecto de diferentes agentes exteriores, tales como mar, viento, corrientes marinas, profundidad del agua, etc.

El incremento de potencia, ΔP, representado en la figura 1.2, corresponde al aumento de potencia, por encima de la correspondiente a condiciones ideales de pruebas, para la velocidad V_{PROY}, cuando el buque lleva un cierto tiempo de servicio, que ha producido un deterioro en los diversos elementos que intervienen en su propulsión. El valor de ΔP puede darse por la fórmula:

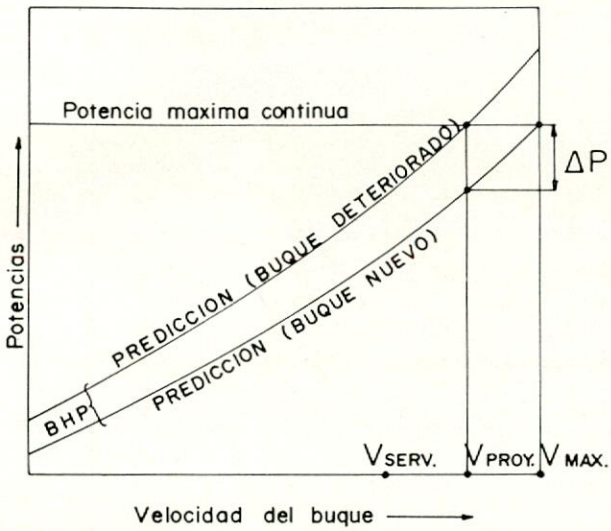


Fig. 1.2.

$$\Delta P = P_V + P_C + P_H + P_{CH} + P_M \qquad (1.1.1)$$

donde P_V = incremento de potencia debido al progresivo envejecimiento de la carena, que es irreversible.

P_C = incremento de potencia debido a la suciedad del casco, después de la última varada.

P_H = incremento de potencia debido al deterioro de la hélice.

P_{CH} = incremento de potencia, producido por el deterioro de la interacción hélice-carena.

P_M = incremento de potencia debido al deterioro de la planta propulsora.

A continuación se analizarán los aspectos más importantes que influyen en el deterioro progresivo de las condiciones propulsivas de los buques.

1.2. Envejecimiento del casco y suciedad de la carena.

1. A lo largo de la vida del buque se produce un cierto «envejecimiento» del casco, debido a las corrosiones y oxidaciones de las planchas y a las deformaciones del casco. Al mismo tiempo, en el intervalo existente entre cada dos varadas sucesivas, la obra viva del buque, y más especialmente las zonas más próximas a la flotación, está sometida a la acción biológica de elementos orgánicos, que dan lugar a suciedad e incrustaciones en las chapas, todo lo cual origina un considerable aumento de resistencia friccional, con disminución en la velocidad de servicio del buque. Ello trae consigo una pesadez relativa de la hélice, que va absorbiendo gradualmente más potencia a un régimen dado de r. p. m. La figura 1.3 muestra los valores de potencia absorbida por la hélice, en un petrolero de 100.000 TPM, durante el primer año de servicio del buque, en función del tiempo transcurrido desde la primera varada.

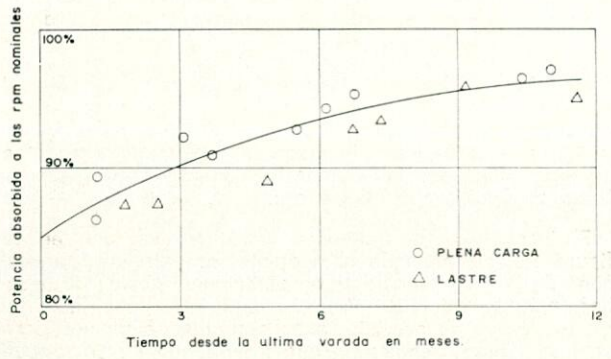


Fig. 1.3.

2. Aertssen (R. 6, 7, 20) ha estudiado los datos de servicio de numerosos buques. El deterioro del casco, para los transbordadores belgas «REINE ASTRID» y «KONINGIN ELISABETH», representaba aproximadamente un aumento de resistencia por año del orden del 2,5 por 100 en el primer buque y del 1,2 por 100 en el segundo, valores más bien bajos. En el carguero «LUBUMBASHI» este aumento de resistencia era bastante mayor. De los buques analizados obtuvo el diagrama de la figura 1.4, que puede servir para definir el orden de magnitud de este problema.

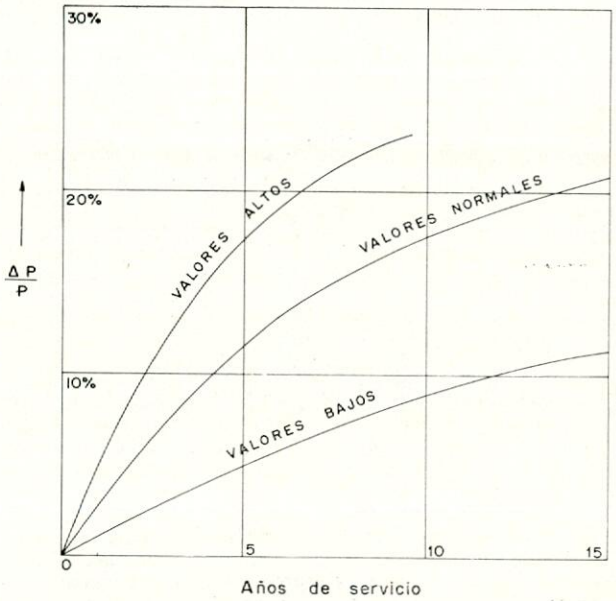


Fig. 1.4.—Aumento de potencia, por deterioro del casco.

3. Diversos autores han sugerido que el ensuciamiento de la carena depende primordialmente del número de días de estancia en puerto, cuando el casco está más sometido a la acción biológica de elementos orgánicos. Scott (R. 16) encontró una fórmula recurrente, según la cual la pérdida de velocidad de un buque, por cada día de estancia en puerto, era de 0,016 nudos.

4. Aertssen encontró que el aumento de resistencia debido a la suciedad de la carena era del orden del 30 por 100 en un año para los transbordadores anteriormente citados. Este aumento era mucho mayor que el observado en el carguero «LUBUMBASHI», pudiendo justificarse esta diferencia por ser mucho mayor el número de días en puerto en los transbordadores. En la discusión de (R. 6) Newton sugirió que el porcentaje de aumento de resistencia friccional debido a ensuciamiento y deterioro del casco podía expresarse por la fórmula:

$$\frac{\Delta R_f}{R_f}, \% = \frac{a \cdot d}{b + d} + \frac{d_0}{c} \qquad (1.2.1)$$

donde a, b y c son constantes experimentales, correspondientes al buque considerado, siendo d el número de días transcurridos desde la última varada y d_0 el número de días transcurridos desde la primera varada.

En general, para cada buque, los valores de a, b y c han de depender de la mayor o menor rugosidad de la carena, según el tipo de construcción empleado, del tipo de pinturas utilizadas, de la calidad de las planchas del forro, de la mayor o menor proporción de estancias en puerto, según condiciones de servicio, del tipo de protección galvánica de las planchas del forro, de las condi-

ciones climatológicas de las zonas donde el buque preste sus servicios, etc.

La fórmula (1.2.1) puede modificarse, de tal forma que resulte:

$$\frac{\Delta P}{p}, \% = \frac{R_f}{R_t} \cdot \left\{ k_1 \cdot k_2 \frac{k_3 \cdot d}{k_4 + d} + \frac{d_0}{k_5} \right\} \quad (1.2.2)$$

donde $\frac{\Delta P}{p}$ = aumento relativo de potencia por el deterioro de la carena.

$\frac{R_f}{R_t}$ = relación entre la resistencia friccional y la resistencia total del buque.

k_1 = factor experimental dependiente de las condiciones ambientales de la zona donde opere el barco.

k_2 = relación entre el número de días en puerto y el número de días de servicio en el mismo intervalo.

k_3, k_4, k_5 = factores empíricos propios del buque considerado, dependientes del tipo y acabado del buque, calidad de las planchas, pinturas empleadas, intervalo entre cada dos varadas, etcétera.

La ecuación (1.2.2) puede representarse por una serie de curvas, tal como se indica en la figura 1.5, que presentan discontinuidades, correspondientes a cada varada del buque.

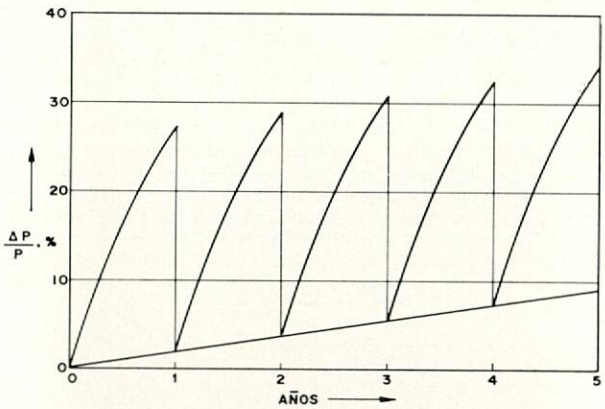


Fig. 1.5.—Aumento de potencia para la velocidad de proyecto.

1.3. Deterioro de la hélice.

1. El aumento en la rugosidad de la superficie de las palas de la hélice puede tener lugar por las mismas causas que originan el deterioro y envejecimiento del casco, esto es, corrosión, erosión y ensuciamiento. En el caso de la hélice, la posibilidad de que se produzca el fenómeno de cavitación puede tener una grave incidencia negativa por las razones siguientes:

— La cavitación trae consigo una pérdida de rendimiento considerable, lo que requiere un cierto aumento de potencia para desarrollar la misma velocidad del buque.

— Si la cavitación de la hélice es importante, suele ir acompañada de erosiones en la superficie de la pala, lo que aumenta la rugosidad de la misma, siendo a su vez causa de mayores pérdidas de rendimiento.

2. La hélice está sometida al posible ensuciamiento por adherencia de organismos marinos, así como a la posible acción erosiva y corrosiva por la acción galvánica que puede tener lugar por ionización originada entre las palas, generalmente de bronce, y los distintos elementos estructurales de la zona del codaste, al no ser totalmente efectiva la protección catódica instalada en el buque.

3. La rugosidad de las palas tiene un claro efecto sobre las condiciones propulsivas del buque, ya que cualquier aumento en la rugosidad trae consigo una pérdida de rendimiento de la hélice, dando lugar a un aumento del par absorbido por el propulsor a unas r. p. m. dadas.

El diagrama de la figura 1.6 ha sido deducido de la referencia (R. 17). En la discusión Sinclair sugirió que la curva de la figura podía representar el aumento de potencia P_H, debido a la rugosidad de las palas. Telfer hizo notar que el acabado de las hélices, considerando una construcción satisfactoria, correspondía a una rugosidad del orden de cuatro a seis micras. Telfer estima que, en la zona normal de valores de la rugosidad, los valores de P_H resultan lineales en base a la raíz cúbica de la rugosidad. Si se supone una rugosidad inicial de cinco micras, el valor de P_H, debido a la rugosidad de las palas, no debe considerarse en términos absolutos, como consideraba Sinclair, sino en términos relativos, con referencia al valor de la rugosidad inicial de la hélice recién construida. Según Sinclair, la rugosidad de la hélice considerada, a los tres años de servicio, era aproximadamente de 13 micras. El valor de P_H correspondiente, como diferencia a partir de una rugosidad inicial de cinco micras, es solamente de 2,5 por 100.

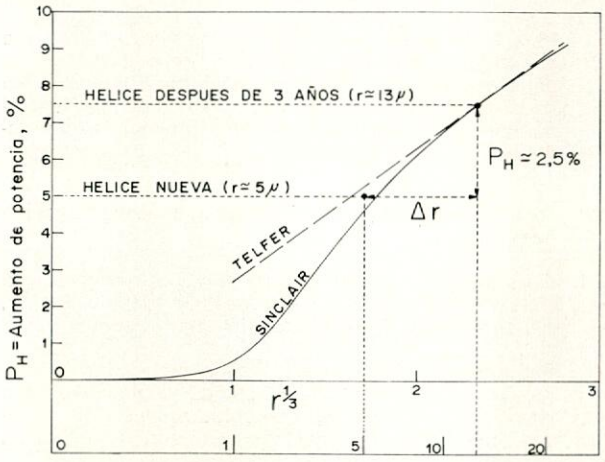


Fig. 1.6.—Rugosidad de la hélice, en micras.

1.4. Otros efectos.

Además de las causas principales de aumento de potencia para una velocidad dada, deben tenerse en cuenta otras circunstancias desfavorables, entre las que han de citarse las siguientes:

1.4.1. Deterioro de la interacción hélice-carena.

La suciedad progresiva de la carena da lugar a un aumento del espesor de la capa límite, lo que aumenta el coeficiente de estela, disminuyendo la velocidad de entrada a la hélice y el rendimiento de ésta, lo que exige una mayor potencia propulsiva para que la hélice desarrolle el empuje necesario.

1.4.2. Deterioro de la maquinaria propulsiva.

A lo largo de la vida del buque su planta propulsora experimenta un deterioro gradual, producido por los desgastes de las camisas de los cilindros, pérdidas en los distintos circuitos, calentamientos excesivos en los distintos órganos móviles, rozamientos en las transmisiones, etcétera. Este deterioro da lugar a dos consecuencias distintas:

— El motor ha de desarrollar una mayor potencia para que la hélice absorba una potencia dada, aumentando así el consumo de combustible por milla navegada.

— Para unas ciertas r. p. m. de la hélice, la potencia pedida por el propulsor llega a ser superior a la que le puede entregar el motor, siendo así otro motivo de aumentar la pesadez inducida en la hélice.

2. MODIFICACION DE LAS HELICES DE SERVICIO.

2.1. Consideraciones generales.

Las condiciones de servicio del conjunto hélice-motor, progresivamente variables durante la vida del buque, según se ha expuesto en el apartado anterior, obligan a que en el proyecto de la hélice deban tenerse las siguientes precauciones:

— La hélice de servicio ha de proyectarse con un cierto margen de ligereza (generalmente de un 3 a un 6 por 100), de tal forma que la hélice absorba en pruebas y con el casco limpio una potencia comprendida entre el 85 y el 90 por 100 de la potencia máxima continua del motor.

— La hélice de respeto es conveniente que se proyecte en forma análoga a la de servicio, con el mismo material, de tal manera que resulte algo más ligera (tal vez un 2 por 100) que la hélice de servicio, por lo que podrá reemplazarla con ventaja al cabo de unos años de servicio del buque.

— Para evitar tener que construir una nueva hélice que sustituya a la hélice de servicio, después de varios años pudiera ser conveniente modificar dicha hélice para adaptarla a las nuevas condiciones de funcionamiento, originadas por el deterioro del casco, maquinaria y hélice.

2.2. Distintos sistemas seguidos para modificar las hélices.

1. Para modificar las hélices de servicio, en forma que se adapten a las nuevas condiciones de funcionamiento, se han usado generalmente dos sistemas distintos:

— Recorte del diámetro de la hélice («cropping»), operación más comúnmente empleada y que conduce a una disminución del par absorbido a unas r. p. m. dadas, con el consiguiente aligeramiento de la hélice.

— Modificación del paso de la hélice, operación que puede hacerse por una empresa especializada calentando y torciendo convenientemente la parte exterior de las palas para así reducir el paso medio del propulsor y disminuir la potencia absorbida a las revoluciones por minuto de régimen.

2. El recorte en diámetro es una operación bastante sencilla, que a veces puede realizarse «in situ». No obstante, este sistema tiene los siguientes inconvenientes:

— Apreciable pérdida de rendimiento de la hélice recortada, lo que da lugar a una pérdida sensible en la velocidad operativa del buque.

— Disminución del momento de inercia polar de la hélice, que puede afectar al comportamiento del eje de cola y a sus velocidades críticas operativas, desde el punto de vista de vibraciones torsionales.

— Empeoramiento del comportamiento de la hélice recortada, desde el punto de vista de cavitación.

3. La modificación de la hélice, mediante disminución del paso en la parte alta de la pala, tiene los siguientes inconvenientes:

— La operación a realizar es muy delicada, exigiendo el desmontaje de la hélice y su traslado a una firma especializada, siendo la operación bastante costosa.

— La operación a realizar exige un fuerte calentamiento de las palas para torcerlas convenientemente, operación que es difícil, no pudiéndose garantizar un acabado de la misma calidad que el de una hélice normal. Ello puede dar lugar a desigualdades entre los pasos de las diferentes palas que pueden originar fluctuaciones de par y empuje, posible causa de mayores vibraciones.

— La disminución de paso hacia la punta de la pala ha de ser en muchos casos bastante elevada, lo que puede disminuir claramente los ángulos de ataque de esa zona de la hélice, con grave peligro de aparición de cavitación cara de presión, que trae consigo una gran pérdida de rendimiento y la erosión de las palas.

4. Recientemente, Kawasaki Heavy Industries Lted. ha introducido un método más conveniente para el aligeramiento de las hélices mediante el recorte del borde de salida de las palas y la modificación de los perfiles correspondientes a las secciones recortadas. Este sistema permite una reducción del paso efectivo de las secciones afectadas, con una sensible disminución en el par absorbido por la hélice.

Se considera que este método es el más efectivo de los distintos métodos posibles, ya que no implica prácticamente disminución de diámetro ni pérdida apreciable de rendimiento de la hélice. La operación necesaria es de fácil ejecución, pudiendo llevarse a cabo con garantía de exactitud.

A continuación se expondrán unas consideraciones teóricas sobre este nuevo sistema, así como los resultados obtenidos en los estudios realizados en El Pardo, para comparar el comportamiento de hélices recortadas en diámetro con hélices recortadas en el borde de salida.

2.3. Recorte del borde de salida

De acuerdo con la teoría bidimensional de perfiles de ala, cuando un perfil alar se desplaza con una velocidad uniforme V, con un ángulo de ataque α, con respecto al fluido, se desarrolla una fuerza de sustentación, L, generada por la diferencia de presión existente entre la presión aumentada existente en la cara de presión y la presión disminuida que se ejerce sobre la cara de succión del perfil. Según la ecuación de Bernouilli, estas presiones se producen por ser mayor que V la velocidad del fluido en la cara de succión y menor que V en la cara de presión.

La sustentación por unidad de longitud del perfil de ala se calcula por medio del teorema de Kutta-Joukowsky

$$V_s(x) - V_p(x) = \Delta V_r(x) \qquad (2.3.1)$$

Aplicando el teorema de Bernouilli,

$$\Delta P(x) = P_p(x) - P_s(x) = \frac{1}{2} \rho \left[V_s(x)^2 - V_p(x)^2 \right] \qquad (2.3.2)$$

En un perfil alar delgado, puede suponerse que

$$V_s(x) - V = V - V_p(x) \qquad (2.3.3)$$

por lo que se verifica

$$\Delta P(x) = \rho V \cdot \Delta V_r(x) \qquad (2.3.4)$$

La sustentación por unidad de perfil queda expresada por la fórmula:

$$L = \int_0^{l_r} \Delta P(x) \cdot dx =$$

$$= \rho \cdot V \int_0^{l_r} \Delta V_r(x) \cdot dx = \rho V \cdot \Gamma \qquad (2.3.5)$$

Γ es la llamada circulación por depender de las condiciones de flujo del fluido alrededor del perfil alar considerado.

La sustentación elemental, L, puede expresarse en función del coeficiente de sustentación, C_L,

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S} \qquad (2.3.6)$$

En perfiles delgados, se verifica,

$$C_L = 2 \cdot \pi (\alpha - \alpha_o) \qquad (2.3.7)$$

donde α = ángulo de ataque.

α_o = ángulo para sustentación nula.

Si los ángulos están expresados en grados,

$$C_L = 0{,}1097(\alpha - \alpha_o) \qquad (2.3.8)$$

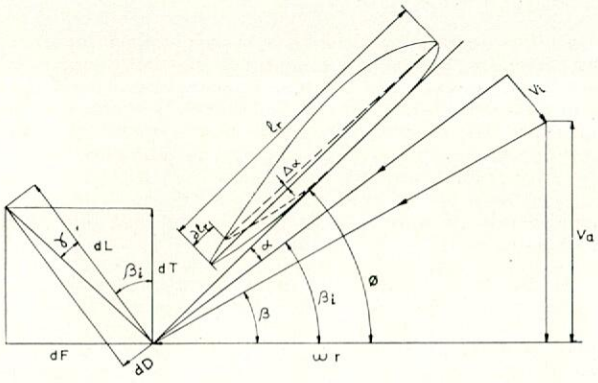


Fig. 2.1.

Siendo l_r el ancho de una sección de pala, la sustentación elemental será:

$$dL = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot l_r \cdot dr \cdot C_L \qquad (2.3.9)$$

Si se considera el caso real de fluido viscoso, existirá también una resistencia del perfil, D, definida en función de C_D

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S} \qquad (2.3.10)$$

La resistencia elemental de un elemento de pala será:

$$dD = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot l_r \cdot dr \cdot C_D \qquad (2.3.11)$$

Siendo β_i el ángulo hidrodinámico de avance de un elemento de pala, en un fluido viscoso, se verifica:

$$dT = dL \cdot \cos \beta_i - dD \cdot \operatorname{sen} \beta_i \qquad (2.3.12)$$

$$dQ = r \cdot dF = r(dL \cdot \operatorname{sen} \beta_i + dD \cdot \cos \beta_i) \qquad (2.3.13)$$

Los valores totales del empuje T y del par, Q, desarrollados por la hélice, se pueden obtener por integración, mediante las fórmulas:

$$T = \int_{r_o}^{R} dT = \frac{1}{2} \cdot \rho V^2 \int_{r_o}^{R} (C_L \cdot \cos \beta_i - C_D \cdot \operatorname{sen} \beta_i) \cdot l_r \cdot dr \qquad (2.3.14)$$

$$Q = \int_{r_o}^{R} dQ = \frac{1}{2} \cdot \rho V^2 \int_{r_o}^{R} (C_L \cdot \operatorname{sen} \beta_i + C_D \cdot \cos \beta_i) \cdot r \cdot l_r \cdot dr \qquad (2.3.15)$$

El recorte del borde de salida de una hélice que absorbe mucha potencia a las r. p. m. de régimen del motor es un sistema muy aconsejable para aligerar la hélice. Generalmente puede ser suficiente recortar el borde de salida en la parte superior de la pala, a partir de r = 0,5 R, ya que esa zona es la que tiene mayor influencia en el empuje y par desarrollado por la hélice. El recorte se hace en la forma que indica la figura 2.2. Al mismo tiempo que se recorta el borde de salida se modifica la pendiente de la línea que une los bordes de entrada y salida de cada sección, lo que equivale a disminuir el ángulo efectivo de ataque, α, para un mismo valor del ángulo hidrodinámico de avance del propulsor. La disminución de α lleva consigo una reducción en el valor individual C_L de cada sección recortada, lo que unido a la disminución del ancho l_r de las secciones afectadas conduce a una disminución en los valores de T y Q correspondientes a unas condiciones de funcionamiento dadas de la hélice.

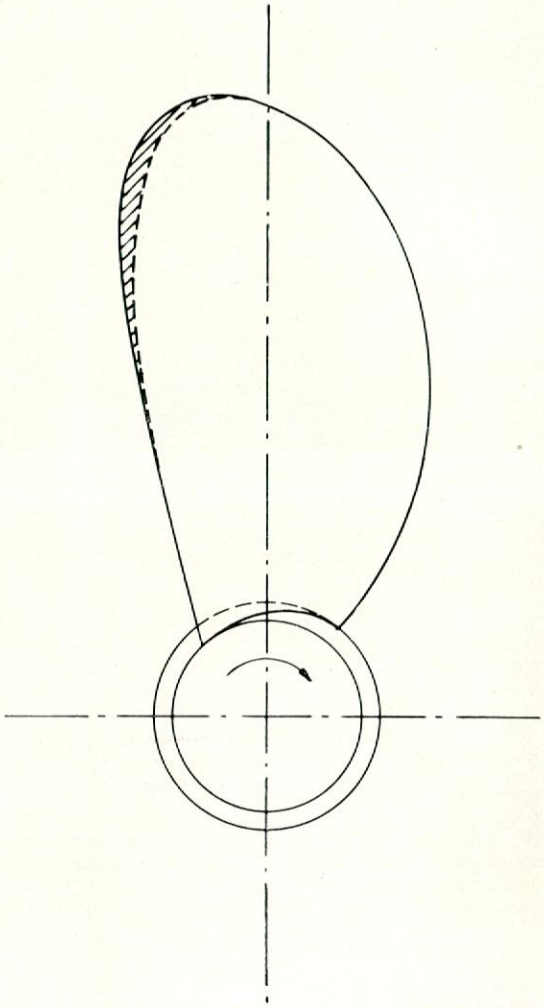


Fig. 2.2.

2.4. Aplicación práctica del recorte del borde de salida

En la práctica es necesario definir el recorte del borde de salida que ha de aplicarse a una hélice dada para conseguir que la hélice recortada absorba la potencia deseada a las r. p. m. de régimen, con un cierto grado de ligereza con respecto a las r. p. m. de funcionamiento de la hélice de servicio para la misma potencia. Mediante un conocimiento detallado de las condiciones hidrodinámicas de las secciones empleadas en la hélice que se quiere modificar, así como de los valores medios de estela en condiciones de servicio, es posible estimar el recorte del borde de salida que ha de hacerse para conseguir un grado de ligereza dado, empleando para ello las fórmulas (2.3.14) y (2.3.15).

Se considera, sin embargo, que tal método es muy penoso, por lo que la forma más aconsejable de llegar al recorte necesario requiere un método experimental, me-

diante el conocimiento de las características de propulsor aislado de la hélice recortada. La ligereza obtenida puede hallarse por un método iterativo, suponiendo que no varían los valores de w y t, correspondientes a la hélice de servicio.

Si se llaman V, P, n, w, a los valores correspondientes a la hélice de servicio y V', n', w', a los correspondientes valores de la hélice recortada, para la misma potencia P se puede proceder de la forma siguiente:

$$K_Q = \frac{P}{2\,\pi\,\rho\,.\,n'^3\,.\,D^5} \qquad (2.4.1)$$

$$J' = f\,(K_Q) = \frac{V'\,(1 - w')}{n'\,.\,D} \qquad (2.4.2)$$

$$\text{de donde } V' = \frac{J'\,.\,n'\,D}{1 - w'} \qquad (2.4.3)$$

Al mismo tiempo, si se llaman η a los valores del rendimiento de propulsor aislado de la hélice de servicio y de la hélice recortada, puede admitirse con suficiente aproximación:

$$V' = V.\ (\eta'/\eta)^{1/k} \qquad (2.4.4)$$

Generalmente, la variación del valor de w, para una pequeña variación de V, carece de importancia. No obstante, para un mayor rigor, en la fórmula (2.4.3) ha de usarse el valor de w' correspondiente a V', obtenido mediante iteración.

Suponiendo distintos valores de n', podrán obtenerse, para cada uno de los valores de n', dos valores distintos de V', dados por (2.4.3) y por (2.4.4). Representando con independencia esos dos valores de V', en función de n', su intersección da los valores de n' y V' correspondientes al propulsor recortado, para absorber la misma potencia P, absorbida por el propulsor original, para una velocidad V y unas r. p. m. n.

2.5. Comparación de los resultados obtenidos al recortar en diámetro y al recortar en borde de salida

1. Tal como ha sido expuesto en la introducción, durante las condiciones normales de servicio de los buques, la hélice de servicio, cuyo proyecto muchas veces ha sido hecho teniendo en cuenta que se consiga en pruebas una velocidad lo mayor posible, a las r. p. m. nominales del motor, para así satisfacer las condiciones de contrato, va gradualmente absorbiendo más potencia, a las r. p. m. de régimen, pudiendo llegar a sobrecargar al motor, lo que requiere su sustitución o adaptación a las nuevas condiciones de funcionamiento.

2. Para conseguir un cierto aligeramiento de la hélice puede procederse a recortar el diámetro de la misma o bien a recortar el borde de salida de las palas. Para comparar las ventajas de cada una de estas soluciones se han estudiado las características de funcionamiento de una hélice del «stock», comparándolas con las obtenidas al efectuar cuatro recortes distintos de diámetro y dos recortes de borde de salida.

Las características de las distintas hélices recortadas en diámetro figuran en la tabla siguiente:

Tabla 1

Propulsor n.º	733	1834	1835	1836	1837
Diámetro, m.	3,60	3,51	3,42	3,33	3,24
N.º de palas	4	4	4	4	4
Paso, m.	2,34	2,34	2,34	2,34	2,34
H/D	0,650	0,6667	0,6842	0,7027	0,7222
A_E / A_O	0,600	0,615	0,636	0,642	0,650
Recorte en diámetro	—	2,5 %	5 %	7,5 %	10 %

Igualmente se estudiaron dos variantes de hélice, obtenidos al recortar sucesivamente la hélice 733, en el borde de salida. Sus características principales son las siguientes:

Tabla 2

Propulsor n.º	733	1849	1850
Diámetro, m.	3,60	3,576	3,562
N.º de palas	4	4	4
Paso, m.	2,34	2,34	2,34
H/D	0,650	0,654	0,657
A_E / A_O	0,600	0,591	0,578

3. Los resultados hallados con las hélices recortadas en diámetro quedan representados por las figuras 2.3, 2.4, 2.5 y 2.6. La figura 2.3 da la ligereza media conseguida con cada una de las hélices recortadas, así como la pérdida de rendimiento comparada con la hélice primitiva, número 733, en función del recorte de diámetro. La figura 2.4 permite comparar los resultados de las distintas hélices para J = 0, mientras que la figura 2.5 indica las condiciones de absorción de potencia de cada una de las hélices estudiadas en este ejemplo.

4. De estos ensayos, en unión de la información existente en el Canal para otras hélices recortadas en diámetro, se ha obtenido el diagrama de la figura 2.6, que permite decidir con suficiente aproximación, a la vista de la ligereza deseada y de la relación paso/diámetro de la hélice original, el recorte en diámetro necesario.

5. En la figura 2.7 se comparan los resultados obtenidos con las hélices recortadas en diámetro y las recortadas en el borde de salida. Las líneas finas indican las respectivas pérdidas de rendimiento del propulsor con relación al propulsor primitivo número 733. Esta comparación no se considera suficientemente representativa,

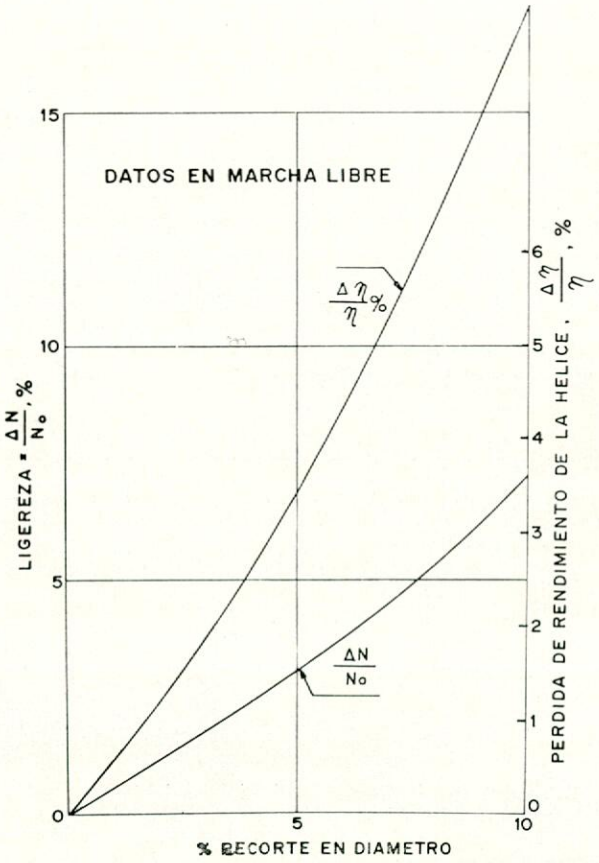


Fig. 2.3.

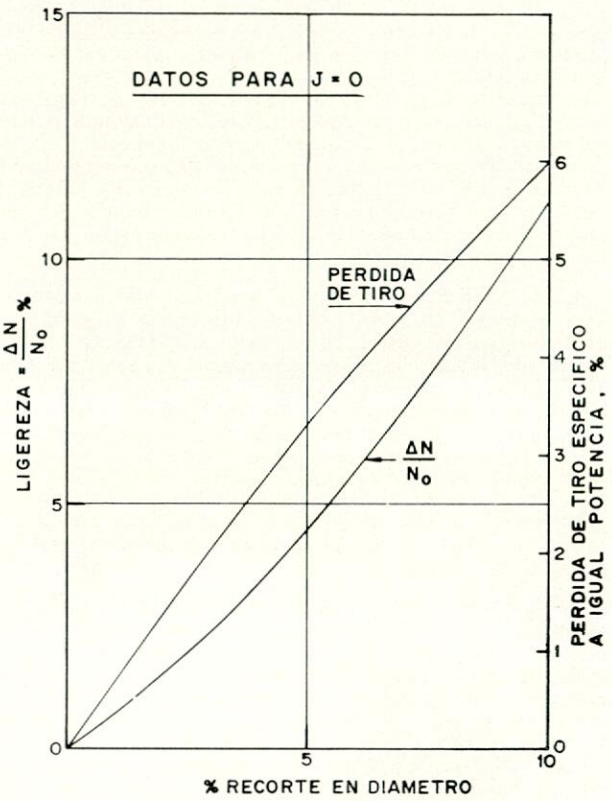


Fig. 2.4.

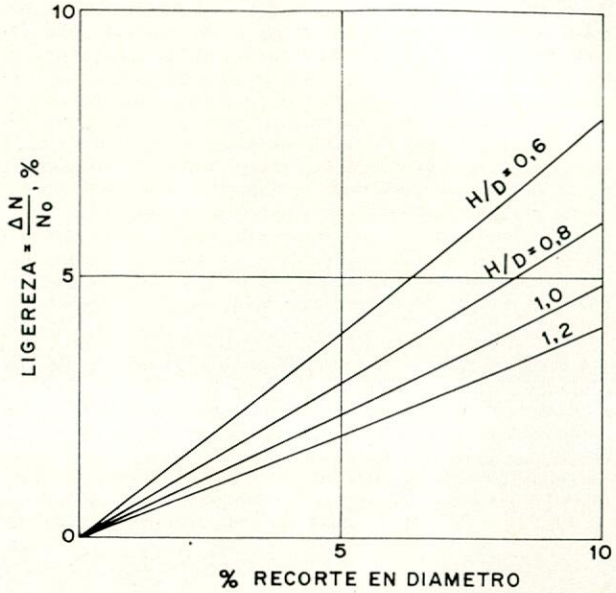


Fig. 2.6.—Relación entre el recorte en diámetro necesario y el paso de la hélice.

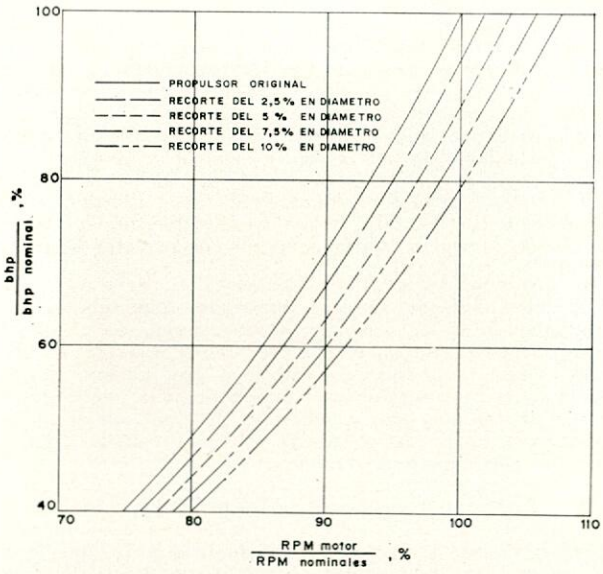


Fig. 2.5.—Correspondencia BHP/RPM, en marcha libre.

ya que la necesidad de recortar una hélice, para conseguir un cierto aligeramiento de la misma, surge cuando la hélice de servicio de un buque resulta inadecuada por alguna de las razones siguientes:

— Proyecto defectuoso de la hélice, que absorbe más potencia de la conveniente, sobrecargando, por tanto, al motor.

— Hélice que se ha ido apesantando gradualmente por alguna o varias de las razones siguientes:

a) Envejecimiento del casco, con el consiguiente aumento de resistencia a la marcha.

b) Aumento del calado operativo del buque, que hace que la hélice absorba mayor potencia al mismo régimen de r. p. m.

c) Menor potencia producida por el motor, a las mismas r. p. m. nominales, por envejecimiento del mismo a lo largo de su vida.

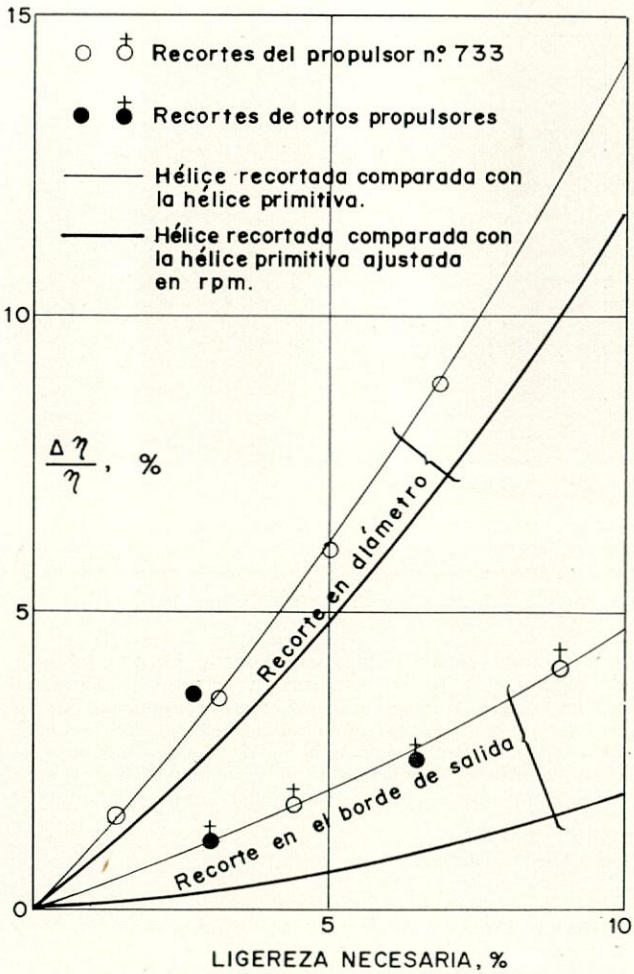


Fig. 2.7.—Pérdida de rendimiento de la hélice al recortarla.

En estas condiciones el armador se ve precisado a instalar una nueva hélice, adaptada a las nuevas condiciones de servicio del conjunto buque-equipo propulsor. El recorte de la hélice primitiva es una alternativa conveniente para evitar el cuantioso gasto que muchas veces representa el proyecto y construcción de una nueva hélice. Por esta razón se ha considerado que la pérdida de rendimiento ha de calcularse comparando el rendimiento de la hélice adecuada para el buque con el rendimiento de la hélice original convenientemente recortada, bien sea en diámetro o en el borde de salida. Dicha comparación se ha incluido en la figura 2.7, con trazo lleno, pudiendo observarse que la pérdida de rendimiento, para el caso de recortes del borde de salida, es de muy escasa cuantía.

6. Utilizando los resultados de los diversos ensayos efectuados en el Canal con diferentes hélices, antes y después de recortadas, se ha elaborado el diagrama de la figura 2.8, que permite estimar la pérdida de velocidad previsible, para una potencia dada del motor, en función del aligeramiento introducido a la hélice recortada. Esta pérdida de velocidad depende también del exponente k de la curva P-V, en la zona de velocidades de servicio.

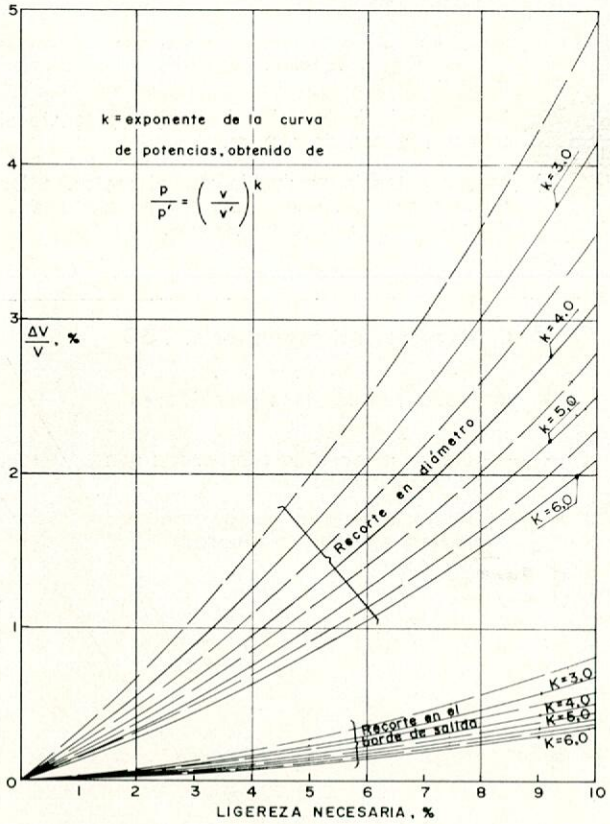


Fig. 2.8.—Pérdida de velocidad, en función de la ligereza que ha de darse a la hélice.

El gráfico prueba concluyentemente la conveniencia de modificar la hélice mediante recorte en el borde de salida, lo que produce una ganancia de velocidad considerable, con respecto a la hélice modificada mediante recorte en diámetro, siendo al mismo tiempo de muy escasa cuantía la disminución de velocidad con respecto a la hélice adecuada por modificación del paso original.

3. CONCLUSIONES.

1. El proyecto de la hélice de servicio de un buque de nueva construcción ha de hacerse dando prioridad al comportamiento de la hélice en servicio, por lo que deberá preverse un margen de ligereza en pruebas, que podrá oscilar entre el 3 y el 6 por 100, según el tipo de buque.

2. Si el proyecto de hélice se ha hecho dando prioridad a que la hélice absorba la potencia de placa en pruebas, con una ligereza muy pequeña, para así conseguir una velocidad mayor a las r. p. m. del motor, ello dará lugar a una falta de adaptación de la hélice al motor, en condiciones medias de servicio, lo que puede conducir a sobrecargas del motor, con disminución de la velocidad de servicio por no poderse alcanzar el régimen de r. p. m. al ser la hélice pesada, lo que originará también un mal funcionamiento del equipo propulsor, con mayor número de averías, desgastes anormales en las camisas, mayores gastos de mantenimiento, etc.

3. Se considera aconsejable que la hélice de respeto de todo buque de nueva construcción obedezca al mismo proyecto que la hélice de servicio, con la sola modificación de tener un paso ligeramente inferior para que dicha hélice sea de un 2 a un 3 por 100 más ligera, lo que la hará muy adecuada a las condiciones modificadas de servicio del buque después de un plazo de tres a cinco años. En caso de avería en la hélice de servicio durante el primer año de vida del buque, no existiría ningún inconveniente en emplear la hélice de respeto, lo que llevaría consigo incrementar un 2 ó 3 por 100 el régimen de r. p. m. de servicio para absorber la misma potencia de régimen.

4. Dado el elevado deterioro de las condiciones hidrodinámicas del casco a lo largo de la vida del buque, unido al natural deterioro del equipo propulsor, ha de preverse la posibilidad de modificar la hélice de servicio para aprovecharla una vez adaptada a las condiciones modificadas de servicio del buque. La modificación de la hélice de servicio, mediante recorte del borde de salida de las palas, es la solución más aconsejable, ya que ello es compatible con una mínima disminución en la velocidad de servicio del buque.

5. El acabado de las hélices tiene gran importancia en su rendimiento, por lo que deberá prestarse gran interés a una cuidada construcción de la hélice, siendo también necesario un examen y revisión periódica de la superficie de las palas en las distintas varadas del buque. En el caso de grandes paradas en puerto, especialmente en aguas tropicales, donde la acción biológica de organismos marinos es mayor, puede ser recomendable que se limpien las hélices con ayuda de un buzo.

6. Deberá prestarse igualmente gran atención a la protección catódica del buque para evitar en lo posible la acción galvánica, tanto sobre el casco como sobre la hélice.

7. El empleo de pinturas tipo epoxy, que reduzcan la importancia de la suciedad de la carena, es especialmente aconsejable en buques de alto coeficiente de bloque, donde la pérdida de velocidad por aumento de la resistencia friccional es particularmente alta por la doble razón de ser muy alto el valor R_f/R_t y ser menor el exponente k de la curva P-V, al trabajar el buque a bajos valores del número de Froude.

8. En determinados casos podrá ser conveniente llevar a cabo un nuevo proyecto de hélice de servicio, después de varios años de servicio del buque, lo que llevaría a optimizar la velocidad de servicio, teniendo en cuenta las condiciones deterioradas del casco y maquinaria, con una pequeña ganancia añadida al mejorar la rugosidad superficial de la nueva hélice con respecto a la hélice original, modificada.

9. La modificación de hélices mediante recorte del borde de salida requiere un estudio experimental, siendo fácil su ejecución práctica. Este recorte resulta especialmente adecuado en el caso de hélices en tobera o timón-tobera, ya que en ese caso un recorte de diámetro conduciría a graves pérdidas de rendimiento propulsivo.

4. APENDICE. — RESULTADOS OBTENIDOS, MEDIANTE RECORTE DEL BORDE DE SALIDA, PARA UNA HELICE EN TOBERA.

1. Como se ha indicado anteriormente, el recorte del borde de salida es especialmente indicado para hélices en

tobera o timones-tobera, cuando se hace necesario aligerar las hélices por existir las razones adicionales siguientes:

— El recorte en diámetro no es aconsejable, para hélices en tobera, por producirse entonces mayores pérdidas en rendimiento, al desaprovecharse las partes de la hélice que trabajan en flujo más acelerado, aumentando al mismo tiempo los torbellinos de punta de pala.

— A igualdad de par absorbido por la hélice, el tiro disminuye sensiblemente al disminuir el diámetro (R. 19).

— La modificación de las hélices de servicio, mediante la variación de paso en la parte externa de las palas, no parece conveniente para hélices que trabajen en timones-tobera, pues ello puede dar lugar a disminuir los huelgos operativos entre la hélice y la superficie de la tobera, con peligro de disminuir la amplitud de giro prevista para el timón-tobera.

A continuación se incluyen los resultados obtenidos en El Pardo con una hélice en tobera, en la que se recortó su borde de salida para conseguir un cierto aligeramiento del propulsor.

2. Las características principales del buque utilizado para estos ensayos figuran a continuación:

— Carena n.º 1660-A.
Eslora de desplazamiento, $L_\nabla = 27{,}29$ m.
Eslora entre perpendiculares, Lpp = 25,50 m.
Manga fuera de miembros, B = 7,50 m.
Calado medio a plena carga, Tm. = 3,60 m.
Diferencia de calados, Tpp - Tpr = 0.
Coeficiente de bloque, $\delta = 0{,}5783$.
Desplazamiento con apéndices, $\Delta = 409{,}2$ t.

— Equipo propulsor:
Motor de 1.160 BHP de potencia máxima continua, a 380 r. p. m., directamente acoplado.

Propulsor original n.º 1.751

Secciones tipo Kaplan.
Diámetro, D = 1,768 m.
Número de palas, z = 4.
Relación de paso, $H_{0,7}/D = 0{,}8951$.
Relación de áreas, $A_E/A_O = 0{,}70$.

Propulsor recortado n.º 1.759

Recorte en borde de salida del propulsor n.º 1.751.
Diámetro, D = 1,768 m.
Número de palas, z = 4.
Relación de paso, $H_{0,7}/D = 0{,}8951$.
Relación de áreas, $A_E/A_O = 0{,}666$.

Tobera fija

Tobera aceleradora, cuyas dimensiones principales son:
Diámetro interior = 1,789 m.
Longitud de la tobera = 0,879 m.

3. Se realizaron ensayos de propulsor aislado en tobera con ambos propulsores, cuyos resultados se representan en la figura 4.1.

Para la ejecución de estos ensayos se utilizó el dinamómetro de propulsor aislado, que, según especificaciones del Canal, fue construido por la firma alemana Kempf & Remmers. Dicho dinamómetro, de alta precisión, permite medir electrónicamente, tanto el par absorbido como las revoluciones por minuto de la hélice, midiendo al mismo tiempo el empuje total del sistema hélice tobera y el empuje parcial proporcionado por la tobera (véase figura 4.2).

4. Se llevaron a cabo también ensayos de autopropulsión, ensayos de tracción a punto fijo y ensayos de

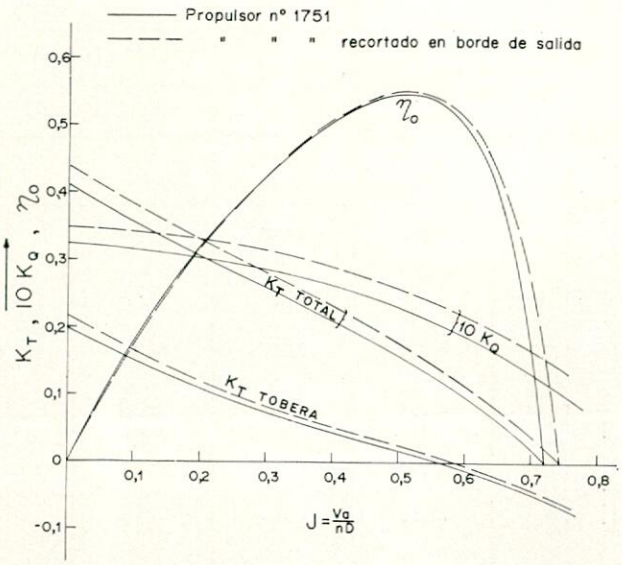


Fig. 4.1.—Propulsor 1751. Z = 4. D = 1,768 m. $A/A = 0{,}70$. $\frac{H_{0,7}}{D} = 0{,}8951$.

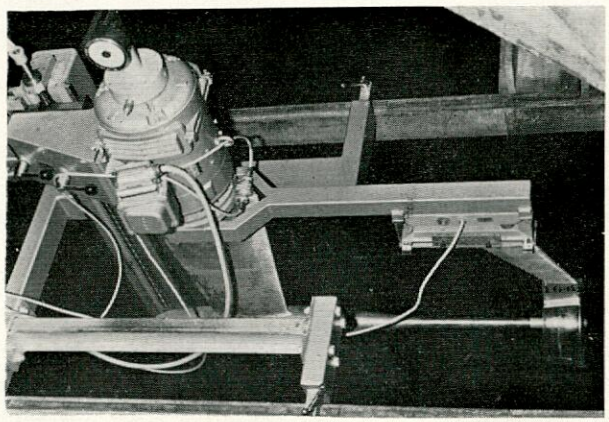


Fig. 4.2.

tracción en arrastre, a la velocidad de ocho nudos, con cada una de las hélices números 1.751 y 1.759, para la situación de calados indicada anteriormente.

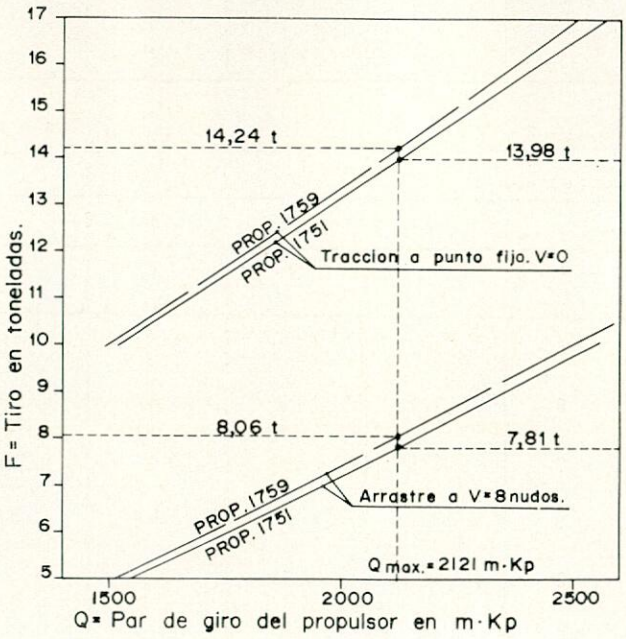


Fig. 4.3.

Tabla 3

RESULTADOS EN MARCHA LIBRE

	Propulsor número 1.751 en tobera 106				Propulsor número 1.759 en tobera 106			
V nudos	T kp	Q kp m	n r. p. m.	P_D CV	T kp	Q kp m	n r. p. m.	P_D CV
10,0	3.074	924	268,8	347	3.024	902	278,4	351
10,5	3.616	1.086	287,2	435	3.547	1.058	297,5	439
11,0	4.222	1.267	306,9	543	4.165	1.234	317,5	547
11,5	4.982	1.485	328,4	681	4.939	1.457	339,5	691
12,0	6.016	1.770	354,2	875	5.914	1.734	366,1	886
12,5	7.536	2.188	388,2	1.186	7.395	2.148	401,2	1.203
13,0	9.684	2.787	431,1	1.678	9.494	2.728	444,7	1.694

Tabla 4

RESULTADOS DE TRACCION A PUNTO FIJO

	Propulsor número 1.751 en tobera 106				Propulsor número 1.759 en tobera 106			
F t	T kp	Q m kp	n r. p. m.	P_D CV	T kp	Q m kp	n r. p. m.	P_D CV
10	5.560	1.522	281,5	598	5.550	1.496	290,0	606
11	6.118	1.674	295,2	690	6.105	1.645	304,2	699
12	6.663	1.824	308,1	785	6.657	1.793	317,6	795
13	7.213	1.974	320,5	883	7.194	1.938	330,2	894
14	7.758	2.124	332,4	986	7.730	2.087	342,6	998
15	8.330	2.270	343,8	1.090	8.278	2.230	354,2	1.103
16	8.850	2.421	354,7	1.199	8.798	2.369	365,3	1.208
17	9.369	2.566	365,3	1.309	9.353	2.510	376,3	1.319

Tabla 5

RESULTADOS DE LOS ENSAYOS DE ARRASTRE A OCHO NUDOS

	Propulsor número 1.751 en tobera 106				Propulsor número 1.759 en tobera 106			
F t	T kp	Q m. kp	n r. p. m.	P_D CV	T kp	Q m. kp	n r. p. m.	P_D CV
5	5.399	1.549	310,8	672	5.513	1.518	321,3	681
6	6.210	1.758	328,0	805	6.256	1.725	338,9	896
7	6.891	1.960	344,1	942	6.981	1.915	355,4	950
8	7.724	2.157	359,4	1.083	7.724	2.110	370,7	1.092
9	8.467	2.355	373,8	1.229	8.444	2.298	385,1	1.236
10	9.164	2.549	387,2	1.379	9.124	2.496	398,9	1.390

Calidad CLIFCO

En Clifco se «respira» la calidad.
Nuestros programas industriales –seleccionados entre los mejores del mundo– aportan su indiscutible calidad a la industria que los utiliza.
Pero esto no basta.
Los hombres de Clifco sabemos que el buen servicio y la atención personal, son complementos indispensables de la atmósfera de calidad en la que Clifco nos ha forjado.
Por esto procuramos que, desde su primer contacto con Clifco, encuentre usted calidad.
Haga una prueba.
Llámenos.

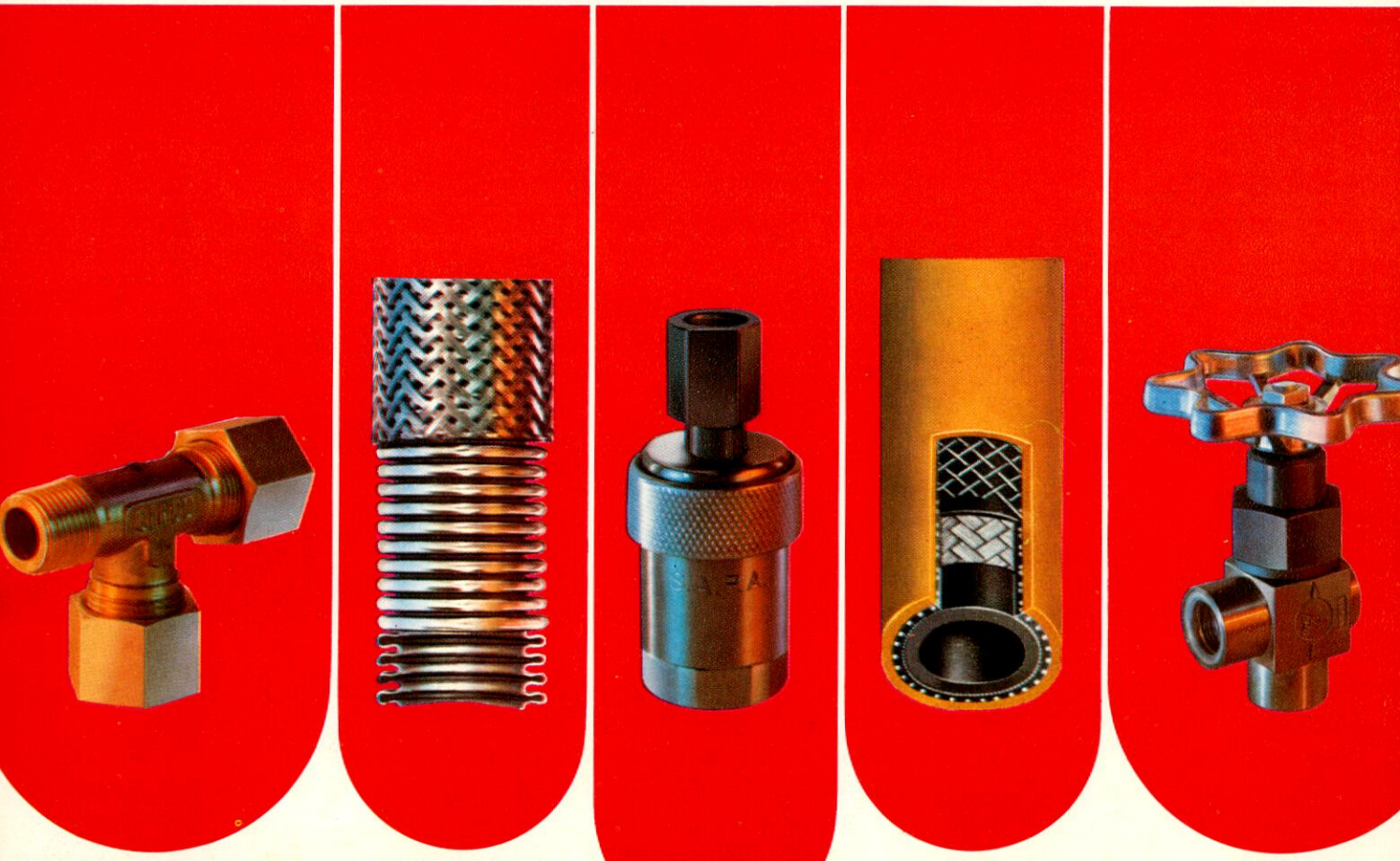
Póngase de acuerdo con

CLIFCO®

Teléfono (94) 441 22 50
Telex 32144
Rodríguez Arias, 60-BILBAO-13

HE AQUI LOS 5 PROGRAMAS INDUSTRIALES

CLIFCO ®



RACORES DE SEGURIDAD

TUBOS METALICOS FLEXIBLES

ACOPLAMIENTOS Y ACCESORIOS

MANGUERAS TECNICAS

VALVULAS

Urigüen Dochao, S. A. - H. Van Kortis - D. L.: BI-769-1976

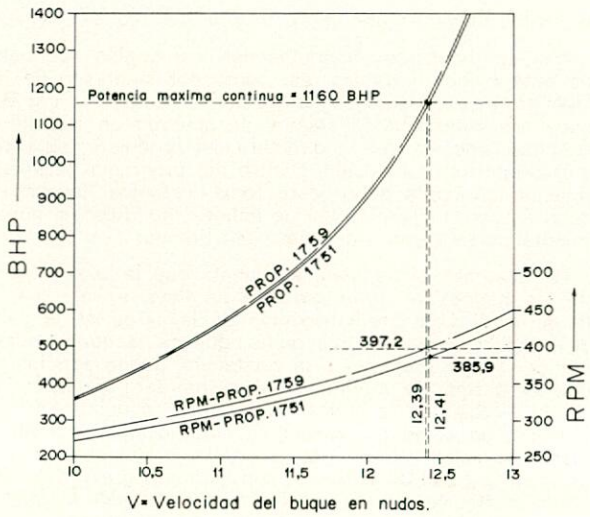


Fig. 4.4.

Los resultados de estos ensayos figuran en las tablas 3, 4 y 5.

5. En las figuras 4.3 y 4.4 se han representado gráficamente los resultados de los distintos ensayos. A la vista de dichos resultados se obtienen las siguientes conclusiones:

1. El rendimiento del propulsor recortado en borde de salida es prácticamente igual al del propulsor original. La pequeña pérdida de rendimiento concuerda muy aproximadamente con la que puede deducirse del diagrama de la figura 2.7.
2. El grado de ligereza obtenido mediante el recorte del borde de salida varía muy poco, según se consideren las situaciones de marcha libre, arrastre o tracción a punto fijo.
3. Como era previsible, el propulsor aligerado número 1.759 proporciona un pequeño aumento en la tracción máxima obtenible, correspondiente a la absorción del par máximo del motor, tanto a punto fijo como en arrastre.

5. REFERENCIAS.

1. A. YAZAKI y otros: «On the performance of a propeller with cut tips». Journal of Institute of Naval Architects of Japan, 1961.
2. «Modifying the propeller for optimum efficiency». Shipping World and Shipbuilder. Abril 1972.
3. J. J. MUNTJEWERF: «Ship-model Correlation and Service Roughness Allowances».
4. F. WELLMAN: «A survey of hull and propeller roughness data». Shipbuilder and Marine Engine Builder. Julio 1963.
5. A. LOGAN: «Service Performance of a fleet of Tankers». NECIES, 1961.
6. G. AERTSSEN: «Sea trials on two cross-channel twin screw motor ships». RINA, 1961.
7. G. AERTSSEN: «New sea trials on the sandblasted LUBUMBASHI». RINA, 1960.
8. L. C. BURRILL: «Propellers in action behind a ship». NECIES, 1961.
9. W. P. A. VAN LAMMEREN: «Effect of weather on trial speed results». Schifftechnik, 1965.
10. J. A. SMIT: «Considerations on Propeller Layout from the Engine Builder point of view». IESS, 1968.
11. H. KLINTORP: «Instalaciones de motores, sistemas y elementos de la sala de máquinas». Seminario sobre motores. Madrid, 1972.
12. J. F. ALLAN y R. S. CUTLAND: «The effect of Roughness on Ship Resistance». NECIES, 1955.
13. E. V. TELFER: «The reconciliation of Model data, measured mile results and Service Performance of Ships». NECIES, 1961.
14. G. LEVINE y S. HAWKINS: «Comments on Service Margins for Ships». Naval Engineers Journal. Octubre 1970.
15. V. FERDINANDE y R. DE LEMBRE: «Service perfomance and Seakeeping trials on a Car ferry». ISP, 1971.
16. J. R. SCOTT: «Voyage Performance of M. V. PROTESILAUS». RINA, 1970.
17. E. V. TELFER: «Some aspects of the external Maintenance of Tankers». RINA, 1971.
18. H. J. S. CANHAM y W. M. LYNN: «The propulsive performance of a group of intermediate Tankers». RINA, 1962.
19. P. O'DOGHERTY: «El empleo de toberas para la propulsión de pesqueros de arrastre». Rotación. Enero 1973.
20. G. AERTSSEN: «Service performance and trials at Sea». Apéndice V. Sesión de comportamiento en servicio, XII, ITTC, 1969.
21. J. J. MUNTJEWERF y B. S. BOWDEN: «Hull deterioration and fouling». Apéndice 7. Sesión de comportamiento en servicio, XIV, ITTC, 1975.
22. A. M. VAN LONDEN: «A Hydrophilic Ship bottom system to improve a ship's performance». NPCA Conference. Marzo 1974.

6. SIMBOLOS.

A_E/A_O	= Relación de áreas del propulsor.
C_D	= Coeficiente de resistencia de un perfil.
C_L	= Coeficiente de sustentación de un perfil.
D	= Diámetro del propulsor. Resistencia hidrodinámica de un perfil.
F	= Tiro.
H	= Paso de la hélice.
J	= Grado de avance del propulsor.
k	= Exponente de la variación Potencia-Velocidad.
K_Q	= Coeficiente adimensional de par.
K_T	= Coeficiente adimensional de empuje.
L	= Fuerza de sustentación de un perfil.
l_r	= longitud de un perfil.
N, n	= revoluciones del propulsor.
P	= Potencia.
P_D	= Potencia absorbida por la hélice.
P_C	= Incremento de potencia debido a la suciedad del casco.
P_{CH}	= Incremento de potencia debido al deterioro en la interacción hélice-carena.
P_H	= Incremento de potencia debido al deterioro de la hélice.
P_M	= Incremento de potencia debido al deterioro de la maquinaria.
P_V	= Incremento de potencia debido al envejecimiento del casco.
P_P	= Presión local sobre la cara de presión de un perfil.
P_S	= Presión local sobre la cara de succión de un perfil.
PME	= Presión media efectiva de un cilindro.
Q	= Par absorbido por la hélice.
r	= Rugosidad superficial de las palas.
R_f	= Resistencia friccional.
R_t	= Resistencia total.
S	= Superficie.
T	= Empuje del propulsor.
t	= Coeficiente de succión $= 1 - \frac{R_t}{T}$
t.pm.	= Toneladas de peso muerto.
V	= Velocidad.
Vp	= Velocidad local del fluido en la cara de presión de un perfil.
V_S	= Velocidad local del fluido en la cara de succión de un perfil.
w	= coeficiente de estela.
z	= Número de palas del propulsor.
α	= Angulo de ataque.
α_o	= Angulo de sustentación nula.
β_i	= Angulo hidrodinámico de avance.
η	= Rendimiento.
Γ	= Circulación.
μ	= Micra = 10^{-6} m.
ρ	= Densidad del fluido.

DISCUSION

Sr. Pérez Gómez

Deseo felicitar a los autores por el excelente trabajo que han realizado y la brillantez de su presentación.

Encuentro además muy meritorio el deseo de divulgación con que ha sido escrito y estoy seguro que contribuirá a aclarar muchas ideas sobre este tema tan importante. (Personalmente he solicitado a los autores su autorización para incluir parte del mismo en los apuntes de Principios de Teoría del Buque, que he preparado para la Escuela.)

Con relación al contenido del trabajo, únicamente deseo insistir en que la decisión sobre el tipo de reforma más adecuada que es preciso introducir en un propulsor que haya resultado pesado no ha de adoptarse buscando fundamentalmente que el rendimiento del propulsor resultante sea el mayor posible, sino que es preciso cuidar también su comportamiento en cavitación, y debe tenerse en cuenta que el recorte perjudica la relación espesor/cuerda, con el consiguiente efecto desfavorable para la cavitación tipo burbuja e incluso para la tipo nube (debido a que, al disminuir el ángulo de ataque, el flujo cavitante puede reestablecerse sobre el propulsor). Por otra parte, el aumento de revoluciones puede originar cavitación en la cara de presión, fundamentalmente si se trata de un buque nuevo.

Sr. Palencia Herrero

Quisiera conocer qué planos y datos necesita el Canal para hacer un estudio de recorte de borde de salida de las hélices.

Sr. Mazarredo

Como han indicado otros participantes en la discusión, debe felicitarse a los autores por este trabajo, en el que se propone levantar, recortándolo, el borde de salida de las palas de las hélices para aligerarlas. Como era de esperar, los resultados muestran que este método es más recomendable que recortarlas en diámetro o doblarlas para disminuir su paso.

También encuentro muy oportunas las consideraciones que se hacen sobre el aumento de pesadez que se produce en la hélice como consecuencia de la mayor resistencia y menor velocidad de entrada que se presentan a lo largo de la vida del barco, debido a la corrosión, por una parte (recta o curva base de los dientes de sierra, figura 1.5), y de las incrustaciones (casi toda la altura de los citados dientes). Ambas causas producen un aumento de rugosidad en la carena, que es lo que a su vez da lugar a los efectos citados. Por ello, en varias instituciones extranjeras y en la propia AICN, como ya indicó Joaquín de Espona en su trabajo, se está trabajando en esta cuestión, que no es precisamente académica, ya que, según la BSRA, cada 10 μ de altura, con una «longitud de onda» de 50 mm., suponen 1 por 100 de aumento de potencia. No creo, en cambio, que tengan tanta importancia en la práctica las pérdidas de rendimiento en línea de ejes, o de potencia en máquinas, debido a las revisiones periódicas y la vigilancia que continuamente realiza el personal de a bordo.

En relación con las consideraciones que se hacen en el apartado 2.3, deseo observar que la pérdida de sustentación originada por quitarle curvatura al perfil puede ser de mayor importancia que la correspondiente a la disminución del ángulo de incidencia. De hecho, hace años, todavía en El Pardo, introduje correcciones en el proyecto de algunas hélices modificando bordes de entrada y de salida, según conviniera. En cualquier caso, el ajuste correspondiente de las revoluciones lo realizaba partiendo de la pérdida de sustentación que experimentan las secciones 0.7 ó 0.8 como consecuencia de la disminución de concavidad o curvatura introducida, con resultados aceptables. Lo mismo se puede hacer en la actualidad, pero con mucha mayor confianza, realizando los cálculos con un programa de ordenador como el que se ha desarrollado en la AICN para hallar las características hidrodinámicas de un propulsor de una geometría dada en un campo de velocidades conocido.

Por último, creo que ha sido una excelente idea mostrar la aplicación del método propuesto a las hélices en tobera, en las que, en buena lógica, no cabe otra corrección.

Los autores

Agradecemos el interés que han mostrado por este trabajo cuantos han intervenido en su discusión, pasando a contestar individualmente a las cuestiones presentadas.

Al señor Pérez Gómez

Nos sentimos muy honrados por los elogios que hace de este modesto trabajo, así como por su deseo de incluir parte del mismo en sus «Apuntes de Teoría del Buque», en preparación. Estamos de acuerdo en que debe cuidarse, además del rendimiento del propulsor, su comportamiento en cavitación. Dentro del programa de investigación en curso sobre este tema, estamos llevando a cabo ensayos de cavitación de hélices modificadas, cuyos resultados se darán a conocer a su tiempo.

No obstante, si se tiene en cuenta que la modificación de las hélices en la forma que se lleva a cabo en El Pardo implica una redistribución de la carga de la pala, aliviando a la parte de la punta, que es la que generalmente es más propensa a la cavitación, puede anticiparse que este tipo de modificación no ha de perjudicar las características de la hélice original con respecto a la cavitación, tal como ocurre con la modificación de hélices mediante calentamiento de las palas y disminución del paso en la parte de la punta, con aumento grave del riesgo de cavitación cara de presión en esa parte de las palas.

Por otra parte, los datos de servicio de propulsores modificados mediante recorte del borde de salida han conducido a resultados muy satisfactorios, que no se habrían alcanzado de haber surgido fenómenos cavitatorios.

Al señor Palencia

La información requerida para realizar un estudio de este tipo es la siguiente:

— Plano de la hélice de servicio del buque.

— Datos de la planta propulsora, incluyendo su potencia máxima continua, r. p. m. de la planta propulsora y de la hélice, protocolo de las pruebas de banco del motor, etc.

— Informe completo de las pruebas de mar del buque a su entrega y datos de servicio del mismo, incluyendo velocidades, calados, fechas de entrada y salida de dique, r. p. m. del motor, posición de la varilla de inyección, temperaturas de los gases de escape, potencias medidas o estimadas, etc.

— Si el buque fue ensayado en el Canal de El Pardo se necesitarán los datos adecuados para identificar los números de los modelos ensayados. En caso contrario deberá acompañarse el plano de formas del buque, plano del timón y datos relativos a los calados operativos en servicio.

Al señor Mazarredo

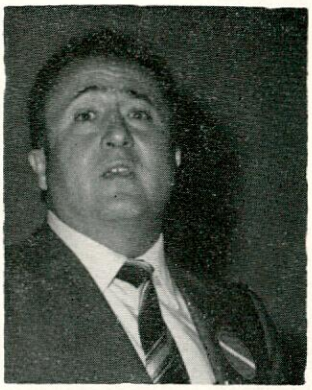
El estudio de la variación en servicio de la rugosidad de la carena, debido, por una parte, a la corrosión y erosión del casco por envejecimiento y a las incrustaciones y ensuciamiento de la carena, es de gran interés para poder evaluar en cada caso cuál debería ser la filosofía de proyecto de las hélices más aconsejable para alargar el plazo de utilización de las mismas dentro de unas condiciones favorables de explotación del buque. Es alentador saber que la AICN está interesada por este problema, ya que la publicación de datos prácticos correspondientes a buques españoles ha de ser de gran utilidad.

Estamos de acuerdo en que parte de la pérdida de sustentación de cada perfil es debida a la disminución de curvatura virtual, producida al levantar el borde de salida. No obstante, el problema de modificar una hélice de servicio, reduciendo la potencia absorbida a unas r. p. m. dadas, sin poder alterar el proyecto de las secciones, es completamente diferente a las posibles correcciones del proyecto de una hélice manteniendo la misma potencia de proyecto y modificando los bordes de salida o entrada, con libertad para cambiar la forma del perfil por razones generalmente de cavitación, lo que representa un problema muy diferente.

En el caso de hélices en tobera, la modificación del borde de salida es particularmente interesante por la gran pérdida de rendimiento que puede asociarse a cualquier recorte en diámetro.

Una innovación en el proyecto de hélices

Gonzalo Pérez Gómez. Dr. Ing. Naval



RESUMEN

Se propone una innovación en el proyecto de hélices, con la que se espera mejorar su rendimiento propulsivo y su comportamiento en cavitación. Es previsible que se consiga, además, reducir el nivel de las fluctuaciones de presión originadas por la hélice sobre la bovedilla del codaste.

Para comprobar la viabilidad de la idea se ha efectuado una pequeña investigación, de la que se han deducido conclusiones de gran interés en el campo de la correlación modelo-buque y en relación con el mecanismo de interacción hélice-casco.

SUMMARY

The author presents an innovation in propeller design which is expected to improve the propulsive efficiency and the cavitation behaviour of propellers. At the same time, it is also foreseeable to have a reduction of the pressure fluctuation forces induced on the afterbody by propellers.

In order to verify the feasibility of the idea, a short investigation has been carried out which has shown some conclusions of great interest related to ship-model correlation procedures and also to the propeller-hull interaction mechanism.

INDICE

1. INTRODUCCION.
2. ALGUNAS CONSIDERACIONES TEORICAS.
   - 2.1. **Teorema de Kutta Joukowsky.**
   - 2.2. **Teorema de Lagrange.**
   - 2.3. **Consecuencia de los teoremas de Helmholtz.**
   - 2.4. **Generación de la circulación alrededor de un perfil currentiforme de anchura infinita que se mueve paralelamente a sí mismo en el seno de un líquido en reposo.**
   - 2.5. **Generación de la circulación alrededor de un perfil currentiforme de anchura finita.**
   - 2.6. **Aplicación de la teoría vorticial al estudio del comportamiento de un propulsor.**
     - 2.6.1. Comportamiento de un elemento anular, de anchura elemental, del propulsor.
     - 2.6.2. Distribución radial óptima de la circulación sobre la pala de una hélice.
3. DESCRIPCION DE LA INNOVACION QUE SE PROPONE.
   - 3.1. **Fundamentos.**
   - 3.2. **Comentarios sobre algunos precedentes conocidos sobre la idea que se propone.**
     - 3.2.1. Propulsores con tobera incorporada («ring propellers»).
     - 3.2.2. Propulsores en toberas fijas.
     - 3.2.3. Propulsores con extremos de palas no convencionales.
   - 3.3. **Descripción de la innovación que se propone.**
4. RESULTADOS EXPERIMENTALES.
   - 4.1. **Generalidades.**
   - 4.2. **Presentación de los resultados obtenidos con cada una de las variantes.**
     - 4.2.1. Ensayo con el propulsor tipo Kaplan (variante A).
     - 4.2.2. Ensayos con el propulsor tipo Kaplan dotado de un anillo tubular exterior (variante B).
     - 4.2.3. Ensayos con el propulsor tipo Kaplan dotado de unas placas cilíndricas de contorno elíptico (variante D).
     - 4.2.4. Ensayos con el propulsor tipo Kaplan dotado de unas placas cilíndricas de contorno reducido (variante E).
     - 4.2.5. Ensayos con el propulsor tipo Kaplan dotado de un anillo currentiforme (variante C).
     - 4.2.6. Ensayos con el propulsor tipo Kaplan dotado de placas de formas currentiformes tangentes al cilindro proyectante de la hélice paralelo a la línea de ejes (variante F).
     - 4.2.7. Ensayos con el propulsor tipo Kaplan situado en el interior de una tobera fija (variante G).
     - 4.2.8. Ensayos con el propulsor tipo Kaplan situado en el interior de una semi-tobera fija (variante H).
     - 4.2.9. Estimación de la velocidad correspondiente a un propulsor de las mismas características que la variante A, pero reducido de las series B-B del N. S. M. B. (variante I).
5. CONCLUSIONES FINALES.
   - 5.1. **Consideraciones sobre la idea que se propone.**
   - 5.2. **Consideraciones sobre los procedimientos de extrapolación.**
   - 5.3. **Consideraciones sobre ciertas tendencias que se están produciendo en los criterios de diseño de las formas de la obra viva.**

1. INTRODUCCION

La incidencia del aumento del precio del combustible sobre el mercado de fletes ha originado una severa crisis en el ámbito de la construcción naval.

En las circunstancias actuales no basta aquilatar el coste de los buques, sino que es sumamente necesario buscar, simultáneamente, soluciones más brillantes que realcen el atractivo de los prototipos.

Este trabajo ha de considerarse como una pequeña contribución dentro de ese esfuerzo general que se ha mencionado.

Se propone introducir ciertos perfeccionamientos en los diseños tradicionales de propulsores que han de proporcionar cierta mejora en el rendimiento propulsivo y en el comportamiento en cavitación. Se espera conseguir simultáneamente una reducción en la magnitud de las fuerzas de presión que actúan sobre la bovedilla del codaste originadas por la hélice.

Para comprobar la viabilidad de la idea que se propone se ha efectuado una pequeña investigación, cuyos resultados se incluyen.

Al analizar los resultados de la investigación se han obtenido conclusiones de gran interés en relación con los procedimientos de extrapolación y con el mecanismo de interacción hélice-casco.

Aunque es necesario estudiar con mayor profundidad la idea que se propone, los resultados obtenidos hasta el momento presente son alentadores.

En el capítulo segundo se presentan ciertas consideraciones teóricas, un tanto clásicas, que guardan muy estrecha relación con la innovación propuesta.

En el capítulo tercero se describe la innovación que se propone y se comentan ciertos precedentes relacionados con ella.

El capítulo cuarto contiene los resultados del programa de ensayos.

Finalmente, en el capítulo quinto se presentan las conclusiones obtenidas.

2. ALGUNAS CONSIDERACIONES TEORICAS

La finalidad de este apartado no es realizar una exposición actualizada del estado del arte de las técnicas de diseño de propulsores marinos adaptados al compo de velocidades de estela del buque, sino recordar al lector ciertos teoremas de Mecánica de Fluidos, que le facilitarán el seguimiento de los argumentos que tratan de establecer la consistencia teórica de la idea que se propone.

2.1. Teorema de Kutta Joukowsky

«La acción ejercida por un fluido perfecto sobre un cuerpo, como consecuencia de la existencia de una circulación, es una fuerza normal a la dirección de la corriente y se reduce, por lo tanto, a una sustentación» (ref. 1, capítulo 16, pág. 480).

El número de Reynolds al que funciona el propulsor del buque es lo suficientemente elevado como para que se pueda suponer que el agua del mar se comporta como un fluido perfecto en el exterior de la capa límite que rodea a cada pala del propulsor.

A efectos del cálculo de la circulación sobre las palas del propulsor es posible considerar la capa límite como una superficie de discontinuidad y sustituirla por una capa de torbellinos que suministren una circulación igual a la que existe en el flujo irrotacional exterior a la capa límite.

2.2. Teorema de Lagrange

«Si en un fluido perfecto en movimiento las fuerzas por unidad de masa admiten un potencial, y si además la densidad depende únicamente de la presión, se verifica que si en un instante determinado las velocidades en una región del fluido derivan de un potencial, sucede lo mismo en cualquier otro instante en dicha región» (ref. 1, capítulo XIV, pág. 385).

2.3. Consecuencia de los teoremas de Helmholtz

De los teoremas de Helmholtz se deduce que cuando se cumple el teorema de Lagrange, cada tubo de torbellino está caracterizado porque el valor de la circulación alrededor de cualquier línea que lo rodee es constante. Según esto, un tubo de torbellino no puede interrumpirse bruscamente en el seno de un fluido, sino que habrá de prolongarse indefinidamente o terminar, bien en las paredes sólidas que limiten al fluido, o en las superficies de discontinuidad, o bien cerrarse sobre sí mismo (ref. 1, capítulo XIV, pág. 392).

2.4. Generación de la circulación alrededor de un perfil currentiforme de anchura infinita que se mueve paralelamente a sí mismo en el seno de un líquido en reposo

Como es sabido, cuando un perfil currentiforme se traslada paralelamente a sí mismo en el seno de un fluido en reposo, bajo determinadas condiciones aparece en él una fuerza de sustentación perpendicular a la dirección del movimiento. Sin embargo, para que tal fuerza aparezca es preciso, según el teorema de Kutta Joukowsky, que se origine una circulación alrededor del perfil, circulación que, por otra parte, no podría aparecer, según Helmholtz, ya que inicialmente el perfil se hallaba en reposo. Al ser inicialmente nula la circulación, no podrá aparecer después.

En los fluidos reales sucede que el flujo que inicialmente se desarrolla en torno al perfil currentiforme posee carácter potencial. A medida que aumenta la velocidad del perfil aumenta la intensidad del flujo, hasta que se origina un desprendimiento de la capa límite y aparece una serie de torbellinos en las proximidades al borde de salida, que se suelen denominar torbellinos de arranque. Estos torbellinos de arranque constan en realidad de infinitos vórtices elementales que, de acuerdo con los teoremas de Helmholtz, se han de extender hasta el infinito, como le sucede al propio perfil. Como la circulación inicial era nula, sobre la superficie del perfil currentiforme se desarrolla una circulación igual y contraria a la producida por los torbellinos de arranque (véase fig. 1).

De acuerdo con Helmholtz, las partículas que pertenecen a las regiones rotacional e irrotacional del fluido no se entremezclan y, por consiguiente, los torbellinos de arranque se desprenden del perfil y se extinguen bajo el efecto de la viscosidad, mientras que la circulación que aparece en la superficie de discontinuidad que rodea al perfil currentiforme y que separa las regiones rotacional e irrotacional del fluido permanece en tanto no decrezca la velocidad de traslación del perfil (véase ref. 2, página 167).

2.5. Generación de la circulación alrededor de un perfil currentiforme de anchura finita

Cuando la anchura del perfil currentiforme es infinita, la circulación en cada sección transversal del perfil se mantiene constante, pero no sucede lo mismo cuando el perfil posee una anchura finita, ya que entonces aparece cierta circulación en los extremos laterales del perfil (torbellinos trazas), debido a que los tubos de torbellinos se cierran sobre sí mismos, como se indica en la figura 2.

En este caso, la distribución de la circulación adopta un aspecto parecido al de la figura 3.

Como es sabido, los torbellinos trazas que se originan en las zonas laterales de la superficie de discontinuidad originan una velocidad inducida perpendicular al plano definido por la velocidad de avance del perfil y por el eje de los torbellinos de las trazas.

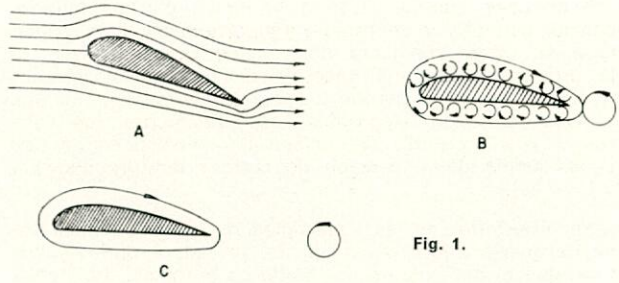


Fig. 1.

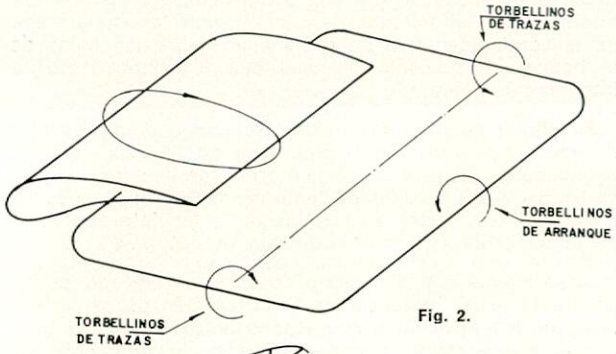


Fig. 2.

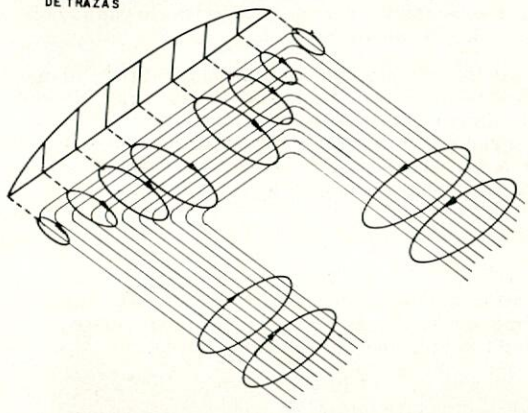


Fig. 3.

2.6. Aplicación de la teoría vorticial al estudio del comportamiento de un propulsor

2.6.1. Comportamiento de un elemento anular, de anchura elemental, del propulsor

Se entenderá por elemento anular de un propulsor al sólido que se obtiene el hallar la intersección de una pala de la hélice con dos superficies cilíndricas coaxiales con ella de radios respectivos r y r+dr.

Supóngase que este elemento curvo se rectifica y, en consecuencia, la composición de velocidades relativas del agua respecto a él se supone también plana.

Sea V' la velocidad de avance del elemento anular en el seno del fluido y ω la velocidad de rotación angular.

En la figura 4 se ha representado la composición de velocidades correspondiente al elemento anular.

El vector OA es la velocidad relativa teórica del agua respecto al elemento.

Debido a la variación de circulación que existe en una pala de la hélice (véase fig. 3) al pasar de la sección circunferencial de radio $r + \frac{dr}{2}$ a las secciones de radio respectivas r y r + dr, el elemento anular poseerá unos torbellinos de trazas virtuales que originarán una velocidad inducida i cuya dirección es perpendicular a la velocidad efectiva del agua respecto al elemento (vector OB). Esta velocidad inducida i poseerá unas

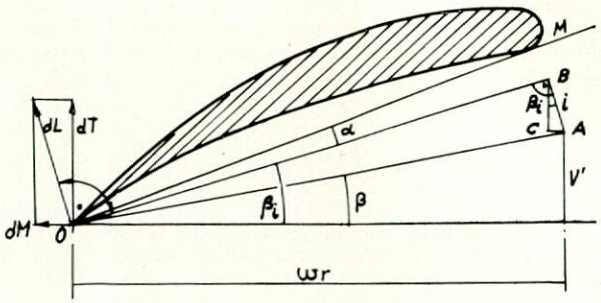


Fig. 4.

componentes axial y tangencial cuyas magnitudes se expresarán en forma de porcentajes de las velocidades teóricas axial y tangencial del propulsor.

$$CA = r\,\omega\,a' \quad ; \quad BC = a\,V' \quad ;$$

$$\operatorname{tg} \beta\, i = \frac{V'(1 + a)}{r\,\omega\,(1 - a')} \qquad (1)$$

El ángulo (α) que forma el vector OB con la cuerda OM del propulsor se denomina ángulo de ataque.

Con auxilio de los teoremas de la cantidad de movimiento y del momento cinético pueden obtenerse ciertas conclusiones de interés acerca de la variación de las velocidades inducidas por la hélice sobre el fluido, al atravesar éste el disco del propulsor.

Supóngase que los elementos anulares de espesor dr de todas las palas se substituyen por una corona circular impulsora del mismo espesor dr y que produzca el mismo efecto.

Siguiendo la nomenclatura anterior se supondrá que el fluido al salir del elemento anular poseerá una velocidad axial igual a V'(1 + b).

El flujo de fluido que atraviesa la corona impulsora en la unidad de tiempo es:

$$Q = \rho\, V'(1 + a)\, A_o \qquad (2)$$

$$A_o = 2\,\pi\, r\, dr$$

La variación de la cantidad de movimiento en la unidad de tiempo es igual al diferencial de empuje suministrado por la corona circular:

$$dT = Q\,[V'(1 + b) - V'] = Q\,V'b \qquad (3)$$

En principio, se despreciarán las fuerzas de viscosidad y, por consiguiente, se admitirá que el fluido a su paso por el propulsor no recibe ninguna impulsión tangencial.

Expresando que el trabajo ejercido por la corona impulsora en la unidad de tiempo es igual al incremento de energía cinética que sufre el fluido a su paso por la corona, se obtiene:

$$\frac{1}{2}\, Q \left[V'^2 (1 + b)^2 - V'^2 \right] = dT V' (1 + a) \qquad (4)$$

Efectuando operaciones se llega a:

$$a = \frac{b}{2} \qquad (5)$$

Debe tenerse en cuenta que el punto aguas abajo que posee la velocidad correspondiente a b = 2a es aquel en el que se cumple que la presión absoluta de cada uno de los puntos de la corona es la misma que la existente aguas arriba y donde la velocidad es V'.

A continuación se admitirá que la actuación de la corona impulsora es tal que es capaz de comunicar velocidades tangenciales al fluido.

Expresando que el incremento de momento cinético que recibe el fluido por unidad de tiempo es igual al momento de las fuerzas ejercidas por la corona, se obtiene:

$$dM = I_o \left[\omega (1 - b') \right] \qquad (6)$$

$$I_o = Q\, r^2$$

Se ha supuesto que la rotación del fluido antes de llegar al anillo es nula, y que aguas abajo, cuando se igualan las presiones, es $\omega (1 - b')$.

El trabajo entregado al disco anular se ha invertido en realizar un trabajo impulsor útil ($dT\,V'$), y en ceder al fluido una energía cinética de translación

$$\left[\frac{1}{2} Q\, (V'b)^2 \right]$$

y una energía cinética de rotación

$$\left[\frac{1}{2} Q\, r^2\, \omega^2\, (1 - b')^2 \right]$$

Efectuando un balance de energías se obtiene:

$$dM\,\omega = dT\,V' + \frac{1}{2} Q(V'b)^2 + \frac{1}{2} dM\,\omega\,(1 - b')$$

$$= dT\,V' + \frac{1}{2} dT\,V'b + \frac{1}{2} dM\,\omega\,(1 - b')$$

$$dM\,\omega \left[1 - \left(\frac{1 - b'}{2} \right) \right] = dM\,\omega \left(1 - a' \right) =$$

$$= dT \cdot V' \left(1 + \frac{b}{2} \right) = dT\,V'\,(1 + a) \qquad (7)$$

El segundo miembro representa el trabajo que realiza el propulsor sobre la corriente relativa que recibe y el primer miembro representa la parte del trabajo entregado a la corona impulsora que se invierte en realizar ese trabajo útil y, por tanto, $\omega \left[1 - \left(\frac{1 - b'}{2} \right) \right]$ representa la velocidad angular relativa del fluido respecto a la corona impulsora y se comprueba que cuando el fluido pasa a través del disco del propulsor la velocidad angular que adquiere es la mitad de la velocidad angular final.

A continuación se sigue al profesor Van Manen (referencia (3), pág. 78).

En la figura 5 se ha representado el sistema de torbellinos que genera la sección anular genérica del propulsor de radio r.

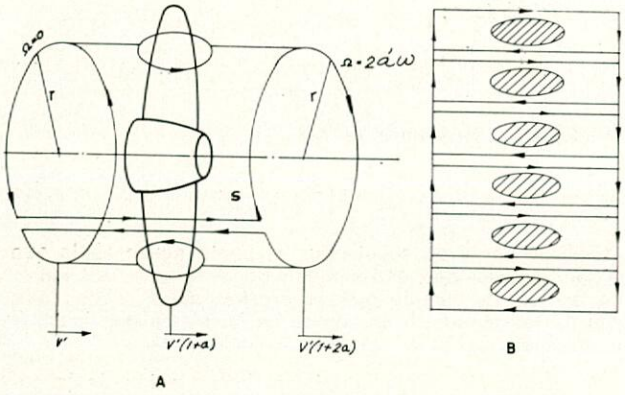


Fig. 5.

Supóngase que se corta a la hélice con un cilindro coaxial con ella y de radio r (superficie S). Esta superficie se cierra mediante dos planos perpendiculares a la orientación de sus generatrices que pasan, respectivamente, por los puntos en los cuales se supuso que la velocidad axial alcanzaba, respectivamente, los valores V' (característica del campo de velocidades situado aguas arriba de la sección de radio r del propulsor) y V'(1 + 2a).

En el exterior de las superficies de discontinuidad que se desarrolla sobre las palas del propulsor puedo admitirse que el movimiento del fluido es potencial. Por tanto, la circulación del vector de velocidades inducidas por todos los torbellinos que son encerrados por la línea de intersección del cilindro de radio r con las superficies de discontinuidad que se desarrollan sobre las palas de la hélice, no depende de cual sea el contorno de la integral curvilínea.

Se eligirá como contorno de integración el representado en la figura 5a. En la figura 5b se ha representado debidamente expandido el contorno representado en la figura 5a. A su vez, dicho contorno se ha descompuesto en contornos elementales rodeando a las intersecciones de la superficie (S) con cada una de las palas.

Si se acepta que el número de palas es elevado, podrá despreciarse la influencia en la circulación de cada contorno de los torbellinos que atraviesan los restantes contornos elementales (por compensarse la influencia de unos con la de los otros).

Se conoce el valor de la circulación total, ya que la circulación en el círculo situado aguas arriba es nula y la del círculo situado aguas abajo vale $2\pi r^2 \omega 2a'$. Si se designa por Γ el valor de la circulación correspondiente a la sección r de una de las palas y por Z el número de palas, se cumplirá:

$$\Gamma = \frac{2\pi r^2 \omega 2a'}{Z} \qquad (8)$$

En virtud del teorema de Kutta Joukowsky, el valor de la fuerza de sustentación que se ejerce sobre un elemento de pala anular de anchura dr es:

$$dL = \rho\, \Gamma\, V'\, dr \qquad (9)$$

Si se supone que el fluido es completamente perfecto en virtud de la paradoja de D'Alembert, la resistencia al avance del perfil será nula y, en consecuencia, el empuje y la fuerza tangencial existentes se obtienen proyectando el vector dL en las direcciones axial y tangencial:

$$dT = dL \cos \beta\, i = \rho\, \Gamma\, dr\, \omega\, r(1 - a') \qquad (10)$$

$$dM = dL \operatorname{sen} \beta\, i = \rho\, \Gamma\, dr\, V'(1 + a) \qquad (11)$$

El trabajo que se comunica al elemento anular de revolución por unidad de tiempo es:

$$dM \cdot \omega\, r = \rho\, \Gamma\, dr\, V'(1 + a)\, \omega\, r \qquad (12)$$

El trabajo útil que realiza el elemento anular es:

$$dT\,V' = \rho\, \Gamma\, dr\, \omega\, r(1 - a')V' \qquad (13)$$

El rendimiento ideal (se han despreciado las fuerzas de viscosidad) correspondiente a una corona circular de propulsor de espesor dr y radio r será, por tanto:

$$\eta_r = \frac{1 - a'}{1 + a} = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta\, i} \qquad (14)$$

2.6.2. Distribución radial óptima de la circulación sobre la pala de una hélice

El rendimiento de una hélice en aguas libres, con un diámetro dado y una relación área-disco y ley de distribución de contornos de pala prefijadas de antemano, depende de cual sea la distribución radial de la circulación y, en definitiva, de cual sea la distribución de paso efectivo.

La distribución radial de la circulación influye en la distribución del reparto de carga sobre el propulsor y, consecuentemente, sobre las velocidades inducidas (i).

Las secciones circunferenciales del propulsor que suministran mayor empuje impulsan el agua con mayor velocidad y, por consiguiente, originarán mayor disipación de energía.

El rendimiento del propulsor depende de la disipación total de energía que éste produce y para minimizar las pérdidas sería preciso encontrar una ley de distribución de velocidades inducidas que resulte idónea.

Betz y Prandtl llegaron a la conclusión de que en propulsores ligeramente cargados trabajando un flujo uniforme, las pérdidas mínimas de energía se consiguen cuando se verifica la relación

$$\frac{\operatorname{tg} \beta\, i}{\operatorname{tg} \beta} = \text{cte} \qquad (15)$$

Si se desea optimizar el diseño de un propulsor no basta conseguir un excelente comportamiento del propulsor en aguas libres como hicieron Betz y Prandtl, sino que es preciso tener en cuenta la interacción hélice-casco y optimizar el comportamiento del propulsor en autopropulsión.

Llevando este argumento más lejos, puede establecerse que las formas de un buque no deben diseñarse pensando exclusivamente en obtener con ellas unos buenos resultados en los ensayos de remolque, sino que deben proyectarse pensando esencialmente en el comportamiento conjunto hélice-carena.

Siguiendo los razonamientos de Helmholtz y Lerbs, resumidos por Van Manen en ref. (3) (pág. 96), se definirá el rendimiento propulsivo del conjunto casco-hélice correspondiente a la sección cirfunferencial r del propulsor mediante la siguiente expresión:

$$\eta_{Dr} = \frac{dR\, V}{dM\, \omega\, r} \qquad (16)$$

V es la velocidad del buque.

dR es la resistencia vencida por el diferencial de empuje que suministra la corona circular del propulsor de espesor dr y de radio r.

Se designará por t_r y W_r a los coeficientes circunferenciales medios de succión y estela correspondiente a la corona circular de propulsor.

Introduciendo en la ecuación (16) las definiciones de t_r y W_r y admitiendo que el rendimiento rotativo relativo es igual a la unidad, se obtiene:

$$V'_r = V(1 - W_r)$$

$$dR = dT(1 - t_r)$$

$$\eta_{Dr} = \frac{dT}{dM} \; \frac{V'_r}{\omega\, r} \; \frac{(1 - t_r)}{(1 - W_r)} \qquad (17)$$

Para encontrar qué distribución de circulación proporciona un máximo relativo en la función η_{Dr} se seguirá el procedimiento de Betz, consistente en analizar qué variación sufre la función η_{Dr} cuando se introduce un incremento virtual $\Delta\Gamma$ en la circulación correspondiente a una sección circunferencial genérica de radio r del propulsor. Cuando el propulsor posee la distribución de circulación asociada a la condición de mínima pérdida de energía, la variación de la función η_{Dr} no debe depender de r, ya que en caso contrario sería posible mejorar el rendimiento del propulsor (manteniendo constante la potencia suministrada). Para ello bastaría incrementar la circulación en aquellas secciones circunferenciales en las que las variaciones de η_{Dr} fuesen positivas y de mayor magnitud y reducirla en las que fueran menos favorables.

El incremento de circulación $\Delta\Gamma$ afectará únicamente a las funciones dT y dM, con lo cual la ecuación (17) se transforma en la siguiente:

$$\frac{\Delta\,(dT)}{\Delta\,(dM)} \; \frac{V'_r\,(1 - t_r)}{\omega\, r\,(1 - W_r)} = \text{cte} = K \qquad (18)$$

Teniendo en cuenta las ecuaciones (10) y (11) se obtiene:

$$\begin{aligned} (dT) &= \rho\, \Delta\Gamma\, \omega\, r\,(1 - a')\, dr \\ (dM) &= \rho\, \Delta\Gamma\, dr\, V'_r\,(1 + a) \end{aligned} \qquad (19)$$

Introduciendo las igualdades (19) en la ecuación (18) se obtiene:

$$K = \frac{\omega r(1 - a')}{V'_r\,(1 + a)} \cdot \frac{V'_r}{\omega\, r} \; \frac{1 - t_r}{1 - W_r} = \eta_r \frac{1 - t_r}{1 - W_r} = \eta_{Dr} \qquad (20)$$

Teniendo en cuenta la composición de velocidades presentada en la figura 4, de las igualdades (20) se deduce la siguiente:

$$\operatorname{tg} \beta\, i = \frac{1}{K} \; \frac{1 - t_r}{1 - W_r} \operatorname{tg} \beta \qquad (21)$$

Suponiendo que el rendimiento rotativo relativo del propulsor es igual a la unidad, el rendimiento cuasi-propulsivo del conjunto total hélice-casco tiene la siguiente expresión:

$$\eta_D = \eta \frac{1 - t}{1 - W}$$

Al ser K constante para todas las secciones y coincidir con el valor de η_{Dr} se deduce que η_{Dr} es constante y, por consiguiente, η_D debe ser igual a η_{Dr} cuando se satisface la condición de mínima pérdida de energía

$$\eta_D = \eta_{Dr}\, K = \eta \frac{1 - t}{1 - W}$$

Substituyendo esta igualdad en la ecuación (21) se obtiene:

$$\operatorname{tg} \beta\, i = \frac{1}{\eta} \; \frac{1 - t_r}{(1 - t)} \; \frac{1 - W}{(1 - W_r)} \operatorname{tg} \beta \qquad (22)$$

Esta ecuación expresa la relación que debe existir entre los coeficientes propulsivos locales y globales y las velocidades inducidas locales para que se consiga la condición de mínima pérdida de energía en el propulsor.

Lerbs supuso que $\dfrac{1 - t_r}{1 - t}$ varía muy poco sobre el disco del propulsor, mientras que Van Manen (ref. 4) llega a la conclusión de que

$$\left(\frac{1 - t_r}{1 - t}\right) \simeq \left(\frac{1 - W_r}{1 - W}\right)^{1/4} \qquad (23)$$

Resulta evidente que la succión de la hélice varía radialmente, por lo cual se estima que se debe descartar la hipótesis de Lerbs, que, dicho sea de paso, únicamente puede resultar aceptable en caso de propulsores ligeramente cargados.

Van Manen, en su trabajo ya referenciado, presenta los resultados empíricos que le permitieron establecer la igualdad (24). En sus razonamientos, cuando se refiere a la componente friccional de la estela, supone que el movimiento del fluido es de tipo irrotacional y no tiene en cuenta que en buques de elevado coeficiente de bloque (superior a 0,78), por efecto de la succión del propulsor, pueden originarse separaciones de flujo con aparición de violentos movimientos turbillonarios en grandes masas de agua que, de acuerdo con el teorema de Lord Kelvin (referencia (1), capítulo XV, página 441), han de incrementar considerablemente la resistencia al avance del buque debido a la mayor cantidad de energía

cinética disipada, con la consecuente repercusión en t_r y t.

En cualquier caso, como lo que se busca son conclusiones de tipo cualitativo, se aceptará provisionalmente la hipótesis de Van Manen, a sabiendas de que su generalidad no es completa, hasta conocer a que conclusiones conduce.

La ecuación (22) se transforma en la siguiente:

$$\operatorname{tg} \beta i = \frac{1}{\eta} \left(\frac{1 - W}{1 - W_r} \right)^{3/4} \operatorname{tg} \beta \qquad (24)$$

Imagínese que el diámetro del propulsor es el adecuado para que el propulsor alcance el rendimiento óptimo.

De las ecuaciones (14) se deduce que el rendimiento de un elemento anular de espesor dr situado en una sección circunferencial de radio r es inversamente proporcional al ángulo β_i, y que dicho rendimiento disminuye cuando aumenta a', o lo que es lo mismo, cuando aumenta la velocidad inducida.

Cuando a' disminuye, el rendimiento η_r aumenta.

Para un diámetro del propulsor prefijado y unas condiciones de funcionamiento del propulsor impuestas, el coeficiente efectivo de estela W es prácticamente invariable en cualquier alternativa de propulsor que se desee estudiar.

Para cada tipo de perfil currentiforme existe un ángulo de ataque óptimo y, por tanto, cuando en una sección circunferencial genérica se incrementa el ángulo β_i también se ha de incrementar el paso efectivo local H_r (prescindiendo de cualquier consideración relacionada con la cavitación), es decir:

$$\frac{H_r}{2 \pi r} = C \operatorname{tg} \beta_i \qquad (25)$$

De la figura 4 se deduce:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{V'}{\omega_r} = \frac{V(1 - W_r)}{\omega_r} \qquad (26)$$

Combinando adecuadamente las ecuaciones (24), (25) y (26) puede establecerse la siguiente igualdad:

$$\frac{1}{C} \frac{H_r}{2 \pi r} = \frac{1}{\eta} \frac{V(1 - W_r)}{\omega_r} \left(\frac{1 - W}{1 - W_r} \right)^{3/4} =$$

$$= \frac{1}{\eta} \frac{V}{\omega_r} (1 - W_r)^{1/4} (1 - W)^{3/4}$$

Efectuando operaciones se obtiene finalmente:

$$H_r = \frac{2 \pi C}{\eta} \frac{V}{\omega} (1 - W_r)^{1/4} (1 - W)^{3/4} \qquad (27)$$

De la ecuación (27) se deduce que la condición de mínima pérdida de energía se consigue cuando la distribución radial del paso efectivo se realiza de un modo directamente proporcional a la raíz cuarta del complemento del valor local del coeficiente de estela W_r.

Como es sabido, la tendencia actual es diseñar el cuerpo de popa de los buques de manera que los valores locales del coeficiente de estela en las secciones circunferenciales del propulsor, superiores a $r = 0{,}7$ R, sean lo más bajo posible para conseguir una buena afluencia de agua hacia el propulsor en dicha zona y evitar, de este modo, los problemas de cavitación que suelen presentarse cuando los gradientes circunferenciales de los coeficientes de estela que se originan en las zonas superior e inferior del codaste son elevados.

Se da la circunstancia adicional de que en virtud de las fórmulas (1) y (14), en las secciones circunferenciales de mayor radio del propulsor puede obtenerse el mayor rendimiento (en circunstancias favorables para el coeficiente local de estela W_r y las velocidades inducidas).

De los razonamientos anteriores se deduce, por consiguiente, que es sumamente rentable incrementar, en lo posible, el paso efectivo de las secciones extremas de las palas de la hélice.

Ya que esta conclusión está avalada por la práctica, debe aceptarse como razonable la aproximación realizada por Van Manen.

3. DESCRIPCION DE LA INNOVACION QUE SE PROPONE

3.1. Fundamentos

Las conclusiones cualitativas obtenidas en el último punto del capítulo anterior concuerdan con la tendencia observada en los diseños de propulsores especialmente adaptados al campo de estelas efectuados por proyectistas de cierta notoriedad en un pasado relativamente próximo. Estos diseños se caracterizaban porque el paso efectivo de los propulsores se incrementaba monótonamente desde el núcleo del propulsor a los extremos de las palas.

Este tipo de propulsor, si bien proporcionaba un excelente rendimiento propulsivo, en cambio adolecía de los inconvenientes de presentar problemas de cavitación, debido a los torbellinos de extremo de pala y de originar fuertes fluctuaciones de presión sobre la bovedilla del codaste. Recientemente se ha descubierto que la cavitación que se desarrolla sobre el propulsor posee una influencia decisiva en la magnitud de las fluctuaciones de presión, pudiéndose justificar, por consiguiente, que el primero de los problemas señalados traía consigo al segundo.

Resulta evidente que si se consiguiese eliminar la existencia de los torbellinos de extremos de pala, se podrían conseguir las ventajas asociadas al tipo de propulsor que se ha descrito y reducir simultáneamente, en medida apreciable, los problemas de cavitación.

Conviene no olvidar que los torbellinos de extremo de pala contribuyen a hacer muy ineficaces los elementos anulares extremos del propulsor, ya que las velocidades inducidas por éstos reducen la intensidad de la circulación.

Se estima oportuno afirmar ahora que la innovación que se propone tiene por finalidad mejorar el rendimiento de las hélices mediante la eliminación de los torbellinos de extremos de pala, ya que éstos reducen el rendimiento y además presentan problemas de cavitación, que influyen en la magnitud de las fuerzas excitadoras de vibraciones que actúan sobre el buque. Como se verá más adelante, se puede conseguir también una reducción en la magnitud de las fluctuaciones de presión originadas por fenómenos de cavitación diferentes a los producidos en los torbellinos de extremo de pala.

3.2. Comentarios sobre algunos precedentes conocidos sobre la idea que se propone

Los procedimientos más difundidos en la actualidad para impedir en cierta medida la aparición de los torbellinos de extremo de pala pueden clasificarse en dos grandes grupos y a su vez cada uno de ellos se puede subdividir en diversas variantes atendiendo a su geometría.

3.2.1. Propulsores con tobera incorporada («ring propellers»)

En líneas generales, la característica básica de este grupo consiste en que el propulsor se sitúa en el interior de un anillo cuya sección meridiana es un perfil currentiforme, de forma parecida a una tobera fija, que se une solidariamente a los extremos de las palas del propulsor (figs. 6B y 7C).

Skeene (ref. 4, pág. 237), en 1944, se refirió a este tipo de propulsores denominándolo propulsor de Gill. Las

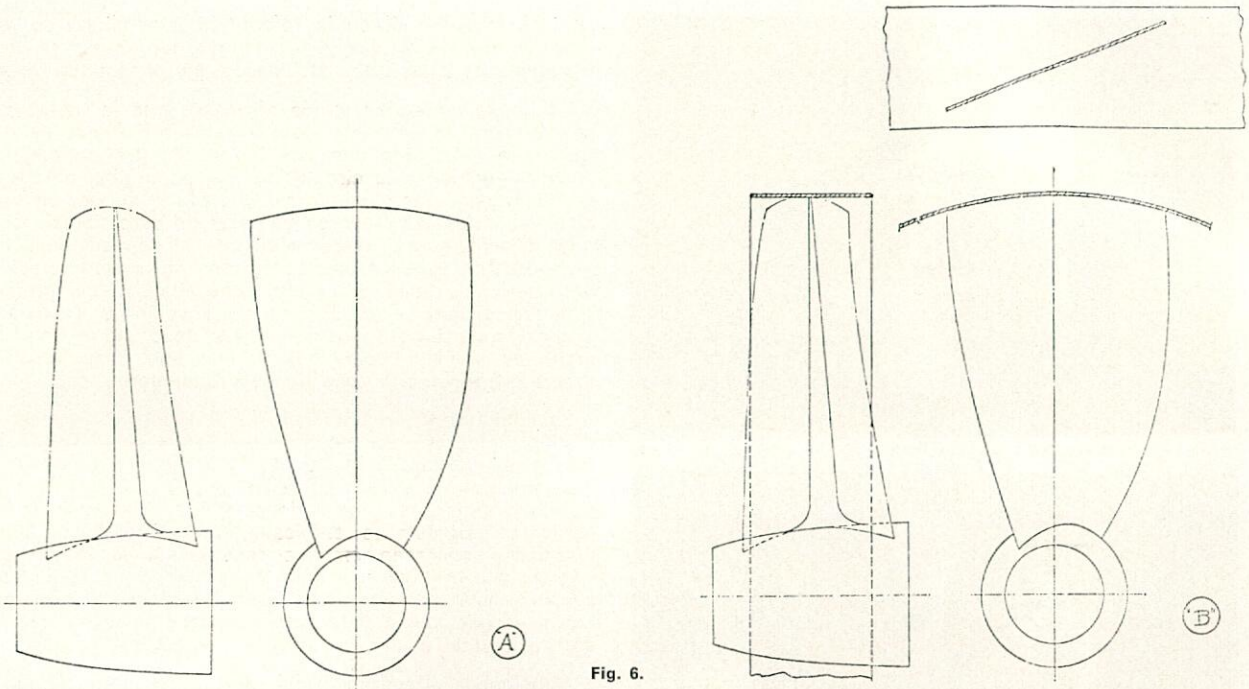


Fig. 6.

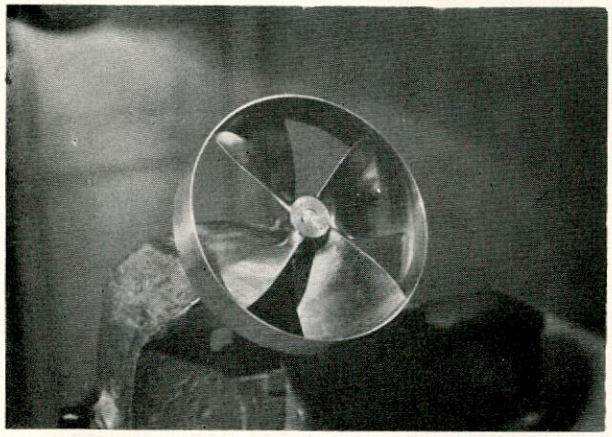


Fig. 6-A.

ventajas que les atribuyó con respecto a los convencionales fueron: su menor diámetro (entre un 10 y un 15 por 100), menores niveles de vibración e incluso mejor rendimiento propulsivo.

De entre los trabajos más completos sobre este tipo de propulsores merecen destacarse los trabajos conjuntos de Oosterveld (ref. 6) y Van Gunsteren (ref. 7). Oosterveld señala como posible campo de aplicación de este tipo de propulsores el mismo que el de los propulsores que trabajan en el interior de una tobera fija. Señala como inconveniente importante el ya previsible de absorber mayor momento torsor que un propulsor convencional que trabaje libre o en el interior de una tobera, debido a la resistencia friccional que se origina a consecuencia de la rotación del anillo. Una ventaja de este tipo de propulsor frente a los de tobera fija es que su construcción es más sencilla que la de la tobera.

La conclusión de Oosterveld es que el rendimiento de este tipo de propulsores es relativamente bajo debido al

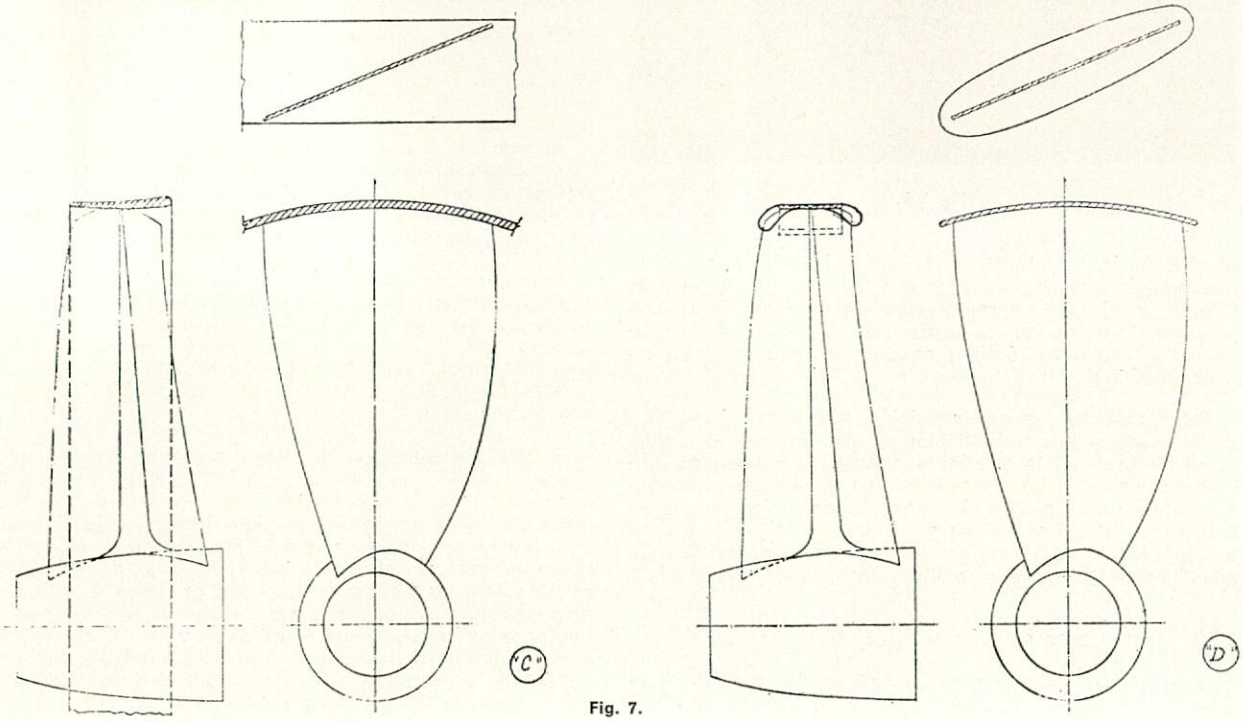


Fig. 7.

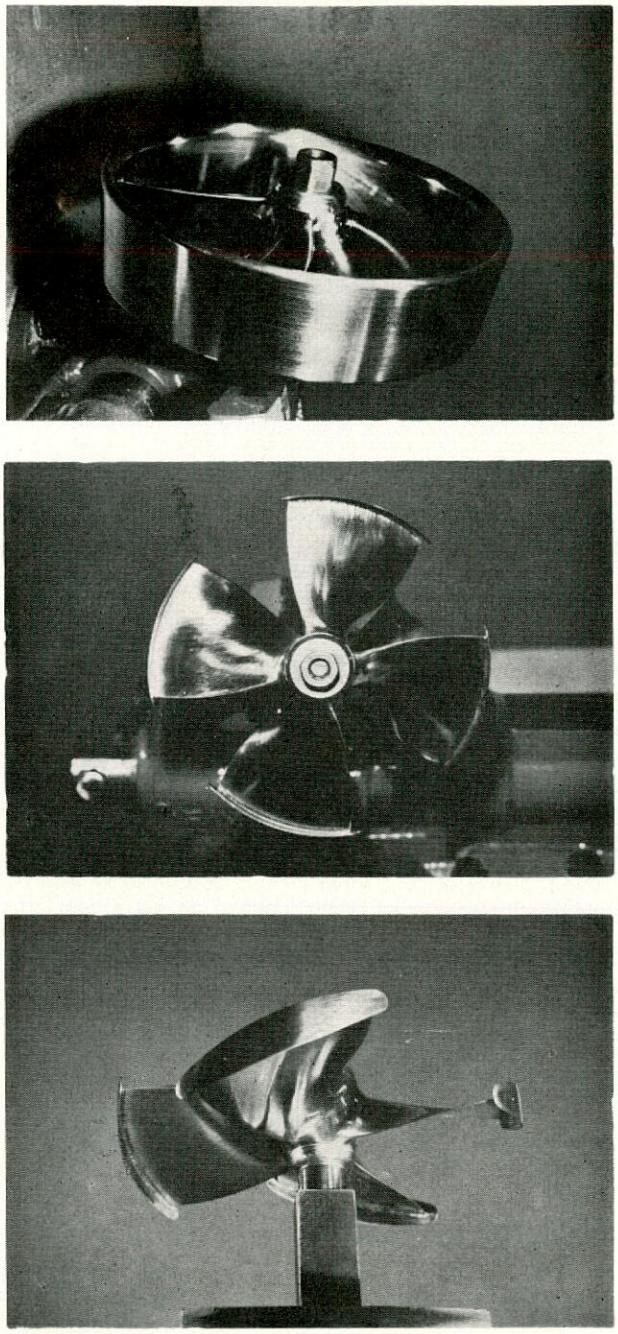


Fig. 7-A.

efecto de la resistencia friccional adicional que se ha mencionado anteriormente y que su uso puede ser de interés en el caso de remolcadores por el excelente empuje que suministran a punto fijo (no cabe duda que su menor diámetro óptimo es una cualidad de gran interés también).

Van Gunsteren, en su exposición, realiza el mismo tipo de consideraciones hidrodinámicas que Oosterveld y, desde el punto de vista mecánico, señala como posibles dificultades de este tipo de propulsores el elevado momento de inercia axial del propulsor, que ha de obligar a que se recurra a materiales ligeros para la zona del anillo y ciertos problemas de concentración de tensiones en las zonas de acuerdo entre el anillo y las palas.

3.2.2. Propulsores en toberas fijas

Este tipo de sistema propulsor viene despertando gran interés durante los últimos años. La documentación que se incluye sobre él en la referencia 9 es digna de los mayores elogios, ya que puede decirse que en ella se contemplan casi todas las posibilidades que el tema da de sí.

En líneas generales puede afirmarse que la tobera no sólo elimina de un modo razonable los torbellinos de extremo de pala, sino que también suministra un empuje adicional debido a la circulación que se origina en torno a ella (véase, por ejemplo, ref. 8). Sin embargo, en opinión del autor, las mayores ventajas de este tipo de sistema propulsor, en comparación con el convencional, se presentan en aquellos buques en los que la configuración del cuerpo de popa no resulta adecuada para la interacción hélice-casco y, por lo tanto, la succión del propulsor origina importantes fenómenos de desprendimiento. El grado de bondad depende de la posición relativa de la tobera respecto a la zona de desprendimiento.

En la figura 10 se presentan las fotografías correspondientes a los ensayos de flujo realizados en el Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo con un modelo experimental de AESA. En ellas puede apreciarse que, pese a existir unas líneas de corriente aceptables en la carena cuando ésta es remolcada, en los ensayos de autopropulsión aparecen amplios fenómenos de desprendimiento, que originan una gran disipación de energía y, en consecuencia, se incrementa sustancialmente la resistencia al avance del modelo autopropulsado en comparación con la medida en los ensayos de remolque.

Anticipando el contenido del capítulo siguiente, se mencionará que, colocando en el modelo una tobera, el porcentaje de mejora que se obtiene es del orden del 8,7 por 100 (en el ámbito del modelo). Sin embargo, esta cifra está influenciada por el desarrollo de un régimen laminar en el interior de la tobera, que, indudablemente, falsea los resultados.

En el trabajo «Some Aspects of Ducted Propeller Propulsión», de J. W. English y S. J. Rowe, incluido en ref. 9, se establece que las mejoras en el rendimiento propulsivo se deben esencialmente al elevado rendimiento de casco que se consigue con la tobera. Los autores a los que se está aludiendo afirman que el tema que requiere mayor atención de los centros de experimentación es el mecanismo de interacción propulsor en tobera-casco. Sin embargo, puede afirmarse que, salvo contadas excepciones, gran parte de los investigadores centran preferentemente su atención en el estudio de los fenómenos derivados de la incidencia del flujo de agua sobre la tobera y, en cambio, analizan con poca profundidad las consecuencias de los desprendimientos de flujo que origina la succión del conjunto hélice-tobera sobre el casco.

En la misma línea de pensamiento por la que el autor se muestra partidario se halla situado el trabajo titulado «Interaction Bewteen Ducted Propeller System and Ship Hull», por I. A. Titoff, incluido también en ref. 9. El autor de este trabajo afirma que los coeficientes de estela y succión asociados al sistema propulsor hélice tobera están apreciablemente influenciados por las formas específicas del cuerpo de popa. Asimismo ha encontrado que la posición relativa de la tobera respecto al casco ejerce una apreciable influencia en el rendimiento de casco.

Finalmente se resaltarán de los siguientes trabajos, «Performance of Tilted Ducts», por E. Huse (ref. 9), y «Ensayos con toberas en un modelo de petrolero», por L. Mazarredo (ref. 10), y de la intervención del señor Mazarredo al trabajo del señor Huse, ciertos pormenores que pueden justificarse con auxilio de las hipótesis que se han establecido:

a) En una situación de plena carga se han obtenido mejoras en el rendimiento propulsivo de un modelo de petrolero de elevado coeficiente de bloque a medida que la tobera se ha ido inclinando ligeramente hacia el fondo. Esto puede ser debido a que la succión del conjunto hélice tobera produce separaciones de flujo en las terminaciones de las líneas de flotación próximas a la superficie del agua. A medida que se inclina la tobera hacia el fondo, estas separaciones disminuyen y, por lo tanto, también lo hace la resistencia al avance del modelo. En la figura 6 de la referencia 10 puede observarse que, pese a la existencia de la tobera, existe un apreciable despren-

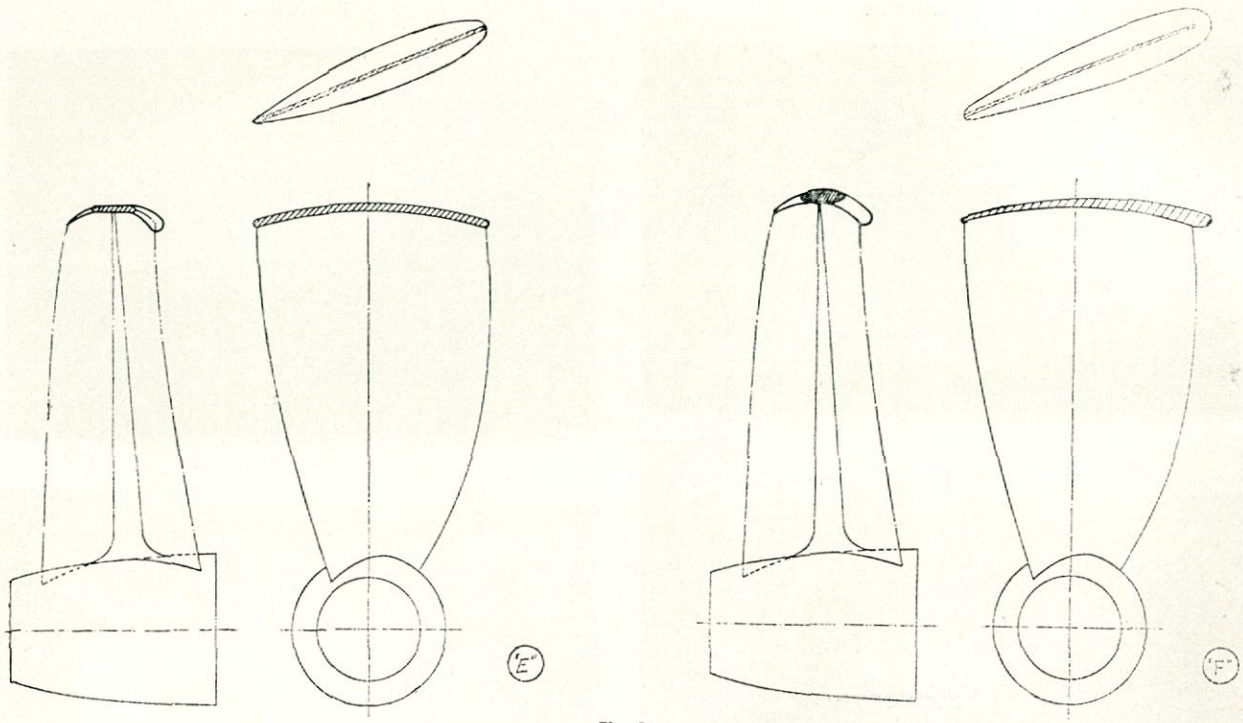


Fig. 8.

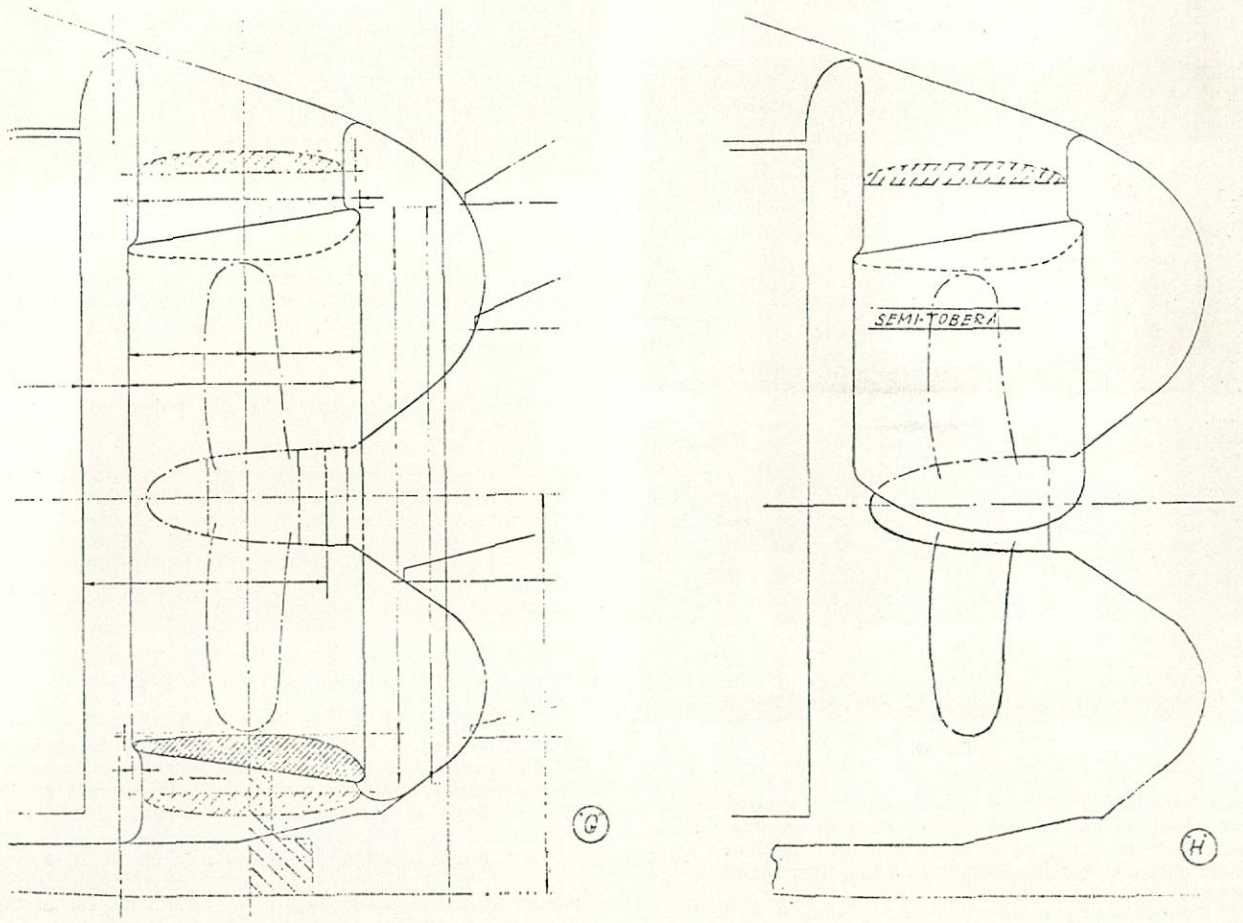
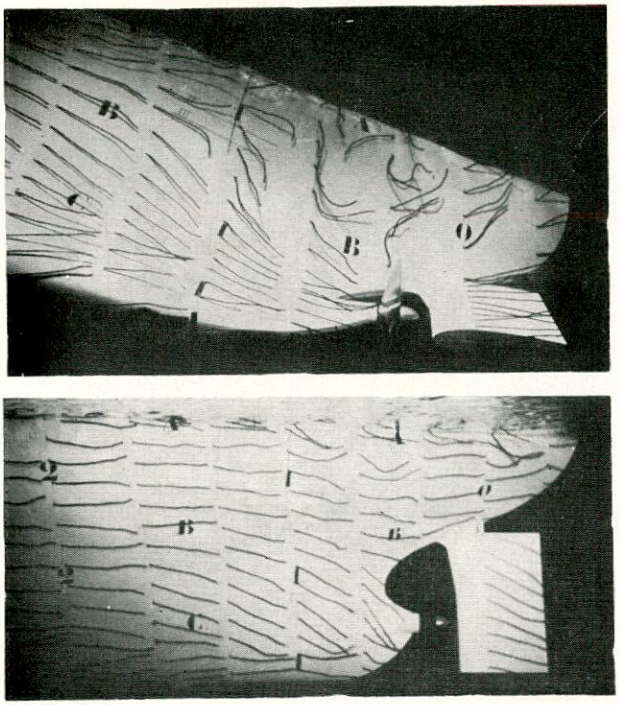


Fig. 9.

dimiento de flujo en la proximidad al plano de la flotación en la zona de popa similar al mostrado en la figura 10.

b) El motivo de los resultados adversos obtenidos en la situación de lastre, pese a la inclinación de la tobera, puede ser que en esta situación de carga el flujo es más estable en las líneas de agua superiores y por ello no se producen desprendimientos. En cambio, la inclinación de la tobera en esta situación origina menor afluencia de agua a la hélice, disminuyendo el rendimiento de ésta, y además, al imprimir mayor velocidad a las líneas de agua

AUTOPROPULSION



REMOLQUE

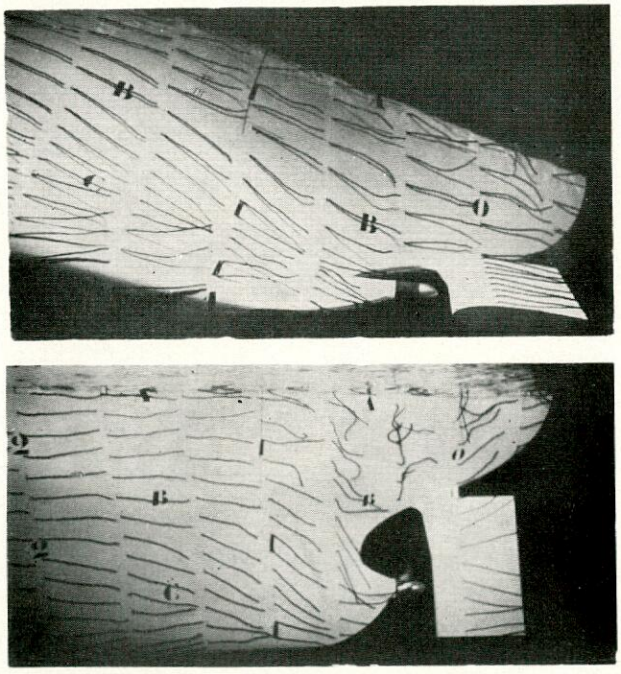


Fig. 10.

que provienen del fondo, el aumento de la resistencia friccional de la carena resulta perceptible, ya que en este caso este aumento no se compensa con el ahorro de resistencia debido a la eliminación de la separación de flujo.

Finalmente se insistirá en que la solución de la tobera fija en buques de alto coeficiente de bloque y de gran tamaño es costosa, presenta importantes problemas tecnológicos y el comportamiento en servicio de los buques dotados de toberas parece indicar que se presentan severas erosiones en la propia tobera a causa de la cavitación.

En este punto y en el anterior (3.2.1.) se ha tratado sobre los recursos más o menos convencionales exis-

SEMITOBERA

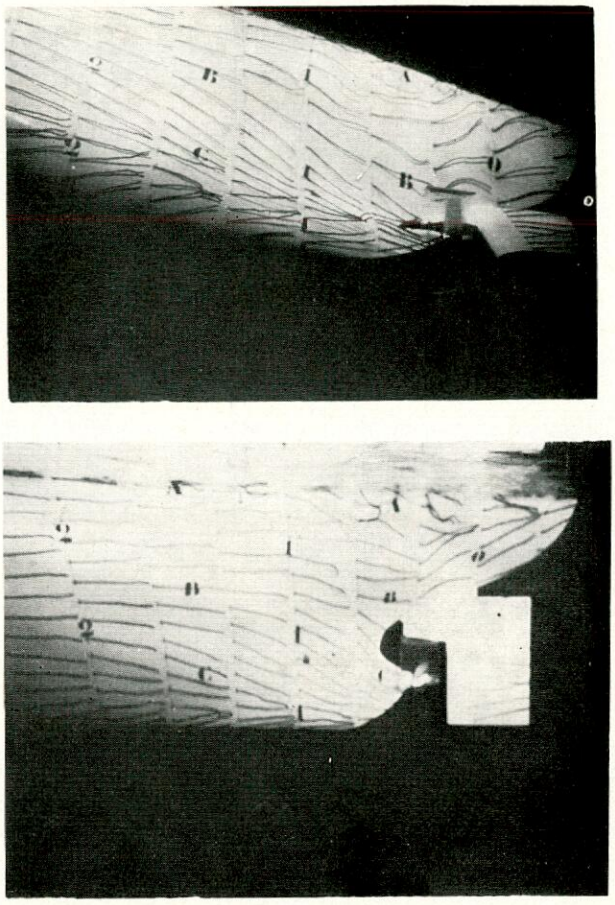


Fig. 10-A.

tentes para impedir que se produzcan los torbellinos de extremo de pala. A continuación se presentan ciertas soluciones menos difundidas, que guardan relación con la idea que se propone.

3.2.3. Propulsores con extremos de palas no convencionales

En ref. 11 se presentan dos tipos diferentes de soluciones para conseguir incrementar el rendimiento de los propulsores convencionales. El autor de dicho trabajo adopta como premisa fundamental que el rendimiento óptimo se consigue procurando que la hélice impulse hacia popa la mayor cantidad de agua posible a la menor velocidad.

Anuque el autor no demuestra esta premisa, su deducción es sumamente sencilla en el caso de un fluido ideal.

Supóngase que el sistema propulsor es un mecanismo ideal que transforma en trabajo toda la energía mecánica desarrollada por el motor propulsor. Esta energía se invertirá en dotar al buque y a su masa de agua asociada de una energía cinética ($\frac{1}{2}$ MV^2) y en dotar a una cierta cantidad de agua (que sirve para impulsar al buque) de otra cierta energía cinética ($\frac{1}{2}$ $m\,v^2$).

En el caso de que las fuerzas exteriores que actúan sobre el buque constituyan un sistema nulo, se ha de cumplir:

$$M\,V = m\,v$$

De toda la energía desarrollada por el motor propulsor, únicamente se convierte en trabajo útil $\frac{1}{2} M V^2$.

La expresión del rendimiento propulsor (despreciando las pérdidas en la línea de ejes) es:

$$\eta_D = \frac{\frac{1}{2} M V^2}{\frac{1}{2} M V^2 + \frac{1}{2} m v^2} = \frac{1}{1 + \frac{m}{M} \frac{v^2}{V^2}} = \frac{1}{1 + \frac{v}{V}}$$

η_D adoptará su valor máximo cuando v tiende a cero y, por lo tanto, m deberá tender a infinito. Para ello sería necesario que el diámetro de la hélice tendiese a infinito y su paso medio a cero. En el caso de un fluido real, esta conclusión no resulta cierta debido a que las fuerzas originadas por la viscosidad que actuarían sobre la superficie del propulsor absorberían prácticamente casi todo el trabajo desarrollado por el motor.

Para conseguir que la cantidad de masa de agua impulsada por el propulsor hacia popa aumente, el autor al que nos estamos refiriendo propone que se induzca en el fluido una componente radial centrípeta.

En la figura 11 se presentan dos diferentes alternativas caracterizadas ambas porque el contorno externo del propulsor decrece en radio desde el borde de entrada al de salida con el fin de originar la componente de velocidad que se ha mencionado anteriormente.

Resulta fácilmente previsible que el aumento del par torsor absorbido por la hélice en este tipo de soluciones ha de ser sumamente elevado, teniendo en cuenta la pantalla que se opone al movimiento de rotación del propulsor.

3.3. Descripción de la innovación que se propone

Cuando se efectúan ensayos de piezas prismáticas cuyas secciones transversales son perfiles currentiformes, en presencia de un flujo uniforme de aire o de agua, y se pretende que el movimiento relativo del fluido sea bidimensional, se suele proceder a cerrar los extremos de las piezas prismáticas mediante placas planas perpendiculares a sus generatrices.

Esta idea sirvió de base para desarrollar los «ring propellers» y también es la base de partida de la idea que se propone.

El máximo inconveniente del «ring propeller» radica en la resistencia friccional que se desarrolla sobre el anillo.

Originalmente, cuando se desarrolló este tipo de propulsor, se pensó que su principal ventaja radicaba en el empuje adicional que se conseguía debido a la circulación que se desarrolla en el anillo a consecuencia del trazado currentiforme de la sección meridiana.

En opinión del autor, aunque el trazado currentiforme de la pieza de contorno es deseable, ya que de este modo se impide que se presenten separaciones de flujo en el borde de entrada del anillo y se aumenta la velocidad relativa del agua respecto a las palas, la principal ventaja de este tipo de propulsor radica en que no se producen torbellinos de extremo de pala.

Resulta evidente que, para mejorar los resultados obtenidos con un «ring propeller», se ha de procurar mantener su principal cualidad positiva (eliminación de los torbellinos de extremo de pala) y, en cambio, reducir al máximo sus características negativas (aumento de resistencia friccional debido al anillo).

En principio parece que esto se podría conseguir colocando pequeñas placas curvas en los extremos de cada pala de la hélice siguiendo su contorno externo, de manera que estas piezas tangenteasen también al cilindro

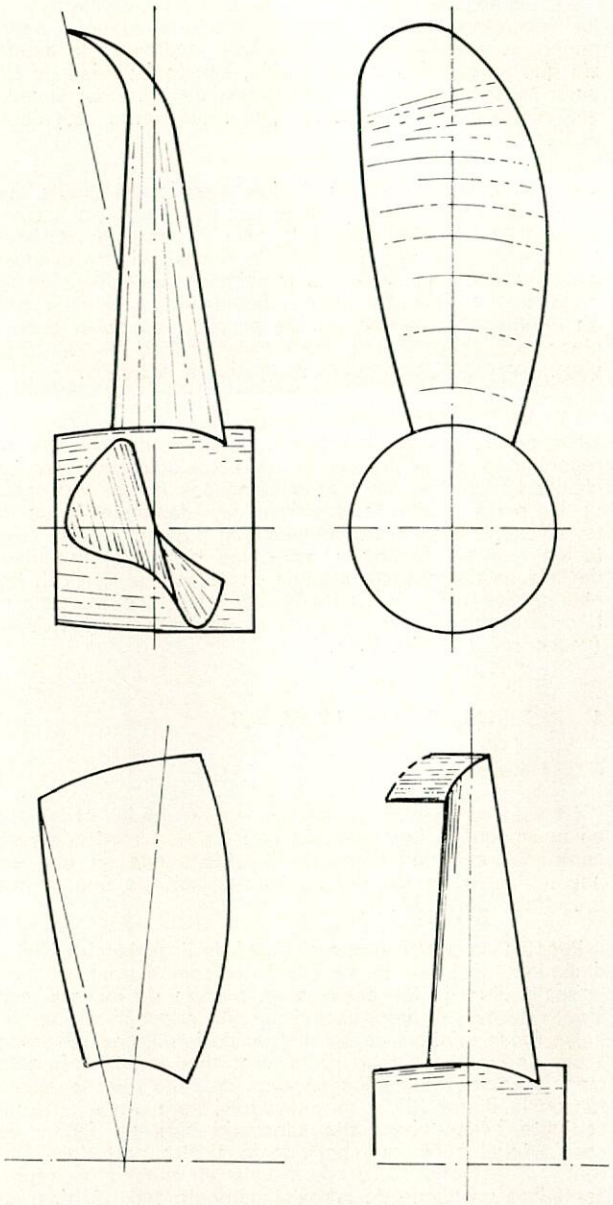


Fig. 11.

proyectante de esta hélice de generatrices paralelas a la línea de ejes. De esta manera se consigue eliminar los torbellinos de extremo de pala y disminuir la resistencia friccional desarrollada sobre estas piezas cuando se desplazan solidariamente unidas al propulsor. Dicha resistencia ha de ser menor que la debida al anillo del «ring propeller», ya que su superficie es apreciablemente menor.

Las dimensiones de estas piezas (véase figuras 7D, 8E y 8F) han de obtenerse mediante una solución de compromiso entre el grado de eliminación de los torbellinos de extremo de pala y el incremento de la resistencia friccional de la hélice.

Existe también la posibilidad de que, proyectando adecuadamente la geometría de estas piezas, pueda conseguirse algún empuje adicional como consecuencia de la pequeña circulación que se desarrolla sobre ellas.

Resulta previsible que el diseño de estas piezas ha de estar condicionado por el tipo de cavitación que se desarrolle en ellas mismas y en las secciones circunferenciales extremas de las palas del propulsor.

Las ventajas que se espera obtener de la puesta en práctica de esta idea son:

a) La ley de distribución radial del paso efectivo de las secciones circunferenciales de los propulsores podrá mejorarse adaptándola a los valores locales de la estela, sin que exista ninguna limitación, con la finalidad de impedir la aparición de los torbellinos de extremo de pala, mejorándose, por consiguiente, el rendimiento propulsivo de los buques.

b) El diámetro óptimo de los propulsores puede que sufra una disminución, ya que, por una parte, se aprovechará más la superficie de la pala y, por otra, actuarán sobre ellos mayores fuerzas de viscosidad (recuérdese que, a medida que aumenta la relación área disco de un propulsor, su diámetro óptimo disminuye). Esta reducción en el diámetro óptimo de los propulsores sería beneficiosa para poder reducir las revoluciones en los motores que no vayan directamente acoplados a la hélice.

c) La magnitud de las fluctuaciones de presión ejercidas por el propulsor sobre la bovedilla del codaste se reducirán a consecuencia de la estabilidad que proporcionan en el flujo las piezas colocadas en los extremos de las palas y además, debido a que, dependiendo de su tamaño, dichas piezas incomunicarán parcialmente la cavitación que se desarrolle sobre las palas del propulsor de la zona del codaste situada en su misma vertical, impidiendo también, de un modo razonable, que aparezca el tipo de cavitación conocido por la denominación P. H. V. C. (véase ref. 12, pág. 740).

4. RESULTADOS EXPERIMENTALES

4.1. Generalidades

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos en una pequeña investigación que ha sido realizada para contrastar experimentalmente las ideas que se han expuesto, antes de abordar su incorporación a uno de los prototipos de AESA.

Puestos en contacto con el Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo, se eligió, de común acuerdo, para la realización de los ensayos un modelo de madera, con objeto de que su deformación durante el programa de trabajos fuese mínima, de 6,7 metros de largo, perteneciente a una de las alternativas de un prototipo de AESA (a este modelo corresponden los ensayos de flujo que se adjuntan en la figura 10), y se seleccionó para propulsarlo un conjunto hélice-tobera fija adecuado para un factor de escala igual a 40, que pertenecía a otro prototipo diferente. Con dicho factor de escala el modelo ha representado a un buque de aproximadamente 160.000 tdas. de desplazamiento.

Las características del propulsor referidas al buque son las siguientes:

Diámetro = 5,978 mts.
$H_{0,7}/D = 0,9802$
$AE/AO = 0,69$
$Z = 4$

El propulsor es de tipo Kaplan (véase figura 6A) y sus leyes de distribución de paso y de longitudes de las secciones circunferenciales son las siguientes:

$$l_{0,6} = 2.714$$

r/R	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
H/D	0,8200	0,8619	0,8924	0,9262	0,9543	0,9805	1,006	1,0285	1,0506
$1/l_{0,6}$	0,4422	0,5254	0,6090	0,6940	0,7762	0,8533	0,9220	0,9740	1

La parte experimental de la investigación ha consistido en ensayar en aguas libres y en autopropulsión el propulsor básico dotado de diferentes aditamentos. Finalmente este propulsor ha sido ensayado también en el interior de una tobera fija y se ha repetido el ensayo de autopropulsión eliminando la parte inferior de la tobera.

La curva de velocidad-resistencia de remolque del modelo es la siguiente:

Vm/seg	R en gramos modelo + timón	R en gramos modelo + tobera + timón
0,935	2,160	2,180
0,976	2,325	2,362
1,016	2,496	2,551
1,057	2,681	2,748
1,098	2,877	2,953
1,138	3,087	3,167
1,179	3,306	3,392
1,220	3,542	3,629
Factor de formas	0,306	0,288
Peso específico del agua		0,99912
Viscosidad		$1,378.10^{-6}$
El volumen de la carena sin apéndices, referido al tamaño del buque, es de		162.033 m^3

Las características en aguas libres del propulsor Kaplan aislado e introducido en la tobera son, respectivamente:

	J	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Propulsor aislado	K_T	0,498	0,451	0,401	0,349	0,292	0,235	0,177	0,118	0,057
	$10K_Q$	0,773	0,703	0,629	0,554	0,477	0,399	0,319	0,236	0,150
	η	0,103	0,204	0,304	0,401	0,487	0,562	0,618	0,637	0,544
Propulsor en tobera	K_T	0,464	0,406	0,352	0,296	0,238	0,168	0,088	0,030	—
	$10K_Q$	0,434	0,423	0,407	0,380	0,346	0,304	0,248	0,182	—
	η	0,172	0,306	0,413	0,496	0,548	0,530	0,394	0,030	—

Para efectuar las extrapolaciones se ha utilizado el procedimiento Hughes ($\Delta_{CF} = 0,28.10^{-3}$)-Taniguchi (efecto de escala en el coeficiente de estela 1,25), adoptando como línea básica de fricción bidimensional la de Schoenherr.

Se ha preferido este procedimiento porque se ha estimado que es el más adecuado para efectuar comparaciones, debido a su menor erraticidad. Además facilita la posibilidad de predecir el comportamiento de cualquier propulsor partiendo de los ensayos efectuados con otro. En los análisis que se incluyen se ha comparado el comportamiento de cada una de las alternativas similares con el del propulsor básico y posteriormente se han confeccionado unos gráficos comparativos que muestran claramente las posiciones relativas de las curvas de velocidades-potencias correspondientes a todas las variantes ensayadas.

4.2. Presentación de los resultados obtenidos con cada una de las variantes

4.2.1. Ensayo con el propulsor tipo Kaplan (variante A)

Los resultados del ensayo de autopropulsión y de la extrapolación son los siguientes:

V nudos	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15
P_D	13.478	15.089	16.850	18.766	20.877	23.212	25.802	28.706
$T_{B.C.C.}$	115,31	124,37	134,02	144,40	155,43	167,25	179,79	193,36
r. p. m. B.C.C.	89,60	93,10	96,70	100,30	104,00	107,80	111,70	115,70
$1-t_m$	0,7924	0,7906	0,7861	0,7836	0,7820	0,7815	0,7805	0,7805
$1-W_m$	0,4925	0,4915	0,4914	0,4885	0,4863	0,4845	0,4834	0,4811
η_{rr}	1,0059	1,0070	1,0094	1,0127	1,0160	1,0191	1,0210	1,0223
BHP	10.377	11.635	13.013	14.518	16.201	18.117	20.263	22.654
T	89,86	97,01	104,61	112,9	121,88	131,75	142,34	153,78
r. p. m.	85,33	88,72	92,20	95,66	99,26	103,03	106,92	110,86

4.2.2. Ensayos con el propulsor tipo Kaplan dotado de un anillo tubular exterior (variante B)

El diámetro exterior del anillo referido a las dimensiones del buque es 6,058 mts.

Resultado de los ensayos del propulsor en aguas libres:

J	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
K_T	0,352	0,334	0,304	0,262	0,215	0,167	0,120	0,066	0,006
$10K_Q$	0,635	0,617	0,590	0,550	0,498	0,439	0,378	0,314	0,245
η	0,088	0,172	0,246	0,303	0,344	0,363	0,354	0,268	0,035

Los resultados del ensayo de autopropulsión y de la extrapolación son los siguientes:

V	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15
P_D	19.857	22.315	25.040	28.064	31.447	35.242	39.496	44.246
$T_{B.C.C.}$	118,52	127,98	138,29	149,45	161,66	174,73	188,65	203,10
r. p. m. B.C.C.	98,40	102,50	106,50	110,60	114,80	119,20	123,80	128,80
$1-t_m$	0,7725	0,7683	0,7618	0,7571	0,7518	0,7480	0,7438	0,7431
$1-W_m$	0,4589	0,4658	0,4631	0,4592	0,4528	0,4491	0,4491	0,4602
η_{rr}	0,9491	0,9524	0,9525	0,9528	0,9526	0,9527	0,9527	0,9553
BHP	15.813	17.863	20.041	22.476	25.208	28.357	31.973	36.144
T	92,56	100,06	108,17	117,11	127,06	137,97	149,71	161,84
r. p. m.	92,30	96,37	100,11	103,95	107,87	112,09	116,62	121,76

Resulta evidente que esta variante de propulsor suministra mayor empuje que el propulsor convencional, pero la potencia necesaria para conseguir el pequeño incremento de empuje resulta prohibitiva.

4.2.3. Ensayos con el propulsor tipo Kaplan dotado de unas placas cilíndricas de contorno elíptico (variante D)

A la vista de los resultados tan desfavorables obtenidos con la variante B, se pensó que era sumamente necesario disminuir la resistencia friccional de esta variante procurando que se impidiese, simultáneamente y de un modo razonable, la aparición de torbellinos de extremo de pala.

Con objeto de no introducir parámetros extraños, se decidió que la nueva solución habría de consistir en suprimir el material del anillo situado entre cada dos palas consecutivas procurando suavizar los bordes de entrada y de salida del material no eliminado (véase fig. 7D).

Resultado del ensayo del propulsor en aguas libres:

J	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
K_T	0,468	0,433	0,392	0,345	0,295	0,241	0,185	0,127	0,065
$10K_Q$	0,735	0,685	0,631	0,571	0,505	0,435	0,357	0,2765	0,193
η_i	0,101	0,201	0,296	0,385	0,465	0,529	0,577	0,582	0,479

Diámetro del propulsor, 6,058 mts.

Los resultados del ensayo de autopropulsión y de la extrapolación son los siguientes:

V	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15
P_D	14.062	15.836	17.748	19.848	22.165	24.698	27.490	30.562
$T_{B.C.C.}$	115,90	125,35	135,33	145,97	157,20	169,08	181,69	195,02
r. p. m. B.C.C.	87,8	91,5	95,2	98,9	102,6	106,4	110,3	114,3
$1-t_m$	0,7900	0,7844	0,7785	0,7752	0,7732	0,7730	0,7723	0,7733
$1-W_m$	0,4738	0,4785	0,4811	0,4815	0,4801	0,4798	0,4805	0,4816
η_{rr}	0,9892	0,9909	0,9938	0,9958	0,9961	0,9972	0,9979	0,9987
BHP	10.875	12.282	13.790	15.458	17.326	19.423	21.767	24.341
T	90,31	97,77	105,64	114,13	123,27	133,20	143,84	155,11
r. p. m.	82,93	86,55	90,13	93,70	97,30	101,08	104,99	108,98
BHP_A	10.483	11.839	13.296	14.909	16.688	18.744	20.975	23.444

Es evidente que se han mejorado notablemente los resultados obtenidos con el anillo Kaplan dotado de un anillo tubular.

Teniendo en cuenta que esta variante difiere únicamente de la variante básica A en la adición de las pequeñas placas cilíndricas, se estima que la interacción hélice-casco de ambas hélices ha de ser similar, ya que en el campo del modelo no se presentan fenómenos de cavitación.

La diferencia entre los resultados obtenidos con ambas variantes debe atribuirse principalmente a los distintos comportamientos de los propulsores en aguas libres.

En la tabla anterior se ha incluido una predicción del comportamiento de la variante A partiendo de los resultados de autopropulsión obtenidos con la variante D, eliminándose de este modo la erraticidad inherente a los ensayos de autopropulsión. La ventaja esencial del procedimiento de Taniguchi radica en que en la extrapolación juega un papel importante el ensayo del propulsor en aguas libres, cuyo número de Reynolds es sensiblemente más elevado que en el ensayo convencional de autopropulsión y, por lo tanto, las extrapolaciones están sujetas a un nivel de erraticidad menor que las que se obtienen habitualmente por el método de Froude.

Del contenido de la tabla anterior se deduce que esta variante requiere 897 CV más que la variante A para alcanzar la velocidad de 15 nudos.

Sucede también que el rendimiento del propulsor D en aguas libres se mantiene inferior al de la variante A para todo valor de J.

4.2.4. Ensayos con el propulsor tipo Kaplan dotado de unas placas cilíndricas de contorno reducido (variante E)

Los resultados anteriores se consideraron alentadores, por lo que se decidió reducir más aún el contorno de las placas cilíndricas, haciendo desaparecer el material que se proyectaba hacia adelante del borde de entrada y por detrás del borde de salida de la sección más extrema de la pala del propulsor.

Asimismo se redujo también la máxima anchura de las placas, procurando que ésta se presentase en el primer tercio delantero del desarrollo de la sección circunferencial del extremo de la pala con objeto de que coincidiese aproximadamente con la abcisa, en que se produciría la máxima diferencia entre las presiones de las caras activa y de succión.

El diámetro exterior del propulsor se mantuvo en 6,058 metros.

Resultados del ensayo del propulsor en aguas libres:

J	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
K_T	0,473	0,429	0,383	0,333	0,279	0,225	0,168	0,111	0,049
$10K_Q$	0,721	0,657	0,591	0,526	0,457	0,385	0,309	0,232	0,151
η_i	0,104	0,208	0,309	0,403	0,486	0,558	0,606	0,609	0,465

Los resultados del ensayo de autopropulsión y de la extrapolación son los siguientes:

V	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15
P_D	13.750	15.571	17.569	19.719	22.051	24.602	27.343	30.310
$T_{B.C.C.}$	115,04	124,89	135,27	146,17	157,66	169,68	182,22	195,22
r. p. m. B.C.C.	88,70	92,70	96,80	100,80	104,70	108,80	112,80	116,70
$1-t_m$	0,7958	0,7873	0,7788	0,7741	0,7709	0,7703	0,7701	0,7731
$1-W_m$	0,4819	0,4896	0,4985	0,5032	0,5036	0,5083	0,5099	0,5089
η_{rr}	0,9717	0,9745	0,9778	0,9808	0,9826	0,9856	0,9875	0,9872
BHP	10.695	12.158	13.766	15.507	17.411	19.566	21.897	24.399
T	89,84	97,64	105,81	114,54	123,91	133,98	144,61	155,57
r. p. m.	84,35	88,32	92,40	96,36	100,20	104,38	108,44	112,34
BHP_A	10.660	12.111	13.708	15.424	17.338	19.478	21.799	24.273

Es posible apreciar que la diferencia entre las potencias necesarias para alcanzar la velocidad de 15 nudos con las variantes A y E es de únicamente 126 CV. En cambio, los resultados del ensayo del propulsor en aguas libres muestran que para los valores de J inferiores a 0,42 la variante E posee mejor rendimiento.

Se ha comprobado que si se hubiesen adimensionalizado los resultados de los ensayos de propulsor en aguas libres con el diámetro interior en vez del exterior, las extrapolaciones mediante el procedimiento de Taniguchi serían las mismas (se compensan las variaciones de los rendimientos de casco, aguas libres y rotativo relativo).

4.2.5. Ensayos con el propulsor tipo Kaplan dotado de anillo currentiforme (variante C)

Las variantes B y C han tenido por objeto contrastar la influencia en el comportamiento del propulsor de la existencia de una circulación en las secciones meridianas del anillo.

La variante B incluye adicionalmente el efecto de un conducto de entrada convergente que acelera el flujo y simultáneamente impide que se produzcan separaciones en el contorno de entrada del anillo.

El gálibo de la sección meridiana del anillo es similar al de la tobera fija que aparece en la figura 9, adaptado de forma que el diámetro exterior máximo del conjunto propulsor-anillo es de 6,618 mts.

Resultados del ensayo del propulsor en aguas libres referidos a su diámetro interior (5,978 mts):

J	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
K_T	0,406	0,359	0,309	0,259	0,209	0,155	0,102	0,047
$10K_Q$	0,581	0,568	0,551	0,531	0,503	0,467	0,424	0,369
η_i	0,111	0,201	0,267	0,310	0,330	0,317	0,268	0,162

Los resultados del ensayo de autopropulsión y de la extrapolación son los siguientes:

V	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15
P_D	18.473	20.921	23.586	26.343	29.343	32.531	36.005	39.765
$T_{B.C.C.}$	119,51	130,67	141,83	153,33	165,80	178,61	191,08	204,54
r. p. m. B.C.C.	98,19	102,60	107,01	111,28	115,45	119,63	123,80	128,17
$1-t_m$	0,7661	0,7525	0,7428	0,7380	0,7330	0,7318	0,7344	0,7378
$1-W_m$	0,4123	0,4115	0,4144	0,4147	0,4091	0,4051	0,4060	0,4076
$\eta_i rr$	0,8879	0,8947	0,9000	0,9061	0,9093	0,9131	0,9141	0,9182
BHP	15.357	17.403	19.659	22.005	24.542	27.309	30.437	33.810
T	93,13	101,92	110,71	119,89	130,02	140,70	151,28	162,67
r. p. m.	92,52	96,69	100,92	105,02	108,98	113,05	117,26	121,63

Obsérvese que en las extrapolaciones de las variantes B y C no se han incluido predicciones para la variante A, ya que se estima que la interacción casco-hélice de estos propulsores puede ser apreciablemente diferente de la correspondiente a la variante A.

Resulta evidente que los resultados obtenidos con la variante E son significativamente mejores que los obtenidos con las variantes B y C.

La curva de rendimiento del propulsor en aguas libres es ligeramente superior a las correspondientes de las variantes A y E para los valores de J inferiores a 0,43, a pesar de que este diagrama se ha obtenido adimensionalizando con respecto al diámetro interior.

4.2.6. Ensayos con el propulsor tipo Kaplan dotado de placas de formas currentiformes tangentes al cilindro proyectante de la hélice paralelo a la línea de ejes (variante F)

De los resultados de las extrapolaciones que se han presentado en 4.2.2 y 4.2.5 se deduce que el anillo currentiforme se comporta mejor que el tubular.

El anillo currentiforme proporciona simultáneamente tres cualidades, tales que, cada una de ellas por separado, podría justificar, desde un punto de vista teórico, el mejor comportamiento de esta variante frente a la tubular. Dichas cualidades son: empuje adicional debido a la circulación desarrollada en las secciones meridianas situadas entre las palas del propulsor, mayor velocidad de entrada de agua a las palas del propulsor debido a la forma convergente respecto al borde de entrada del anillo y posibilidad de que no se produzcan desprendimientos en el borde de entrada del anillo.

Teniendo en cuenta las consideraciones precedentes, se pensó en mejorar las características de la variante E retocando sus formas de la manera indicada en la figura 8F.

Se aprecia claramente que se ha prolongado el material hacia adelante en el borde de entrada con objeto de incrementar la velocidad de entrada del agua hacia la hélice y tratar de eliminar simultáneamente cualquier separación de flujo que pudiera existir.

El diámetro máximo exterior de esta variante es 6,298 metros.

Resultados del ensayo del propulsor en aguas libres referidos a su diámetro exterior:

J	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
K_T	0,414	0,372	0,327	0,281	0,234	0,185	0,133	0,078	0,023
K_Q	0,621	0,563	0,505	0,446	0,384	0,319	0,250	0,180	0,109
η_i	0,106	0,210	0,309	0,401	0,485	0,552	0,591	0,552	0,300

Los resultados del ensayo de autopropulsión y de la extrapolación son los siguientes:

V	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15
P_D	13.759	15.562	17.570	19.696	22.104	24.687	27.404	30.470
$T_{B.C.C.}$	114,58	124,43	135,60	146,43	157,93	170,40	183,20	196,66
r. p. m. B.C.C.	87,66	91,55	95,25	99,09	103,02	107,11	110,95	115,08
$1-t_m$	0,7990	0,7902	0,7769	0,7728	0,7696	0,7670	0,7659	0,7674
$1-W_m$	0,4678	0,4731	0,4651	0,4676	0,4706	0,4740	0,4717	0,4754
$\eta_i rr$	0,9916	0,9951	0,9981	1,0007	1,0002	1,0049	1,0079	1,0097
BHP	10.656	12.083	13.628	15.320	17.271	19.418	21.684	24.270
T	89,29	97,06	105,85	114,49	123,84	134,24	145,04	156,40
r. p. m.	83,18	86,98	90,40	94,14	98,03	102,13	105,95	110,13
BHP_A	10.253	11.627	13.117	14.762	16.629	18.697	20.875	23.376

La diferencia entre las potencias necesarias para alcanzar la velocidad de 15 nudos con las variantes A y F es de 894, claramente superior a la existente entre las variantes A y E. Resulta evidente que la variante más adecuada de placas cilíndricas ha sido la E.

Parece lógico pensar, por consiguiente, que la ventaja de la variante C frente a la B ha sido debido al empuje adicional ejercido sobre las porciones de anillo currentiforme comprendidas entre las palas de la hélice, y al efecto acelerador de flujo que origina la sección meridiana del anillo.

4.2.7. Ensayos con el propulsor tipo Kaplan situado en el interior de una tobera fija (variante G)

En el apartado 4.1 se incluyen los resultados de remolque obtenidos con y sin tobera y los resultados de los ensayos del propulsor Kaplan en aguas libres fuera y dentro de la tobera.

Para extrapolar los resultados de los ensayos por el procedimiento de Taniguchi pueden seguirse dos caminos:

a) Suponer que la tobera es un apéndice del casco (empleando para efectuar la extrapolación los ensayos de remolque obtenidos incluyendo la tobera) y utilizar los ensayos de aguas libres obtenidos con el propulsor Kaplan completamente independiente.

b) Suponer que el conjunto tobera-hélice es un dispositivo propulsivo que suministra un empuje global, en cuyo caso, para efectuar la extrapolación, sería preciso partir de los resultados de los ensayos de remolque y emplear los resultados de los ensayos de propulsor en aguas libres obtenidos haciendo funcionar el propulsor en el interior de la tobera.

Para poder utilizar el segundo porcedimiento sería preciso que en los ensayos de autopropulsión se midiese el empuje que suministra la tobera, cosa que no se ha efectuado con ocasión de los ensayos que nos ocupan.

De cualquier forma, en opinión del autor, es preferible seguir el primero de los procedimientos, ya que suministra una posibilidad de correlación con los resultados obtenidos en plena escala, más real (en el buque no se podrá medir el empuje de la tobera).

Estas dos posibilidades han sido contempladas también por A. Yazaki y otros (ref. 13) en un trabajo muy meticuloso y digno de los mayores elogios.

En relación con el tema suscitado en el punto 3.2.2, merece la pena que se destaque que en el segundo párrafo de la página 36, Yazaki afirma textualmente: «It means that the main reason for the excellent propulsive efficiency of the ship equipped with ducted propeller is in the resistance reducing effect brought by the duct.»

Los resultados del ensayo de autopropulsión y de la extrapolación son los siguientes:

V	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15
F_D	11.108	12.545	14.126	15.853	17.759	19.817	22.084	24.551
$T_{B.C.C.}$	81,62	88,71	96,13	103,95	112,15	120,82	129,95	139,67
r. p. m. B.C.C.	94,30	98,20	102,20	106,20	110,30	114,40	118,70	122,90
$1-t_m$	1,1390	1,1366	1,1350	1,1320	1,1290	1,1267	1,1243	1,1222
$1-W_m$	0,9182	0,9145	0,9140	0,9119	0,9116	0,9112	0,9132	0,9120
η_{rr}	0,9724	0,9741	0,9755	0,9765	0,9767	0,9778	0,9794	0,9799
* BHP	10.015	11.344	12.826	14.421	16.214	18.171	20.353	22.704
T	64,87	70,74	76,93	83,39	90,23	97,63	105,46	113,74
* r. p. m.	98,31	102,41	106,67	110,87	115,24	119,62	124,26	128,72

Factor de formas K = 0,288

* Han sido corregidos ciertos errores que aparecieron en el trabajo que se distribuyó en las Sesiones Técnicas.

En relación con estos resultados se estima oportuno realizar las siguientes puntualizaciones:

a) El coeficiente de succión t_1 ha resultado negativo. Esto es debido a que sobre el modelo ha actuado simultáneamente el empuje suministrado por la tobera y que, sin embargo, no ha sido tenido en cuenta al calcular el coeficiente de succión. Esta circunstancia habitual en este tipo de extrapolación ha sido también señalada en referencia 13.

b) El coeficiente efectivo de estela a empuje constante del modelo es apreciablemente bajo debido al efecto acelerador de flujo de la tobera convergente.

c) Los efectos señalados en a) y b) hacen que el rendimiento de casco de esta versión sea apreciablemente bajo, pero, en cambio, el rendimiento del propulsor en aguas libres en este ensayo de autopropulsión es superior al que se alcanza cuando no se instala la tobera, debido probablemente al insuficiente grado de turbulencia del flujo que se desarrolla en el interior de la tobera.

d) En caso de que se hubiese efectuado la extrapolación por el procedimiento de Froude y aplicado los mismos coeficientes de correlación a los ensayos realizados en presencia y en ausencia de la tobera, se habría obtenido como resultado más favorable el del propulsor en tobera (véase fig. 13A).

Yazaki, en su trabajo ya referenciado, afirma que ha comprobado que utilizando el presente procedimiento de análisis es posible efectuar la extrapolación de un buque con tobera como si se tratase de un buque normal.

K. J. Minsaas aporta datos valiosísimos sobre este tema en el trabajo titulado «The Design of Large Ducted Propeller for Optimum Efficiency and Manoeuvrability» (parte primera, ref. 9).

Dicho autor afirma que los resultados de los ensayos efectuados con modelos equipados con tobera pueden extrapolarse de manera completamente similar al caso de los modelos con propulsor convencional aplicando el procedimiento de Taniguchi. Las mejores aproximaciones se obtienen modificando las curvas características del propulsor en aguas libres para tener en cuenta el efecto de la diferencia entre los números de Reynolds del buque y del modelo.

Mazarredo, en ref. 10, pág. 16, señala que no es previsible que las ventajas obtenidas en el campo del modelo se mantengan en el campo del buque. Al efectuar la extrapolación por el procedimiento de Taniguchi se observa que, en efecto, sucede así. Se suscita, por lo tanto, la necesidad de utilizar distintos coeficientes de correlación para una y otra versión cuando la extrapolación se efectúa por el procedimiento de Froude.

No se debe perder de vista que, cuando se utiliza el procedimiento de correlación de Froude, el peso de la extrapolación recae en los pares absorbidos por el propulsor del modelo. De los tres parámetros característicos del propulsor (pares absorbidos, empujes suministrados y revoluciones), el par absorbido es el que se halla sometido a un efecto de escala mayor y, por consiguiente, debe estar sujeto a una erraticidad más elevada.

En el procedimiento de Taniguchi se conjugan las influencias de las tres variables (en las predicciones de la potencia influyen las tres) y en la extrapolación juega un papel decisivo el ensayo del propulsor en aguas libres, que además se realiza a un número de Reynolds bastante mayor que el correspondiente a los ensayos de autopropulsión y, por lo tanto, es mucho más estable.

Comparando los resultados obtenidos en este punto con los del punto 4.2.1, se deduce que la diferencia entre las potencias propulsoras necesarias para alcanzar la velocidad de 15 nudos con ambas versiones es 50 CV, en contra del conjunto tobera-hélice, cantidad que estimamos no es significativa.

Las consideraciones precedentes hacen inevitable el preguntarse si no se habrá instalado en el mundo más de alguna tobera innecesaria por haber aceptado las consecuencias derivadas de extrapolaciones efectuadas por el procedimiento de Froude.

Los resultados obtenidos parecen indicar que, en este caso, la situación relativa de la tobera respecto al casco no es óptima y por ello no se han obtenido mejoras en el campo del buque.

4.2.8. Ensayos con el propulsor tipo Kaplan situado en el interior de una semi-tobera fija (variante H)

Con objeto de contrastar empíricamente la hipótesis que se estableció en el punto 3.2.2, se decidió suprimir la parte inferior de la tobera en la forma indicada en la figura 11H.

Los resultados del ensayo de autopropulsión y de la extrapolación son los siguientes:

V	12,5	13	13,5	14	14,5	15
F_D	15.165	17.007	19.055	21.316	23.690	26.506
$T_{B.C.C.}$	118,85	128,15	138,55	149,39	160,88	173,35
r. p. m. B.C.C.	95,72	99,52	103,50	107,44	111,38	115,45
$1-t_m$	0,9180	0,9182	0,9139	0,9112	0,9082	0,9041
$1-W_m$	0,5911	0,5930	0,5941	0,5945	0,5928	0,5911
η_{rr}	0,9936	0,9936	0,9972	0,9976	1,0020	0,9998
BHP	12.342	13.896	15.633	17.585	19.642	22.057
T	93,73	101,32	109,88	119,01	128,74	139,22
r. p. m.	93,79	97,65	101,66	105,68	109,67	113,75

Se aprecia claramente que, al haber eliminado la zona inferior de la tobera, la hélice suministra un empuje mayor e incluso mejora el rendimiento propulsivo total debido a que, para que se alcancen con esta versión los 15 nudos, se necesitan 647 CV menos que con la tobera entera. También se han mejorado ligeramente los resultados obtenidos con la variante A en 597. Esta mejora podría atribuirse a que la zona superior de la tobera impide que la succión de la hélice origine separaciones de flujo adicionales, disminuyéndose, por consiguiente, la resistencia efectiva de avance que experimenta el modelo con esta variante de propulsor en comparación con la que se obtuvo con la variante A (véase fig. 10A).

La tobera entera también posee la cualidad positiva que se acaba de mencionar, pero el rendimiento propulsivo global de dicha versión es inferior al de la versión A; de ahí que el resultado final sea ligeramente desfavorable.

Es de esperar que si en vez de haber utilizado la semitobera se hubiese colocado una aleta currentiforme parecida a la zona superior de la tobera que se prolongase horizontalmente hacia el casco, el rendimiento hubiera sido todavía mejor por disminuirse en mayor medida la separación de flujo (véase ref. 14, figs. 23 y 24).

4.2.9. Estimación de la velocidad correspondiente a un propulsor de las mismas características que la variante A, pero deducido de las series B-B del N. S. M. B. (variante I)

Se tenía intención de completar la investigación efectuando ensayos con un propulsor de «stock» de diseño convencional que poseyese similares características a las de la variante A, pero no se encontró ninguno disponible.

Por este motivo se ha proyectado un propulsor con auxilio de las series B-B del N. S. M. B. y se ha preparado una predicción basada en los coeficientes propulsivos que se deducen de los ensayos mencionados en el punto 4.2.1.

A continuación se presenta una comparación entre el comportamiento previsible de los propulsores A, E e I:

V	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15
BHP_A	10.377	11.635	13.013	14.518	16.201	18.117	20.263	22.654
BHP_E	10.412	11.682	13.071	14.601	16.274	18.205	20.361	22.780
BHP_I	10.546	11.837	13.275	14.860	16.639	18.668	20.920	23.460

De las comparaciones precedentes se deduce que el propulsor Kaplan posee un rendimiento superior en, aproximadamente, un 3,6 por 100 sobre un propulsor convencional de similares características. Por otra parte, el propulsor E también es mejor que el propulsor convencional en, aproximadamente, un 3 por 100.

Los ensayos en aguas libres que se han atribuido al propulsor convencional corresponden a un número de Reynolds de $2{,}1 \times 10^6$ y la relación entre el espesor y el ancho de pala en la sección 0,75R es inferior a la correspondiente del propulsor A; por lo tanto, la comparación efectuada ha sido realizada en condiciones sensiblemente favorables para el propulsor convencional.

5. CONCLUSIONES FINALES

5.1. **Consideraciones sobre la idea que se propone**

En las figuras números 12 y 13 se recogen los resultados obtenidos respectivamente en los ensayos de aguas libres y de autopropulsión con las diferentes variantes de propulsores.

A pesar de la limitada extensión de la investigación que se ha efectuado, los resultados obtenidos permiten concebir esperanzas sobre las posibilidades futuras de la idea que se propone.

Las placas cilíndricas que se han desarrollado han permitido mejorar de una manera notoria los resultados obtenidos con los propulsores con anillo exterior, reduciendo además de manera considerable su coste (menor peso). Se ha mejorado también el rendimiento en aguas

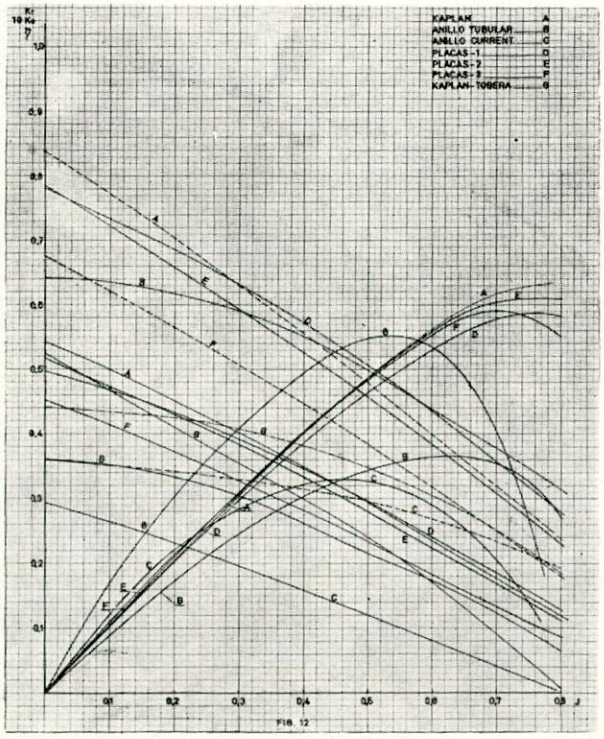


Fig. 12.

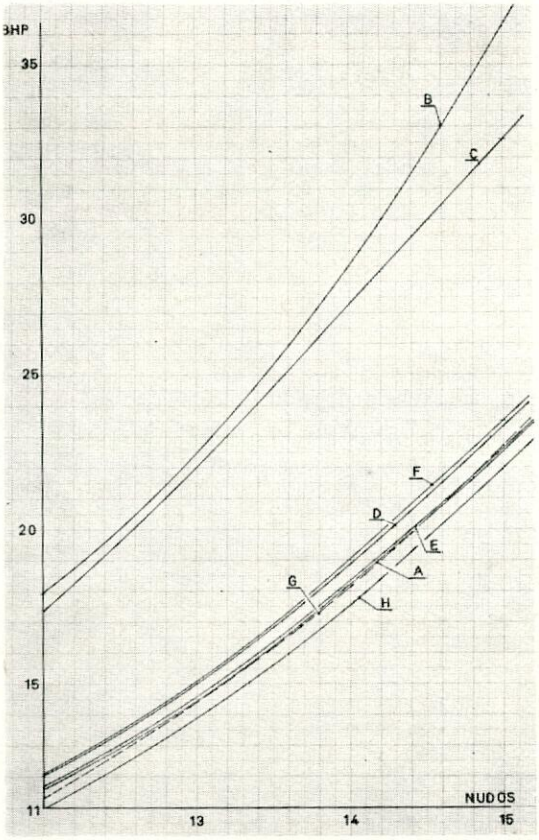


Fig. 13.

libres del propulsor básico para la zona de grados de avance inferiores a 0,4. Si los ensayos se hubiesen realizado con una reducción de fricción sensiblemente más baja que la utilizada, se hubiese mejorado la velocidad obtenida por el propulsor básico.

En el punto de funcionamiento correspondiente a la deducción de fricción que se ha introducido no se ha conseguido mejorar el rendimiento del propulsor Kaplan básico, pero el rendimiento obtenido se ha aproximado mucho al de dicho propulsor.

Como se esperaba, el rendimiento del propulsor Kaplan ha sido mayor que el de un propulsor convencional de las mismas características básicas, pero debido a la aparición de los intensos torbellinos de extremo de pala y los consiguientes problemas que éstos traen consigo (cavitación, vibraciones), su utilización no resultaría admisible. Las placas cilíndricas que se han desarrollado permiten, sin embargo, la utilización de este tipo de propulsor porque eliminan su principal inconveniente (los torbellinos de extremo de pala). Se ha visto también que a pesar de la ligera reducción que la instalación de las placas produce en el rendimiento en aguas libres del propulsor básico para valores de J superiores a 0,4, el rendimiento remanente es superior en un 3 por 100 aproximadamente al que posee un propulsor convencional de las mismas características básicas. A medida que aumenta la carga de trabajo del propulsor, mayor es su ventaja con respecto a un propulsor convencional, resultando, por tanto, idóneo para remolcadores y arrastreros, aunque, en cualquier caso, la amplitud de su campo de aplicación es prácticamente ilimitada.

Se tiene además la esperanza de que si las placas cilíndricas se instalan hacia una sola de las caras del propulsor mejorarán los resultados obtenidos en toda la gama de grados de avance.

En la actualidad se están construyendo dos modelos de propulsor especialmente adaptados al campo de estelas de uno de los prototipos de AESA, ambos con una relación área-disco aquilatada. Uno de los propulsores posee un criterio de diseño convencional y en el otro se ha

implantado por entero el criterio que se ha descrito con anterioridad.

En esta oportunidad se esperan realizar ensayos simultáneos de cavitación y fluctuaciones de presión, con lo cual se completarán los elementos de juicio sobre la innovación que se propone.

5.2. Consideraciones sobre los procedimientos de extrapolación

Ciertamente, resulta desalentador comprobar los resultados tan contradictorios que se obtienen utilizando los procedimientos de extrapolación de Froude y de Taniguchi al efectuar las predicciones de potencia-velocidad-revoluciones para las variantes A y G.

La dispersión habitual en los coeficientes de correlación asociados al procedimiento de Froude ha originado que se esté produciendo últimamente un abandono progresivo de dicho procedimiento por parte de los canales de experiencias. En la investigación que se ha realizado se nos ha presentado el dilema de si se deben aplicar los mismos coeficientes de correlación a los ensayos efectuados con las variantes A y G, circunstancia que agrava más aún los inconvenientes de este procedimiento.

Los bajos valores P_D que se obtienen en el caso del propulsor en tobera (variante G) pueden estar originados porque el régimen del fluido en el interior de la tobera durante el ensayo de autopropulsión haya sido laminar. Minsaas, en su trabayo ya referenciado, afirma que ha comprobado visualmente que el régimen del líquido a su paso por la tobera durante el ensayo de propulsor en aguas libres (efectuado a un número de Reynolds apreciablemente superior al del ensayo de autopropulsión) ha sido laminar en una extensión considerable.

En el procedimiento de Taniguchi se eliminan en parte los inconvenientes que se han mencionado debido a que el efecto de escala en el coeficiente efectivo de estela se aplica al punto de funcionamiento del propulsor en autopropulsión en el que intervienen el empuje y las revoluciones del propulsor. Dicho punto de funcionamiento se determina con auxilio de los diagramas de propulsor en aguas libres, que, como se ha dicho con anterioridad, se obtienen a un número de Reynolds más elevado que el correspondiente a los ensayos de autopropulsión, y si se sigue el procedimiento de efectuar el ensayo de aguas libres sin la tobera, el régimen poseerá un grado de turbulencia mayor que si ésta se utiliza.

Otra ventaja del procedimiento de Taniguchi que se mencionó con anterioridad (apartado 4.2) es que con él es posible efectuar comparaciones entre el comportamiento de diversas alternativas de propulsores del mismo diámetro y número de palas, con la máxima garantía aun en el caso de condiciones de flujo en popa muy desfavorables.

Minsaas, en su trabayo ya referenciado, menciona las anomalías encontradas por Taniguchi y Tamura (ref. 16) al ensayar modelos de elevado coeficiente de bloque (0,79-0,85), en los que la succión de la hélice origina grandes separaciones de flujo (véase figura 10), que hacen que la resistencia al avance del modelo sea muy diferente en los ensayos de remolque y de autopropulsión. La presencia de estos fenómenos de desprendimiento es un tanto aleatoria y origina una dispersión de los resultados de los ensayos de autopropulsión superior a la que puede atribuirse al instrumental (en este caso la instrumentación utilizada por El Pardo ha sido de la mejor calidad).

De los razonamientos anteriores no debe deducirse que con la versión actual del procedimiento de Taniguchi esté resuelto en su totalidad el problema de la correlación modelo-buque. Dejando aparte los inconvenientes debidos a no tener en cuenta en los ensayos el efecto de la estabilidad de ruta del modelo, que ya fueron tratados por el autor en ref. 15 (contestación a la intervención del señor Alvariño), es previsible que en un futuro próximo, cuando se generalicen las mediciones en las pruebas de mar de los empujes suministrados por la hélice, se podrán conocer e introducir en las extrapolaciones los efectos de escala en el coeficiente de succión y en el rendimiento rotativo relativo (admitiendo que la formulación de la resistencia de remolque sea correcta). De este modo, las extrapolaciones se realizarán repartiendo de un modo más lógico el efecto de escala debido a la transgresión de la ley de semejanza de Reynolds entre los coeficientes propulsivos, con lo cual se mejorará la calidad de las predicciones, especialmente en el caso de buques equipados con toberas.

En cualquier caso, ante la necesidad de tener que adoptar decisiones en base a los resultados obtenidos en casos similares al que nos ocupa, y aceptando la posibilidad de que pudiese existir cierta diferencia entre los valores del efecto de escala en el coeficiente de estela correspondientes a ambas alternativas, una medida prudente sería no aceptar como significativas diferencias entre los valores de los BHP de las extrapolaciones equivalentes al 3 por 100 de la potencia instalada. (Téngase en cuenta que la exactitud del torsiómetro no es superior al 2,5 por 100.)

5.3. Consideraciones sobre ciertas tendencias que se están produciendo en los criterios de diseño de las formas de la obra viva

Los resultados de los ensayos presentados en el punto 4.2.8 apoyan la hipótesis de que, salvo en el caso de propulsores extremadamente cargados (remolcadores, etcétera), la ventaja más directa atribuible a las toberas es evitar que la succión del propulsor origine separaciones de flujo en la zona de popa del buque.

La experiencia realizada ha mostrado que este efecto beneficioso puede conseguirse sin necesidad de instalar una tobera completa. Bastaría crear una especie de conducto o aleta que envolviese parcialmente a la hélice.

En cierto canal de experiencias se ha encontrado que la efectividad de estos conductos está directamente asociada a su proximidad a la parte vertical del disco del propulsor. Una justificación podría ser que de este modo se consigue una afluencia mayor de agua hacia las secciones extremas de la hélice y que, simultáneamente, se evita de ese modo que se produzcan a su vez fenómenos de desprendimiento dentro del propio conducto debidos a la succión del propulsor (en cualquier caso, la importancia de éstos sería secundaria).

La innovación que se propone introducir en el diseño de los propulsores podría incorporarse con fortuna en estos casos, ya que no se requerirían huelgos tan reducidos entre los conductos y el extremo de la pala de la hélice, pudiéndose actuar de este modo con los mejores

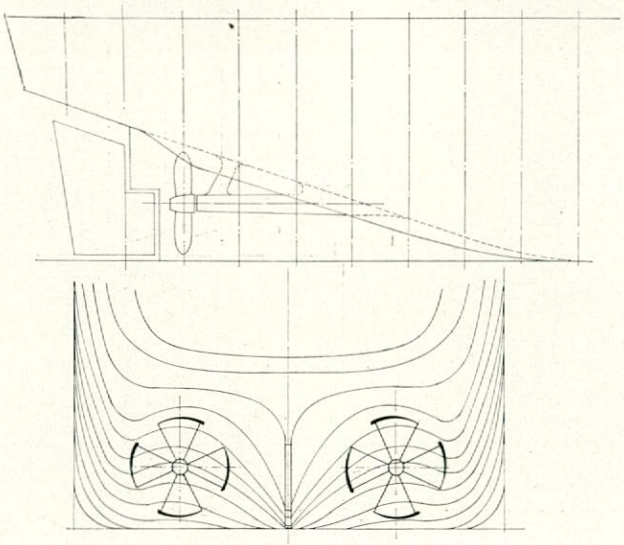


Fig. 14.

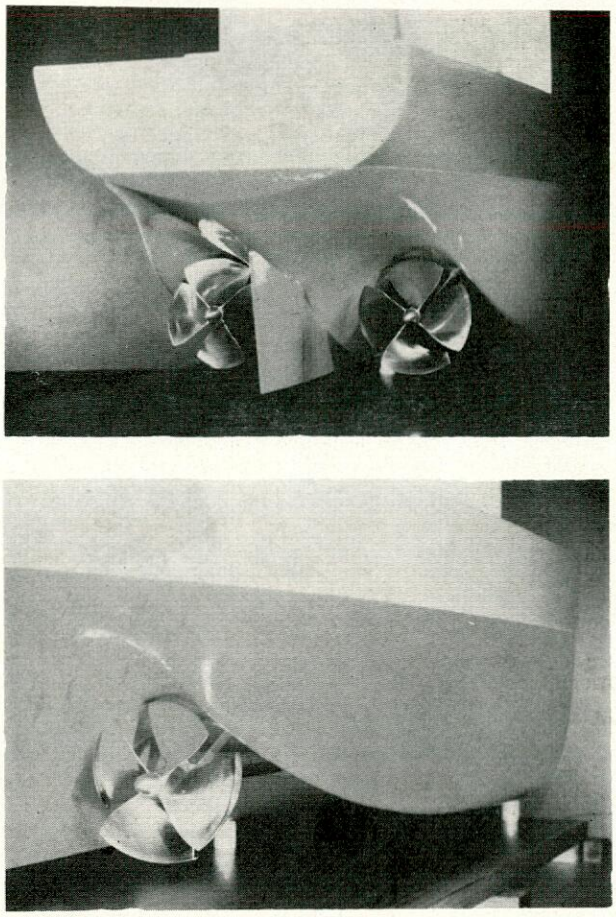


Fig. 14-A.

pronunciamientos de éxito sobre cualquier problema de cavitación que pudiese aparecer en tales conductos.

Por cuanto se ha dicho, es previsible que en un futuro inmediato ha de cambiar radicalmente (de hecho lo está haciendo ya) la filosofía del diseño de los cuerpos de popa de los buques.

En las figuras 14, 15 y 16 se representan unas ideas vanguardistas y prometedoras, en línea con las conclusiones extraídas del presente trabajo.

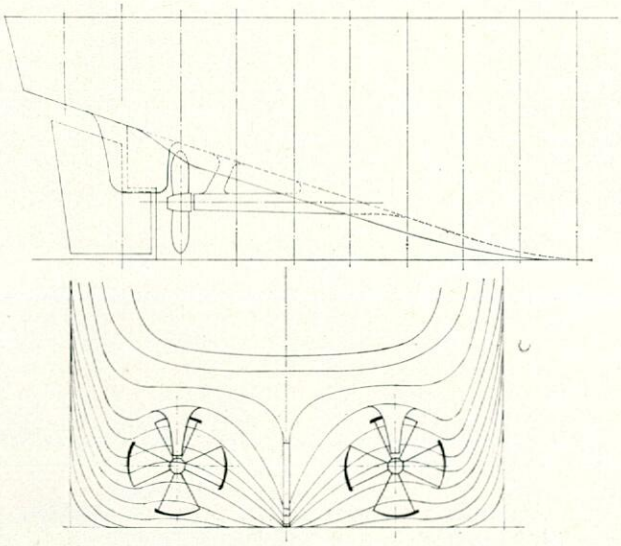


Fig. 15.

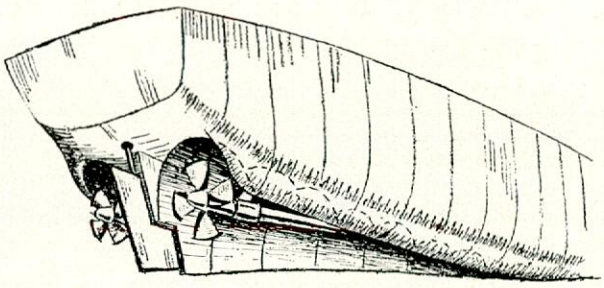


Fig. 16.

La solución de dos líneas de ejes ofrece el atractivo especial de permitir reducir al máximo las revoluciones de las hélices.

Los aditamentos que aparecen en la figura 15 tienen por objeto incrementar el rendimiento rotativo relativo de los propulsores.

LISTA DE REFERENCIAS

1. AUREO FERNANDEZ AVILA: «Elementos de Análisis Vectorial». «Hidrodinámica». Publicación de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales, 1959.
2. L. PRANDTL y O. G. TIETJENS: «Applied Hydro and Aeromechanics». Mac Graw-Hill, Nueva York y Londres, 1934.
3. J. W. LAP y D. VAN MANEN: «Fundamentals of Ship Resistance and Propulsion». Publicación núm. 132a del N. S. M. B.
4. D. VAN MANEN: «Thrust Deduction and a Proposed Formula for Radial Distribution». I. S. P., vol. 2, núm. 8, 1955.
5. SKEENE: «Elements of Yacht Design». 1944.
6. M. W. C. OOSTERVELD: «Ducted Porpeller Systems Suitable for Tugs and Pushboats». Presentado en el SNAME, 1971.
7. VAN GUNSTEREN: «Ring Propellers». Trans. I. Mar. E. Vol. 83, 1971.
8. J. F. NUÑEZ BASAÑEZ: «Resultados obtenidos en arrastreros con hélices con tobera». INGENIERIA NAVAL, febrero 1975.
9. «Proceedings of the Symposium on Ducted Propellers». RINA, junio 1973.
10. L. MAZARREDO: «Ensayos con toberas en un modelo de petrolero». Informe de la AICN, febrero 1974.
11. ROBERT TAGGART: «Upgrading the Propulsive Efficiency of Single Supertankers». «Naval Engineers Journal», abril 1974.
12. R. RUIZ-FORNELLS, G. PEREZ GOMEZ y J. VIVANCO SANCHEZ: «Cavitación en propulsores marinos». INGENIERIA NAVAL, octubre 1974.
13. A. YAZAKI, S. OHASHI y J. MINAKATA: «Performance Analysis of Full Ship Equipped with Ducted Propeller». S. R. C. Technical Note, núm. 3, 1975 (versión en inglés).
14. E. VOSSNACK y A. VOOGD: «Developments of Ship's Afterbodies Propeller Excited Vibrations». Second LIPS Propeller Symposium, 1973.
15. G. PEREZ GOMEZ y C. ALVAREZ CANOVAS: «Contribución al estudio de la maniobrabilidad en grandes petroleros mediante nuevas técnicas desarrolladas por el Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo». INGENIERIA NAVAL, enero 1975.
16. K. TANIGUCHI y K. TAMURA: «Study on the Flow Pattern around the Stern of Large Full Ships». «Mitsubishi Technical Review», Tokyo, February 1971.

LISTA DE SIMBOLOS

A_o	= área de una corona elemental del disco del propulsor.
AE/AO	= relación área/disco.
a	= coeficiente de proporcionalidad de la velocidad inducida axial.
a'	= coeficiente de proporcionalidad de la velocidad inducida tangencial.
b	= coeficiente de proporcionalidad de la componente axial de la velocidad aguas abajo del propulsor.
B.C.C.	= buque en condiciones de canal.

BHP = potencia suministrada por el motor.
C = constante de proporcionalidad.
D = diámetro del propulsor.
H = paso del propulsor.
$H_{0,7}$ = paso en la sección 0,7R del propulsor.
H_e = paso efectivo local.
I_o = momento de inercia.
i = velocidad inducida.
J = grado de avance del propulsor.
K = constante.
K_Q = $Q/\rho n^2D^5$.
K_T = $T/\rho n^2D^4$.
dL = diferencial de fuerza de sustentación.
l = desarrollo de una sección circunferencial del propulsor.
M = masa del buque incluida agua asociada.
dM = diferencial de momento cinético, diferencial de fuerza tangencial.
m = masa de agua impulsada por el propulsor.
n = revoluciones del propulsor.
P_D = potencia suministrada por la hélice al buque (en condiciones de canal).
Q = caudal del fluido. Par entregado a la hélice.
R = D/2. Resistencia de remolque.
dR = diferencial de resistencia.
r = radio de una sección circunferencial genérica.
rpm = revoluciones por minuto.
dr = diferencial de radio.
S = superficie mojada.
T = empuje del propulsor.
t = coeficiente de succión.
V = velocidad del buque.
V' = velocidad nominal de estela.
v = velocidad absoluta del agua a la salida de la hélice.
W = coeficiente de estela.
Z = número de palas del propulsor.
α = ángulo de ataque.
β = véase figura 4.
Δ_{CF} = coeficiente de correlación.
η = rendimiento.
Γ = circulación.
ρ = densidad del fluido.
ω = velocidad angular de rotación.

AGRADECIMIENTO

El autor agradece a Astilleros Españoles la autorización recibida para publicar el presente trabajo.

Los estudios e ideas que se presentan son fruto del aprendizaje y trabajo conjunto del autor con don Ramón Ruiz-Fornells (director técnico de Construcción Naval de AESA), que, sin embargo, ha rehusado aparecer como uno de los autores.

El autor agradece igualmente la colaboración recibida de don Pascual O'Dogherty, director del Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo, y de don Alfredo Pardo (subdirector), quienes desde el primer momento mostraron gran interés por esta investigación y concedieron a los trabajos la máxima urgencia. Asimismo han sido sumamente útiles las sugerencias de don Carlos Alvarez en el momento de proyectar las piezas cilíndricas de las palas. Don Antonio Carrión seleccionó el modelo más adecuado para unir a la tobera, y don Julio Barreto y don Vicente Jiménez colaboraron eficazmente en el seguimiento de los trabajos. Finalmente, el señor Castiñeira ha hecho prodigios tallando los delicados modelos de las diversas variantes.

Han sido de gran utilidad para el autor las documentadas explicaciones de Mr. Minsaas (Chief Research Engineer del N. S. F. I.) sobre sus análisis de los resultados de pruebas de mar de buques equipados con toberas.

Se desea mencionar la generosa asistencia de Mr. Muntjewerf (vicepresidente del N. S. M. B.) y sus explicaciones sobre la evolución histórica del criterio de distribución del paso de las hélices.

Ha sido también de gran utilidad el artículo recibido de Mr. Yazaki (ref. 13), que nos ha ratificado en nuestras propias convicciones.

Se desea agradecer igualmente, dentro del grupo de Astilleros Españoles, la colaboración de don Rafael Paniagua, que nos ha proporcionado precedentes interesantes de nuestra idea, y la eficaz colaboración de los señores Osorio y González Linares en el campo del ordenador; Ferrer, Pérez Orge y Muñoz de la Vega, en la presentación del trabajo, y Martín Pérez y Canosa, en la delineación y ejecución de ciertos cálculos.

Finalmente, ha sido muy valiosa la colaboración del grupo de secretarias de la dirección de Construcción Naval de AESA, señoritas García Rico, Larbet y Valdeita, que puede asegurarse son ya auténticas especialistas en temas de hidrodinámica.

DISCUSION

Sr. O'Dogherty

Debo felicitar al autor por su interesante trabajo, que es una prueba más de su entusiasmo y vocación de investigador.

En este trabajo, que comprende los primeros resultados de un programa más amplio, resalta la gran importancia que tiene el proyecto de las formas de popa, del que depende la interacción hélice-carena, que es básica para la propulsión.

Estoy de acuerdo con el autor en la conveniencia de basar la correlación modelo-buque en métodos que utilicen factores de escala, tales como $\Delta W_T = W_{TM} - W_{TS}$, o bien, $e = \dfrac{1 - W_{TS}}{1 - W_{TM}}$, deducidos de las mediciones de empuje, tanto en el modelo como en el buque, por ser K_T menos variable con el número de Reynolds que K_Q. Entre estos métodos de correlación, uno de los más conocidos es el de Taniguchi (referencias 1, 2 y 3), que emplea como factores de correlación experimentales los de ΔC_f y e . Tal como indica Tamura en la referencia 3, todos los métodos de correlación empleados por los distintos Canales son correctos, siempre que los factores de correlación empíricos utilizados estén basados en datos fiables, a nivel de modelo y de buque real. Por otra parte, el método de Taniguchi puede emplearse tomando como línea básica de fricción cualquier línea conocida, tales como la ITTC, Hughes, Schoenherr, etc., siempre que los factores de correlación hayan sido obtenidos con base en ensayos hechos en dicha línea de fricción.

En el Canal de Experiencias, la correlación modelo-buque se viene haciendo recientemente con base en la línea de fricción ITTC, tomando como factores de correlación la corrección por rugosidad, C_r, equivalente en su función a la ΔC_f tomada en el método de Taniguchi, y la corrección a la estela por efecto de escala $\Delta W_Q = W_{QM} - W_{QS}$. Se prefiere considerar el efecto de escala en la estela efectiva de par, W_Q, por ser una variable de la cual se tiene mucha información disponible, al medirse el par torsiométricamente en numerosas pruebas de mar. Por otra parte, los valores de estela por identidad de empuje, necesarios para estimar los factores de correlación por el método de Taniguchi, son muy escasos, lo que hace que dichos factores de correlación hayan de tomarse de información ajena, lo que no parece aconsejable en principio, ya que los efectos de escala son también dependientes del tipo de formas empleadas, proporciones de las carenas, etc., que pueden ser distintas en distintos países, según el grado de desarrollo de la técnica naval.

Es de desear que los intentos de conseguir un dispositivo fácil que permita las mediciones de empuje en las pruebas de mar cristalicen en algo positivo, de tal modo que los métodos de correlación basados en las medidas de empuje puedan ser aplicados generalmente, dentro de una fiabilidad de resultados igual o superior a la actualmente conseguida con los métodos tradicionales que utilizan las medidas torsiométricas de par halladas en las pruebas de mar.

En lo que se refiere a la comparación de resultados con distintos sistemas de propulsión (hélice convencional, hélice en tobera, hélice en semitobera, hélices dotadas de viseras, ring-propellers, etc.), debe tenerse en

cuenta que la comparación hecha en este trabajo ha de considerarse con mucha prudencia, ya que los factores de correlación que se utilizan carecen en la mayor parte de los casos de la confirmación experimental necesaria a tamaño natural por tratarse de nuevos sistemas de propulsión no empleados hasta ahora.

REFERENCIAS

1. K. TANIGUCHI: «On model-ship Correlation in Propulsive Performance». Japan Shipbuilding & Marine Engineering. Vol. 2, número 3 (1967).

2. K. TANIGUCHI: «Model-Ship Correlation Method in the Mitsubishi Experimental Tank». Sociedad de Ingenieros Navales de Japón (1963).

3. K. TAMURA: «Speed and Power Prediction Techniques for High Block Ships Applied in Nagasaki Experimental Tank». SNAME STAR Symposium (1975).

Sr. Sierra

La innovación propuesta por el autor de este trabajo para aumentar la carga de los extremos de las palas de las hélices sin que se produzcan torbellinos fue utilizada hace años en las alas de algunos aviones militares de transporte. Ignoro por qué han dejado de utilizarse estas aletas, pero supongo que no por ineficaces, sino por el gran aumento de la velocidad acaecida con la era de los reactores, que hace innecesaria, probablemente, tal solución. En cualquier caso, creo que este dato es suficiente para considerar con interés la propuesta de Gonzalo Pérez.

En cuanto al trabajo en sí, no obstante, tengo que poner dos objeciones importantes:

La primera es que hubiera sido conveniente iniciar esta investigación ensayando las hélices en el túnel de cavitación, donde se pueden visualizar los torbellinos de punta de pala. El objetivo sería encontrar la anchura óptima de las placas, ya que de ser éstas muy estrechas no sólo no se evitaría el desprendimiento de torbellinos, sino que éste aumentaría considerablemente por estar la hélice más cargada en la punta que lo estaría otra de tipo convencional.

En cambio, si las placas son demasiados anchas, la resistencia de fricción puede ser tan grande que las haga desaconsejables.

La segunda objeción se refiere al sistema empleado por el autor para extrapolar al buque los resultados de los ensayos de autopropulsión de la hélice en tobera y a la comparación que hace con los otros tipos de hélices, lo cual, a mi juicio, invalida una gran parte de las conclusiones obtenidas en este trabajo.

En el apartado 4.2.7 se exponen dos procedimientos, a y b), para hacer dicha extrapolación, y se ha elegido el primero con un razonamiento convincente: porque no es posible realizar el segundo. En cambio mi opinión es que la hélice y la tobera forman un conjunto inseparable en cuanto a su comportamiento hidrodinámico. Es sobradamente conocido, y, por tanto, no hace falta insistir en ello, el funcionamiento tan dispar de ambos elementos cuando funcionan separados y cuando lo hacen en la disposición para la que han sido proyectados.

Ahora bien, dado que tal disparidad ha de ser análoga en el modelo y en el buque, a efectos prácticos no veo mayor inconveniente en utilizar el método a), pero, eso sí, en la idea de que habrá que dar un tratamiento distinto a estos resultados que a los obtenidos con hélices sin tobera. Voy a desarrollar esto brevemente:

Al considerar la tobera sin hélice como un apéndice de la carena y ensayar ésta en remolque, se producirá un desprendimiento del flujo en la superficie exterior de la tobera a causa de tener las secciones diametrales un ángulo de ataque excesivo, pues no han sido proyectadas para funcionar sin hélice. En consecuencia, el coeficiente de succión que se obtenga de este ensayo y el de autopropulsión tendrá una componente importante debida a la viscosidad, aunque por estar originada por desprendimiento en el borde de ataque de la tobera será independiente del número de Reynolds y, por tanto, se pueden aplicar los métodos de extrapolación habituales ($t_m = t_s$).

En cuanto se refiere al coeficiente de estela obtenido por el procedimiento a), ha de observarse que la velocidad media de entrada del agua en la hélice situada en la tobera es casi igual que la de avance de la hélice aislada en flujo uniforme para dar el mismo empuje. Por esto el coeficiente $1\text{-}W_T$ es próximo a la unidad, como se dice en el propio trabajo. Ahora bien, el incremento de este coeficiente respecto a los valores normales con hélices convencionales es de carácter totalmente potencial, por estar originado por la forma y disposición de la tobera. Y, en consecuencia, este incremento no está apenas afectado por el número de Reynolds. Esto se traduce en que no se puede corregir $1\text{-}W_T$ por efecto de escala multiplicando por 1.25, como en las hélices libres en buques llenos, sino incrementándolo en un valor constante del orden de 0.10 ó 0.12, que es la variación con la escala de la componente viscosa del coeficiente de estela.

En el caso que nos ocupa el autor ha obtenido experimentalmente un coeficiente de estela $1\text{-}W_m = 0.912$ para el modelo propulsado con hélice en tobera. Este valor, incrementado en un 25 por 100 y utilizando las curvas características del propulsor aislado, le han llevado a obtener una potencia de 23.460 CV a 132 r. p. m. Ambos valores están por encima de las predicciones hechas previamente para el buque propulsado por la hélice Kaplan sin tobera, lo cual no es lógico, puesto que el empuje que ha de dar ésta (154 t.) es superior al necesario funcionando en la tobera (114 t.) y, por lo tanto, aquélla ha de tener necesariamente peor rendimiento.

Yo he repetido los mismos cálculos hechos por el autor para predecir la potencia y las revoluciones del buque propulsado por hélice en tobera a 15 nudos, pero corrigiendo el coeficiente de estela, como he indicado más arriba, y la potencia así obtenida ha sido de sólo 19.300 CV, es decir, un 18 por 100 inferior a la estimada en este trabajo, a 117 r. p. m.

Como comprobación de la verosimilitud de mi hipótesis puede observarse que el factor de escala en la potencia BHP/P , deducible de los resultados dados en este trabajo para los distintos casos A, B, D, E, F y H, varía entre 0.79 y 0.83, mientras que para el caso G (hélice en tobera) dicho factor es 0.96, valor anormalmente alto. En cambio, el factor de correlación correspondiente a los 19.300 CV obtenidos más arriba es de 0.79, que parece más razonable.

En resumen, y sin pretender haber dicho, ni mucho menos, la última palabra sobre el problema de la correlación modelo-buque, quiero tranquilizar al autor sobre sus temores de que se haya colocado innecesariamente más de alguna tobera para propulsar buques, ya que el problema derivado de ello no será, ciertamente, su rendimiento propulsivo (muy superior al de las hélices Kaplan con o sin aletas, como creo haber demostrado), sino los inherentes a la cavitación, en especial la erosión que se produce en las proximidades de la holgura entre las palas y la tobera.

Sr. Mazarredo

No veo claro que el aumento de circulación en las secciones próximas a la punta que es de esperar se produzca al adosar una placa en el diámetro exterior mejore las características de cavitación. La experiencia invita, por el contrario, a trasladar con dicho fin la circulación hacia el centro, disminuyendo la derivada de ésta con respecto al radio en las secciones exteriores si se desea reducir la intensidad de los torbellinos próximos a la punta. Así se hace en hélices de barcos de guerra. En cualquier caso, creo que la intensidad del torbellino de punta de pala es una consecuencia, algo así como el dolor de cabeza en relación con la enfermedad que lo produce, de la distribución de la circulación y es posible que aparezca, como lo hace el torbellino del cono (por no ser tampoco nula la circulación junto a la raíz), con números de cavitación suficientemente bajos.

En relación con las hélices en tobera, el comentario

que hice en la referencia 10 de este trabajo estaba basado en que la mayor carga que tiene la hélice en los ensayos de canal, como consecuencia de la mayor estela friccional, da lugar a que con modelos se puedan obtener mejores rendimientos que en el buque real. Esta idea es independiente del método de correlación que se utilice. Por lo demás, este último tema se ha discutido en el Comité de Presentación de la ITTC y, no existiendo un acuerdo general sobre los métodos de ensayo y correlación de los buques propulsados con tobera, se ha solicitado del Comité de Hélices de dicha Conferencia que estudie la forma más adecuada de resolver estas cuestiones.

Deseo, por último, añadir que considero interesantes las ideas expuestas por el autor y muy loable su afán por mejorar los sistemas de propulsión. Tendría mucho gusto en volver a tratar con él de estos temas con más tiempo del que ahora se dispone. Si me comunicara los resultados obtenidos en los ensayos de cavitación cuando éstos hayan sido realizados, le quedaría, además, agradecido.

Sr. Nestares

¿Ha tenido en cuenta al realizar las innovaciones la influencia de las mismas en las posibles vibraciones del casco?

Sr. Alsina

Felicito al autor por este intento de mejorar el rendimiento de las hélices y deseo preguntar si será estudiado el adaptar este tipo de hélice en buques de tipo medio con poco calado, de forma que la inmersión de los propulsores no es óptima en muchas de sus condiciones de servicio.

En este caso pregunto si los problemas que esta hélice puede presentar son superiores a los que en igualdad de condiciones presenta una hélice de tipo normal, o bien se mantienen las posibles mejoras que dejan entrever los estudios hasta ahora realizados por el autor.

Sr. Canal

En la actual coyuntura de crisis de energía es interesantísimo cualquier esfuerzo para mejorar el rendimiento de la hélice como propulsor. Sin embargo, los factores que más influyen en esa mejora son el diámetro y las revoluciones. Parece ser que Burmaister & Wain está desarrollando proyectos de hélices a 50 r. p. m. con diámetros un 50 por 100 superiores a los habituales y con los que esperan obtener ahorros del orden de un 30 por 100 en los consumos. Este ahorro es muy significativo y no deben perderse de vista estas ventajas tan sustanciales, al mismo tiempo que se siguen perfeccionando las mejoras que se proponen en el trabajo.

Sr. Rodríguez Rubio

Acabo de escuchar a Mauricio Canal, defendiendo que las hélices deben trabajar a un régimen de revoluciones considerablemente menor de como lo hacen en la actualidad. A las VIII Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval, celebradas en Cádiz, presenté un trabajo («LA DETERMINACION DEL BUQUE OPTIMO», INGENIERIA NAVAL, junio 1972, pág. 208), donde, entre otras cosas, defendía el mismo punto de vista. En su día este aspecto de aquel trabajo fue discutido en base a dificultades constructivas (ver pág. 236 de la referencia citada). Celebro que hoy dichas dificultades se vean como menos graves. En cualquier caso, estoy completamente de acuerdo con Canal desde 1972.

El autor

Deseo agradecer de un modo general las contribuciones que he recibido a este trabajo, algunas de ellas muy interesantes y brillantes, que me dan oportunidad de tratar con suficiente amplitud ciertos temas que considero de gran interés.

1. Agradezco de un modo especial las palabras de estímulo del almirante O'Dogherty, siempre comprensivo con todo aquel que pretende impulsar la tecnología nacional.

El tema objeto de nuestra discusión nos ha ocupado numerosas horas de conversación desde 1971, en que tuvimos los primeros contactos profesionales, y sin duda es el origen de la gran amistad con que me honra.

Según la información que poseo, Yokoo fue el precursor de los procedimientos de extrapolación que hoy día se conocen con la denominación de modernos. En octubre de 1961, en el informe número 45 del Transportation Technical Research Institute, de Tokio, propuso, en líneas generales, el proceso, que en 1963 siguió Taniguchi, mejorándolo posteriormente en 1967, al incluir la posibilidad de que se utilizasen distintos diagramas de propulsor en aguas libres en los campos del modelo y del buque.

Con posterioridad Lindgren («Ship Trial Analysis and Model Correlations Factors», publication no. 54 del S. S. P. A. en 1963), Brard y Aucher («Resistance a la marche, sillage succion, effect d'échelle sur la propulsion A. T. M. A.», 1969), Aucher y Chuiton («Analyse des resultats d'essais a la mer de navire recents. Comparaison avec les previsions d'apres sur modeles A. T. M. A.», 1970) y Minsaas («Correlation Data for Some Single Screw Ships Tested at S. M. T.», publicación del The Ship Research Institute of Norway, de fecha 20-10-75), entre otros, han publicado interesantes datos relativos al procedimiento de extrapolación seguido por Taniguchi. A pesar de que el procedimiento de análisis seguido por cada uno de estos autores se caracteriza por el modo de aplicar el coeficiente de correlación ΔCF, la manera de definir el efecto de escala en el coeficiente efectivo de estela a identidad de empuje (ninguno de ellos utiliza el coeficiente efectivo de estela a identidad de par por las razones que se mencionan más adelante), o el procedimiento seguido para deducir las curvas características del comportamiento en aguas libres del propulsor real partiendo de los resultados obtenidos en el campo del modelo, en mi opinión éstas no son razones suficientes para que pueda aceptarse que son procedimientos de extrapolación diferentes.

Si bien Yokoo fue el precurso de este procedimiento, en cambio Taniguchi fue quien instrumentó el proceso de cálculo y el que aportó los primeros coeficientes de correlación que hicieron posible la utilización del método.

Estas son las razones que me mueven a atribuir en estricta justicia a Taniguchi la paternidad de los métodos que hoy día ocupan plenamente la atención de la ITTC y que en AESA estamos utilizando desde 1971.

Deseo precisar que la utilización del procedimiento de Taniguchi en asociación con la línea básica de fricción de la ITTC no resulta afortunada cuando la formulación de la resistenica de remolque se realiza mediante el procedimiento tridimensional de Hughes (inclusión del factor de formas), ya que, como es sabido, dicha línea lleva implícito en su formulación un cierto efecto tridimensional (véase la contribución de A. Gross y K. Watanabe a la 12 ITTC, apéndice 4.º del comité de «performance»).

En mi opinión, la frase de Tamura no resulta muy constructiva, ya que, al no tener la misma dispersión los coeficientes de correlación correspondientes a los procedimientos existentes, sus predicciones asociadas han de poseer distinta probabilidad de resultar acertadas, con lo cual la frase de Tamura equivale a afirmar que ha de predecirse sin importar la probabilidad de acertar.

Una de las ventajas del procedimiento de Taniguchi radica en que, sea cual fuere el procedimiento de extrapolación seguido al efectuar los ensayos, se puede obtener una extrapolación por este procedimiento, ya que una variación moderada en la deducción de fricción influye débilmente en los coeficientes propulsivos. Naturalmente, los coeficientes de correlación varían de una línea de fricción a otra, como señala acertadamente el señor O'Do-

gherty, pero, conociendo los correspondientes a una determinada línea de fricción, pueden deducirse con aproximación razonable los valores análogos de otra línea cualquiera. Por otra parte, conociéndose los datos de pruebas de mar de buques cuyos modelos hayan sido ensayados por cualquier procedimiento, se está en condiciones de deducir los coeficientes de correlación asociados al procedimiento de Taniguchi, cualquiera que sea la línea básica de fricción que se utilice (este procedimiento lo estamos aplicando en AESA).

Habiéndose aceptado como más adecuado el procedimiento de Taniguchi (que lleva implícita la hipótesis de que el rendimiento rotativo relativo no se halla sometido a efecto de escala), debido a que las mediciones de empuje están menos influenciadas por el número de Reynolds que las mediciones de par, no resulta lógico basar las extrapolaciones en las mediciones del par suministrado a la hélice del modelo. Debe tenerse en cuenta que el número de Reynolds del propulsor del modelo en los ensayos de autopropulsión es sensiblemente inferior al crítico y, por lo tanto, el movimiento relativo del agua respecto a la hélice posee un carácter laminar o, a lo sumo, se pueden presentar algunas zonas de transición a turbulento en los extremos de las palas, y estas circunstancias originan que los valores de los pares absorbidos por la hélice no sean semejantes a los del propulsor real. Se deduce, por consiguiente, que si al efectuar la extrapolación se emplean estelas a identidad de par, se renuncia a la ventaja más característica del procedimiento de Taniguchi y se adolece de los inconvenientes inherentes al anticuado procedimiento de Froude.

El que en las pruebas de mar no se disponga de mediciones del empuje de la hélice no es un inconveniente irremediable, ya que, habiéndose aceptado que el rendimiento rotativo relativo no se halla sometido a efecto de escala, puede obtenerse perfectamente el valor del coeficiente efectivo de estela del buque a identidad de empuje, el cual, por otra parte, resulta influenciado por el procedimiento de extrapolación utilizado.

Estoy de acuerdo con el señor O'Dogherty en que es sumamente interesante conseguir que en las pruebas de mar se midan los empujes, ya que entonces se podrá deducir si existe efecto de escala en el rendimiento rotativo relativo. Por otra parte, dicho efecto puede ser aparente y ha de depender de que se modifiquen o no las curvas características del propulsor en aguas libres y de cuál sea el procedimiento utilizado para extrapolar al propulsor real dichas curvas.

Desde un punto de vista ortodoxo, sería necesario realizar en el campo del modelo dos tipos diferentes de ensayos de propulsor en aguas libres. Uno de ellos debería realizarse a números de Reynolds próximos a los del ensayo de autopropulsión, con objeto de que al deducir el rendimiento rotativo relativo, dividiendo el par en aguas libres por el par en autopropulsión, se valore únicamente el efecto de la «colocación» del propulsor en la estela del buque y en las proximidades del timón. Si los números de Reynolds de ambos ensayos son diferentes, la comparación está falseada por el distinto grado de turbulencia de cada ensayo.

Por otra parte, para extrapolar las curvas características del propulsor en aguas libres del campo del modelo al del buque, interesará conseguir que el flujo en el que trabaje el propulsor en el campo del modelo sea marcadamente turbulento, con objeto de que la extrapolación resulte acertada (en caso contrario la dispersión podría ser mayor que la que se obtendría ignorando el efecto de escala en dichas curvas características), y por ello es necesario que el ensayo se efectúe al número de Reynolds más elevado compatible con las instalaciones del canal de experiencias.

Esta duplicidad de ensayos quizá pudiera evitarse introduciendo estimuladores de turbulencia en el propulsor. Aunque este tema ha sido tratado con anterioridad por Yokoo, Lindgren, Taniguchi y otros, resultan especialmente interesantes las recientes aportaciones de Yokoo (apéndice 10 del comité de propulsores) y Yazaki e I. Suzuki (contribución al comité de «performance») a la 14 ITTC. En el primero de los trabajos se indica que el número de Reynolds mínimo para alcanzar un grado de turbulencia adecuado en los ensayos de propulsor en aguas libres es del orden de 4×10^6 (sensiblemente mayor que el que se alcanza en los ensayos standard de la mayoría de los canales de experiencias).

En caso de que se utilizasen estimuladores de turbulencia, bastaría que fuese 3×10^5. Yazaki, por su parte, afirma que los coeficientes propulsivos que se obtienen con propulsores lisos y con propulsores dotados de estimuladores de turbulencia son prácticamente iguales, a excepción del rendimiento rotativo relativo (esto demuestra lo acertada que resulta mi recomendación anterior).

Finalmente deseo insistir en que el motivo de haber incluido en mi trabajo un apartado dedicado a los procedimientos de extrapolación es precisamente el recomendar cautela, ya que existen fundamentos suficientes para pensar que no es lógico extrapolar mediante el procedimiento de Froude los resultados de un mismo buque con y sin tobera utilizando los mismos coeficientes de correlación, ya que la tobera del modelo aumenta la inercia del régimen laminar y hace que se obtengan en los ensayos de autopropulsión y de aguas libres mediciones de pares óptimas.

En la contestación al señor Sierra trato este mismo problema desde el punto de vista del procedimiento de Taniguchi.

Aprovecho la ocasión para sugerir al señor O'Dogherty que encargue la repetición de los ensayos de autopropulsión con el modelo dotado de tobera instalando en el propulsor, estimuladores de turbulencia del tipo de botones (véase fig. 4 del trabajo «A Study on the Propeller Surface Flow in Open and Behind Condition de Sasajima, presentado en el comité de «performance» de la 14 ITTC), debido al convencimiento que poseo de que los resultados que se obtendrían aplicando el procedimiento de Froude serían sensiblemente diferentes de los que he presentado.

Con respecto al tipo de propulsor que hemos ideado, no espero que los resultados obtenidos mediante el procedimiento de Taniguchi no puedan extrapolarse utilizando los mismos coeficientes de correlación que los empleados en el caso del propulsor convencional.

2. A continuación paso a contestar la interesante contribución de don Honorio Sierra.

Respecto a la primera de sus objeciones, he de manifestar que el motivo de haber actuado en la forma que se describe en el trabajo se debe a razones de tipos económico y tecnológico.

Para realizar en el Canal de El Pardo los ensayos de cavitación que menciona el señor Sierra hubiera sido imprescindible efectuar primeramente los ensayos de autopropulsión y de aguas libres que se han efectuado en esta ocasión y, además, haber realizado un calibrado de mallas para simular al menos el campo de estelas axiales del modelo. Para cada tipo de propulsor sería necesario efectuar, por lo menos, una serie de ensayos de cavitación, con lo cual el tiempo invertido hubiera sido considerable, y se deseaba obtener cuanto antes una idea aproximada sobre las posibilidades de esta innovación. Además el presupuesto de los ensayos se habría triplicado injustificadamente, ya que en la actualidad en el túnel de cavitación del Canal no se pueden medir los empujes suministrados por el propulsor, factor éste de trascendental importancia para poder obtener resultados consistentes.

En este caso cabría esperar, además, que los efectos tridimensionales habrían de ser de considerable importancia y éstos también estarían ausentes en caso de haber efectuado estos ensayos simulando únicamente las componentes axiales de las velocidades de estela. Todos estos pormenores relacionados con el problema de la simulación del fenómeno de cavitación fueron tratados con gran profundidad por Ruiz Fornells y por mí en ref. 12 y no es ocasión de insistir nuevamente sobre este tema.

Para averiguar si se conseguía suprimir los torbellinos de extremo de pala bastaba en este caso analizar las

curvas características del comportamiento en aguas libres de cada una de las alternativas de propulsores y comprobar si la pérdida de rendimiento del propulsor era menor o no que la que cabría esperar teniendo en cuenta el aumento de la resistencia friccional producida por la incorporación de cada una de las placas. Esto fue lo que se hizo en este caso.

Independientemente de las reflexiones precedentes, estimo oportuno recordar al señor Sierra que en el apartado 3.3 de este trabajo afirmo textualmente:

«Las dimensiones de estas piezas han de obtenerse mediante una solución de compromiso entre el grado de eliminación de los torbellinos de extremo de pala y el incremento de la resistencia friccional de la hélice.»

Una vez que se ha comprobado que la idea resulta esperanzadora, se ha abordado su verificación final con los medios técnicos más adecuados, ya que se han incluido en el programa de experiencias ensayos simultáneos de cavitación y fluctuaciones de presión (véanse los dos últimos párrafos del apartado 5.1) en presencia de un simulador de flujo tridimensional.

Espero que estas reflexiones habrán servido para establecer con suficiente claridad que en este caso se ha actuado de la manera más lógica y prudente.

A continuación paso a contestar la segunda de las objeciones expuestas por el señor Sierra.

Partimos de que el señor Sierra accede a considerar teóricamente admisibles los dos procedimientos a) y b) que cito en el punto 4.2.7.

Mis preferencias por el procedimiento a) atienden a las siguientes razones:

I) Como ya indico en el trabajo, las posibilidades de correlación son más reales, ya que la tobera forma parte estructural del casco y nunca se podrá medir a plena escala el empuje que ésta cede.

II) Como he manifestado en mi contestación al señor O'Dogherty, la presencia de la tobera crea una inercia a que persista el flujo laminar y, en consecuencia, la hélice trabaja en el campo del modelo en un flujo sin la debida turbulencia, lo que hace que los valores de los pares absorbidos por el propulsor sean menores que los que le corresponderían si trabajase en un flujo esteramente semejante al que incide sobre el propulsor real.

Estas afirmaciones no son meras conjeturas, ya que, como menciono en el trabajo, el propio Minsaas ha comprobado experimentalmente estos pormenores. Estas circunstancias hacen que existan razones suficientes para pensar que el comportamiento en aguas libres en el campo del modelo del sistema propulsor-hélice-tobera es muy diferente del sistema real, con lo cual la hipótesis de invariabilidad de las curvas características del sistema propulsor en aguas libres sería poco consistente y, por otra parte, difícilmente podrían obtenerse las curvas correspondientes al campo del buque, debido a las diferencias existentes en los tipos de flujo en los campos del modelo y del buque.

La consistencia de estas afirmaciones puede comprobarse experimentalmente introduciendo estimuladores de turbulencia en la tobera (en su interior y en el exterior) y en el propulsor.

Deseo puntualizar que mis comparaciones entre los resultados obtenidos por los procedimientos de Froude y de Taniguchi se han efectuado intencionadamente cumpliendo con el principio de igualdad de oportunidades. He pretendido poner de relieve que utilizando idénticos coeficientes de correlación para los casos del propulsor convencional y el propulsor en tobera, es decir, actuando de la misma manera que han procedido muchos canales de experiencias, los resultados obtenidos por el procedimiento de Froude resultaban marcadamente desviados y, en cambio, los obtenidos aplicando el procedimiento de Taniguchi resultaban más consistentes.

Por otra parte, me parece oportuno señalar también que en mi trabajo anticipo que es probable que el efecto de escala en el coeficiente de estela de ambas versiones no sea el mismo. En el último párrafo del apartado 5.3 se dice textualmente: «En cualquier caso, ante la necesidad de tener que adoptar decisiones en base a los resultados obtenidos en casos similares al que nos ocupa, y aceptando la posibilidad de que pudiese existir cierta diferencia entre los valores del efecto de escala en el coeficiente de estela correspondiente a ambas alternativas, una medida prudente sería no aceptar como significativas diferencias entre los valores de los BHP de las extrapolaciones equivalentes al 3 por 100 de la potencia instalada.»

Una vez efectuada esta aclaración, paso a continuación a profundizar en el problema del efecto de escala en el coeficiente efectivo de estela del propulsor en tobera, considerando que esta última es un apéndice del casco, y demostraré que, pese a que se varíe sensiblemente el efecto de escala en el coeficiente efectivo de estela, los cambios producidos en los BHP obtenidos por el procedimiento de Taniguchi son tales que los valores obtenidos no llegan a acercarse en modo alguno a los que se obtienen en la extrapolación efectuada por el procedimiento de Froude.

Antes de exponer mis argumentaciones teóricas debo mencionar que existían ciertos errores en el escrito original, concretamente en la tabla que se incluye en el apartado 4.2.7, correspondiente al propulsor en tobera. Al introducir en el ordenador las curvas características del propulsor en aguas libres no se definieron suficientes puntos (para este caso el grado de avance del propulsor es superior a 0,67, considerablemente mayor que el de los otros propulsores) y, por consiguiente, la extrapolación que se presentó se había efectuado con valores no del todo correctos. Los datos que aparecen en la presente versión son los correctos. De cualquier manera, aclararé que las modificaciones que se han introducido no afectan al tema objeto de discusión.

De las manifestaciones del señor Sierra se deduce que, siguiendo la corriente general, considera que la estela nominal del modelo se halla descompuesta en las tres componentes clásicas, de formación de olas, potencial y viscosa. Las dos primeras son de naturaleza potencial y, por lo general, la primera de ellas se suele considerar despreciable.

Esta descomposición es tradicional en la bibliografía especializada, pero, sin embargo, no resiste la menor crítica.

Téngase en cuenta que el flujo en el que trabaja el propulsor (estela) es de naturaleza irrotacional y, además, eminentemente viscosa.

En la región exterior a la capa límite y a la estela el fluido puede considerarse perfecto y a efectos prácticos se suele admitir que las regiones potencial y viscosa del fluido están separadas por una superficie de discontinuidad. La posición respecto al casco de esta superficie varía al pasar del campo del modelo al del buque y la influencia de tipo matemático del campo de velocidades potencial (flujo exterior) en el flujo que atraviesa el disco del propulsor se produce a través de las condiciones de contorno de integración de las ecuaciones de la capa límite (hasta la zona de desprendimiento). Con estos argumentos queremos llegar a parar a que, de hecho, no existe una superposición real de campos de velocidades en la estela y, por consiguiente, la componente de tipo potencial es ficticia.

Los conceptos de componente potencial y viscosa de la estela surgen al reflexionar de la siguiente manera:

Suponiendo que no existiese región viscosa en el fluido, la superficie de discontinuidad coincidiría con la superficie del casco e integrando sobre el disco del propulsor se obtiene una cierta velocidad media, que se ha convenido en denominar velocidad potencial de estela. Por otra parte, de los ensayos de estela se obtiene una velocidad media, que, como es sabido, se denomina velocidad nominal de estela. A la diferencia entre ambas velo-

cidades se le denomina componente viscosa, sin que la misma posea el menor significado hidrodinámico.

Para pasar del campo del modelo al del buque se supone que el valor de la componente potencial del coeficiente de estela no varía (lo cual es lógico teniendo en cuenta su procedencia) y el resto es el que sufre el efecto de escala.

La consistencia teórica de esta descomposición arbitraria fue duramente atacada por Van Manen en la 11 ITTC (apéndice 2.º del comité de cavitación) y las razones que expuso le llevaron a concebir la realización de los ensayos de cavitación en un tanque de vacío para evitar los inconvenientes de los procedimientos de simulación de flujo.

En todos los razonamientos anteriores se han omitido los efectos originados por la succión del propulsor, que se traducen en unas modificaciones del campo de presiones y de la superficie de discontinuidad y en la eventual creación de zonas de desprendimiento de flujo.

La mayoría de las fórmulas teóricas que tienen por objeto valorar el efecto de escala en la componente viscosa del coeficiente de estela (véase capítulo 12 de la parte 2.ª de mis apuntes sobre «Principios de Teoría del Buque») son únicamente válidas para la componente viscosa de la estela nominal (en ausencia del propulsor) y, por lo tanto, no resultan válidas para nuestro caso. Brard y Aucher, en el trabajo ya referenciado en la contestación al señor O'Dogherty, han sido de los pocos que han proporcionado una fórmula válida para la componente viscosa de la estela efectiva (en presencia del propulsor), aunque dicho efecto de escala está condicionado a que en el proceso de correlación se extrapolen al campo del buque las curvas características del comportamiento del propulsor en aguas libres.

Téngase en cuenta que, en este caso, el concepto de componente viscosa ha de interpretarse como aquella parte del coeficiente efectivo de estela (no del nominal) que está sujeto a efectos de escala.

Siguiendo razonando en pleno campo de la entelequia y aceptando la muy improbable consistencia de una fórmula de este tipo para valorar fenómenos tan complicados como los debidos a la interacción hélice-casco (de hecho, los fenómenos de desprendimiento son ignorados), debe tenerse presente que con ello sólo se habría conseguido corregir el efecto de escala en el flujo que recibe el propulsor. No hay que olvidar que en el procedimiento de extrapolación que he utilizado no he corregido los diagramas de propulsor en aguas libres al pasar del campo del modelo al del buque, y, en consecuencia, dicho efecto ha de influir en el efecto de escala del coeficiente efectivo de estela, y, sin embargo, las fórmulas teóricas a las que nos hemos referido no están preparadas para tenerlo en cuenta, así como tampoco incluyen la influencia del valor de Δ CF utilizado en la extrapolación.

La conclusión a la que nos llevan los razonamientos precedentes es que el efecto de escala en el coeficiente efectivo de estela a identidad de empuje es un factor de naturaleza eminentemente empírica, con el que se pretende tener en cuenta la influencia conjunta en el proceso de extrapolación de circunstancias tan dispares como son los distintos flujos en los que trabajan el propulsor real y su modelo, los distintos comportamientos específicos en aguas libres de dichos propulsores, las inexactitudes teóricas del procedimiento de extrapolación, el valor de Δ CF que se haya utilizado en la extrapolación, etcétera. Todo ello me lleva a mostrarme completamente escéptico en relación con la sugerencia hecha por el señor Sierra de que en el procedimiento de extrapolación que he seguido pueda valorarse con éxito el efecto de escala en el coeficiente efectivo de estela en el caso del propulsor en tobera mediante la simple adición de una cierta cantidad que, aunque no menciona su procedencia, supongo que es fruto de consideraciones teóricas similares a las que he presentado, máxime teniendo en cuenta que según se desprende de sus afirmaciones con ella únicamente pretende valorar el efecto de escala en la componente viscosa de la estela. Téngase en cuenta también que dicha cifra no procede de resultados de análisis de regresión de las pruebas de mar de buques con toberas y aparentemente no depende del proceso de extrapolación que se utilice.

En esta contestación al señor Sierra mi postura no va a ser únicamente negativa (negar la validez de su afirmación), sino que voy a tratar de controlar, dentro también del terreno de la conjetura, entre qué márgenes puede oscilar el efecto de escala al que nos estamos refiriendo.

Reflexionemos. Poseemos los coeficientes propulsivos en el campo del modelo de dos conjuntos carena, más propulsor, que únicamente difieren en la incorporación de la tobera en uno de ellos.

En el caso del buque sin tobera conocemos, de los resultados de pruebas de mar de buques construidos por AESA, que utilizando la línea básica de fricción de Schoenherr, con el coeficiente de correlación Δ CF que se ha aplicado, y empleando el procedimiento de extrapolación Hughes/Taniguchi sin corregir los diagramas de propulsor en aguas libres, el efecto de escala en el coeficiente efectivo de estela es 1,25 (dicho valor coincide además con la información presentada por Yazaki a la 12 ITTC y se basa además en un procedimiento de extrapolación completamente similar al que se ha utilizado).

En el caso del modelo sin tobera (para la velocidad de 15 nudos), el valor de 1 — W es 0,4811, y, en cambio, el mismo coeficiente en el caso del modelo con tobera vale 0,9120. La diferencia entre ambos valores es de 0,4309 y debe atribuirse al efecto de la tobera. En nuestra opinión, no puede afirmarse que dicho efecto sea totalmente potencial, como afirma el señor Sierra.

La influencia de la tobera es doble. Por una parte, actúa como elemento acelerador del flujo nominal debido a su forma convergente, y adicionalmente, a consecuencia del funcionamiento del propulsor y de la circulación que éste origina sobre la propia tobera, se establece un fenómeno de succión.

Los grados efectivos de convergencia de la tobera real y de su modelo son diferentes debido a los distintos espesores relativos de las capas límites, y, en consecuencia, este primer efecto ha de depender del número de Reynolds de la carena y, por tanto, estará sometido a efecto de escala. Por otra parte, la circulación que se origina sobre la tobera por la acción del propulsor ha de depender del comportamiento en aguas libres del propulsor (distinto en los campos del modelo y del buque y que en nuestro procedimiento de extrapolación se han supuesto iguales, lo que ha de originar también una variación en el sumando del coeficiente efectivo de estela atribuible a la acción de la tobera) y de la distribución del flujo que llega a la tobera, y, por tanto, dicha circulación depende de los números de Reynolds del propulsor y de la carena. En el caso extremo de que se despreciase el efecto de escala en el sumando 0,4309 y se aceptase la superposición de efectos que trae consigo el desglose que he efectuado en el coeficiente 1 — W del modelo con tobera (igual de rigurosa que la tradicional que se ha descrito anteriormente), se podría obtener el valor del coeficiente 1 — W correspondiente al buque de la siguiente manera:

$$(1 - W)_B = 0{,}4811 \times 1{,}25 + 0{,}4309 = 1{,}0323$$

Dicho coeficiente podría haberse obtenido aplicando un factor de escala en el coeficiente efectivo de estela del modelo de 1,132.

Por las razones que he expuesto anteriormente me parece más cercano a la realidad considerar que el coeficiente de estela debido a la presencia de la tobera posee a su vez un pequeño efecto de escala del orden de 1,1, en cuyo caso un valor más probable para el coeficiente efectivo de estela correspondiente al buque sería $(1 - W)_B = 0{,}4811 \times 1{,}25 + 0{,}4309 \times 1{,}1 = 1{,}0754$.

Dicho coeficiente se obtendría considerando un efecto de escala global de 1,18.

Es evidente que se ha conseguido acotar inferiormen-

te (1,132) las posibilidades de variación del efecto de escala global en el valor del coeficiente efectivo de estela del modelo (0,9120).

Por otra parte, aceptando que el efecto de escala en la parte del coeficiente efectivo de estela del modelo debido a la acción de la tobera fuese moderado, se obtiene como valor bastante probable del efecto de escala global 1,18.

A continuación se incluye una tabla que facilita la comparación de los resultados de las extrapolaciones efectuadas por el procedimiento de Taniguchi de los resultados de los ensayos del modelo con tobera, considerando diversos efectos de escala en el coeficiente efectivo de estela.

		V	13	14	15
$\frac{1 - W_B}{1 - W_M} = 1{,}25$	BHP		14.421	18.171	22.704
	r. p. m.		110,87	119,62	128,72
$\frac{1 - W_B}{1 - W_M} = 1{,}18$	BHP		13.819	17.415	21.763
	r. p. m.		107,65	116,15	125,00
$\frac{1 - W_B}{1 - W_M} = 1{,}13$	BHP		13.407	16.897	21.120
	r. p. m.		105,38	113,71	122,39
$\frac{1 - W_B}{1 - W_M} = 1{,}00$	BHP		12.384	15.615	19.528
	r. p. m.		99,60	107,50	115,74

De la tabla precedente se deduce que para la velocidad de 15 nudos la variación en los BHP originada por haber considerado como efecto de escala en el coeficiente efectivo de estela 1,25 en lugar del valor más probable de 1,18 es de 941 BHP, que en porcentaje representa alrededor de un 4 por 100 de variación, cantidad realmente pequeña (en el último párrafo del apartado 5.2 se habían previsto desviaciones del orden del 3 por 100).

Las conclusiones obtenidas por el procedimiento de Taniguchi, utilizando en ambos casos el efecto de escala de 1,25, son que el buque con tobera para alcanzar la velocidad de 15 nudos necesita 22.704 BHP, mientras que el buque convencional necesitaría 22.654. Si la extrapolación del buque con tobera se hubiese efectuado utilizando el efecto de escala en el coeficiente de estela más probable se obtendría que eran necesarios 21.763 BHP. La diferencia entre las potencias propulsoras de ambos buques, expresada en porcentaje, supone un 3,9 por 100.

Aceptando que el coeficiente de correlación del tipo $1 + \times$, que se utilizase en el procedimiento de Froude, fuese 0,79, con lo cual las predicciones de Taniguchi y de Froude coincidirían con el caso del buque convencional, se llega a la conclusión de que el buque convencional necesitaría 22.654 BHP, mientras que el buque con tobera necesitaría 19.375. La diferencia en BHP entre ambas predicciones, referida a la potencia del buque convencional, es del 14,5 por 100.

Tal como se anunció, es notoria la dispersión de resultados que se obtienen aplicando el procedimiento de Froude, al que, por otra parte, le faltan recursos para razonar en base a él, como he dicho aquí, en base al procedimiento de Taniguchi.

Volviendo sobre las argumentaciones del señor Sierra hemos de señalar que para conseguir por el procedimiento de Taniguchi los 19.300 BHP que él afirma haber obtenido como resultado de su extrapolación, debo puntualizar que en virtud de la tabla precedente debería haber considerado un efecto de escala menor que la unidad; es decir, completamente ilógico, ya que, como hemos demostrado, dicho efecto no puede ser en este caso inferior a 1,13.

Finalmente, debo señalar que el señor Sierra trata de respaldar sus conclusiones en el hecho de que utilizando sus hipótesis todo sucede más de acuerdo con las conclusiones que se obtienen por el procedimiento de Froude. En la contestación al señor O'Dogherty y en los análisis precedentes creo haber presentado razones suficientes para que se acepte que el procedimiento de Taniguchi merece mayor fiabilidad que el de Froude; por tanto, no insistiré de nuevo sobre el tema.

Por mi calidad de autor me ha tocado decir la última palabra en esta discusión, que me ha sido muy provechosa por las reflexiones que he tenido que realizar. Al igual que el señor Sierra, considero que estos temas requieren estudios más profundos, y coincido con el señor O'Dogherty en lo necesario que es el elevar la calidad de las mediciones a bordo y completarlas con mediciones de empujes. Creo, no obstante, que en base a la información disponible en este caso, mis argumentos han mostrado claramente que existe un peligro real de que se instale más de una tobera innecesaria si se aceptan plenamente las conclusiones obtenidas por el procedimiento de Froude.

Los resultados de los ensayos efectuados con la semitobera (para alcanzar la velocidad de 15 nudos se necesitan 22.057 BHP) han resultado realmente próximos al resultado más probable de la extrapolación del modelo con tobera (21.763 BHP), por lo cual opino que han contribuido a poner de relieve que el principal efecto favorable de la tobera es independizar la succión del propulsor del flujo inestable que pueda existir en las proximidades a las terminaciones de la flotación. Esto se ha podido comprobar también mediante la fotografía 10-A.

Admito que aunque en este caso dicho efecto favorable ha sido moderado, puede, sin embargo, ser importante en otros casos, y en tales circunstancias en lugar de instalar una tobera se puede conseguir un efecto similar colocando unas aletas en la forma indicada en el apartado 5.3, eludiendo de este modo los problemas de cavitación que se presentan en la tobera y que fueron mencionados en el punto 3.2.2.

Considero que en cualquier caso la tobera es un apéndice del casco que puede mejorar el rendimiento propulsivo, al igual que las aletas, y, por tanto, como ya afirmé en el apartado 5.3, este tipo de mejora es incorporable (mediante la versión de las aletas) al nuevo tipo de propulsor que he desarrollado.

3. A continuación paso a contestar la contribución de don Luis Mazarredo.

La finalidad de las placas que propongo introducir es evitar la aparición de los torbellinos de extremo de pala, y resulta evidente que si éstos desaparecen se eliminan los inconvenientes de la cavitación que se desarrolla en ellos, que, por otra parte, es muy nociva desde el punto de vista de la erosión del propulsor.

Los datos numéricos obtenidos de esta pequeña investigación han demostrado que se produce una eficaz eliminación de estos torbellinos, y, por otra parte, los ensayos de cavitación efectuados hasta el momento presente en el Canal de Wageningen han demostrado que la eliminación de dichos torbellinos es total, sucediendo además que la anchura necesaria de las placas para que este hecho se produzca es considerablemente inferior a la prevista inicialmente, con lo cual las mejoras que esperamos se produzcan en la segunda generación de este tipo de propulsores que hemos desarrollado han de superar nuestras conservadoras expectativas iniciales.

Si bien la eliminación de los torbellinos de extremo de pala podía esperarse teóricamente por el hecho de que sobre las placas se desarrolla una superficie de discontinuidad en la que según los teoremas de Helmholth ha de finalizar la superficie de vórtices que envuelve la pala del propulsor, en cambio el caso de los torbellinos de la raíz mencionado por el señor Mazarredo es más complicado. En mi opinión, su existencia puede deberse o bien a fenómenos de desprendimiento de flujo que se originen en las proximidades del borde de entrada del perfil debido a la baja relación entre el espesor y el desarrollo de estas secciones, o bien a la confluencia de la superficie de vórtices que rodean la pala con un flujo desprendido en el extremo de proa del núcleo. En cualquier caso, el mecanismo de aparición es diferente al de los vórtices

de extremo de pala, que son debidos a movimientos del fluido desde la cara de presión a la de succión.

La práctica tradicional mencionada por el señor Mazarredo de recurrir a leyes de distribución radial de la intensidad de la circulación de tipo elíptico o afines, en las que se descargan las secciones extremas y las próximas al núcleo, tiene por objeto eliminar la cavitación en los torbellinos en la raíz de las palas y en sus extremos.

En este trabajo he argumentado que desde un punto de vista teórico si se desea aumentar el rendimiento de la hélice es preciso cargar sus secciones extremas (aumentando su paso efectivo), y por ello hemos incorporado las placas con objeto de evitar la aparición de los torbellinos que de otro modo surgirían a consecuencia del aumento de circulación en las secciones extremas de las palas respecto a la habitual en propulsores convencionales.

Téngase en cuenta que la mayor longitud circunferencial de las secciones extremas de la hélice ha de beneficiar el comportamiento en cavitación del propulsor frente al de un propulsor convencional.

El único problema serio con que nos hemos enfrentado hasta ahora es evitar que la cavitación tipo lámina que se desarrolla en las placas interfiera con la que se origina en la cara de succión del propulsor. En la actualidad este problema se ha superado torciendo la generatriz base (dotando al propulsor de un cierto grado de skew-back) o bien colocando las placas únicamente en la cara de presión del propulsor.

Aunque el señor Mazarredo renuncie a haber sido en cierta medida profético, deseo señalarle que sus afirmaciones (efectuadas en ref. 10, pág. 16) son perfectamente aplicables a lo que sucede con las predicciones obtenidas siguiendo los procedimientos de Froude y de Taniguchi, ya que el hecho de que el propulsor del modelo resulte más cargado que el propulsor real influye en el problema de la correlación modelo buque, independientemente del procedimiento de extrapolación que se utilice.

Entiendo que el tema de profunda controversia en la ITTC, mencionado por el señor Mazarredo, es el de la extrapolación de los resultados obtenidos con modelos dotados de toberas, ya que en el comité de «performance» parece que existe un acuerdo general de que el procedimiento de extrapolación más prometedor y consistente es el de Taniguchi.

Agradezco finalmente el interés del señor Mazarredo por los futuros resultados de nuestras ideas y sus palabras de estímulo. Puedo anticiparle que en Astilleros Españoles tenemos la intención de preparar un trabajo muy completo presentando las conclusiones definitivas de este estudio, al que pensamos dar una difusión internacional. En él se describirán con detalle los esfuerzos que hemos realizado para poner a punto esta idea y se incluirán cifras concretas sobre las mejoras que pueden esperarse de este nuevo tipo de propulsor, al que a sugerencia de Ruiz Fornells hemos decidido denominar T. V. F. Propeller (Tip Vortex Propeller) en el mercado internacional.

4. A continuación paso a contestar la contribución de don José María Nestares.

El tema que señala el señor Nestares es de gran interés.

Al describir en el trabajo el proceso de evolución de nuestra idea, se ha mencionado que se ha partido de los ring-propellers.

Una de las virtudes que más me atrajo de este tipo de propulsores es que el nivel de vibraciones que excitan es mínimo. Esta virtud se puede atribuir tanto a la supresión de los torbellinos de extremos de pala como al hecho de que la cavitación tipo lámina que se desarrolla sobre las palas queda incomunicada del casco, al igual que sucede en el caso de la tobera, y, por consiguiente, las fluctuaciones de presión que se originan son mínimas.

Dichos propulsores poseen un rendimiento inferior al que he desarrollado debido a que el anillo de contorno en nuestro caso ha sido reducido al mínimo, pero, en contrapartida, el nivel de excitación de vibraciones habrá aumentado. Dependiendo del tipo de buque, creemos que es preciso escoger como cualidad predominante el rendimiento propulsivo (lo que implica placas estrechas) o bien un bajo nivel de excitaciones (placas anchas), con un rendimiento no tan brillante. Con respecto a ambas cualidades con este tipo de propulsor, se está en condiciones de mejorar las prestaciones de los propulsores convencionales.

Los ensayos que se están efectuando en la actualidad tienen el doble objeto de visualizar la cavitación y registrar las fluctuaciones de presión. En el trabajo que he anunciado en la contestación del señor Mazarredo se suministrarán datos cuantitativos en relación con este tema.

5. A continuación paso a contestar la contribución de don Juan Alsina.

Deseo agradecer primeramente las palabras amables del señor Alsina.

La carga específica de un propulsor con limitación de diámetro es superior a la de un propulsor no restringido y, por lo tanto, las pérdidas de energía que se originan en los torbellinos de extremo de pala son más importantes en el primer caso. Por este motivo estimo, sin lugar a dudas, que los beneficios que pueden obtenerse en el caso de este tipo de propulsor han de ser superiores a los que se presenten en los propulsores no restringidos.

6. A continuación paso a contestar la contribución de don Mauricio Canal.

El diámetro óptimo de un propulsor es una consecuencia de sus revoluciones.

Nuestra idea tiene por objeto incrementar las características propulsivas de una hélice determinada, cualquiera que sea su diámetro, actuando sobre la distribución radial de la circulación, de manera que las secciones extremas sean las más cargadas.

La ventaja que se deriva de la idea de Burmaister radica en las bajas revoluciones de la hélice y en haber independizado mediante las aletas la succión del propulsor del flujo que se desarrolla sobre el cuerpo de popa del buque, en las proximidades a la línea de flotación.

En el apartado 5.3 de nuestro trabajo se ha mencionado y descrito este efecto y debo señalar que Burmaister, con la incorporación de las aletas, que, por otra parte, es una idea que tiene una antigüedad no inferior a veinte años (en el trabajo de Vossnack presentado en el segundo simposio de Lips se incluyen abundantes fotografías de este tipo de solución), no pretendió conseguir este efecto, sino garantizar un flujo de agua abundante hacia la hélice en la situación de lastre.

El croquis que se adjunta sobre la propuesta de AESA para el caso de un buque de dos líneas de ejes recoge con los mejores pronunciamientos de éxito los dos efectos que hemos señalado.

7. Contestación a la contribución de don Angel Rodríguez.

Con respecto a esta contribución, únicamente aclararé que el afirmar que el rendimiento propulsivo de los buques aumentará a medida que se reduzca el número de revoluciones de la hélice (cuando no se introduce ningún tipo de restricción), no tiene nada de profético, sino que, por el contrario, es una de las pocas afirmaciones seguras que pueden efectuarse en el campo de la Teoría del Buque.

Delegaciones

MADRID
Narváez, 38
Tel. 225 17 67 (tres líneas)
Telex 42 - 565 - INSB - E

BARCELONA - 27
Ronda Universidad, 21 - 2.º E
Tels. 317 72 00 - 04 - Ext. 27
Telex 52037

BILBAO - 12
Gral. Dávila, 8-Tel. 443 09 42

VIGO
Cánovas del Castillo, 22 - 1.º
Tels. 21 67 83 - 22 67 41

ALMERIA
Carretera de Málaga, 48
Tels. 21 35 22 - 21 59 37

HUELVA
Av. Sundheim, 22
Tel. 22 68 77

GIJON
Ruiz Gómez, 10 - 4.º
Tel. 35 37 83

PASAJES
Esnabide, 34
Tels. 39 03 47 - 48 - 49

SANTANDER
Av. de los Castros, 35
Tels. 27 37 12 - 16

ALGECIRAS
Paseo Marítimo, 41
Tel. 66 17 93

LAS PALMAS
La Naval, 219 - 2.º
Tel. 26 03 91

CADIZ
Ana de Villa, 7
Tel. 23 28 07

ALICANTE
Pintor Aparicio, 3
Tel. 22 21 84

VALENCIA
José Aguirre, 39
Tel. 23 39 39

LISBOA
Plaza do Municipio, 19 - 3.º
Tels. 32 58 56 - 37 06 40

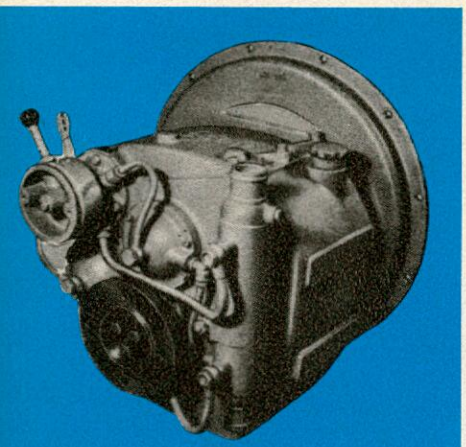
Gama de aparatos para potencias de 50-2400 cv.

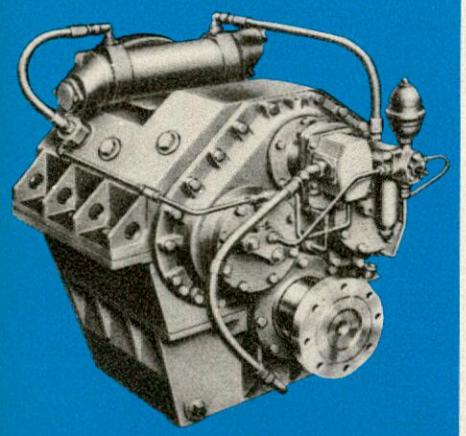
masson

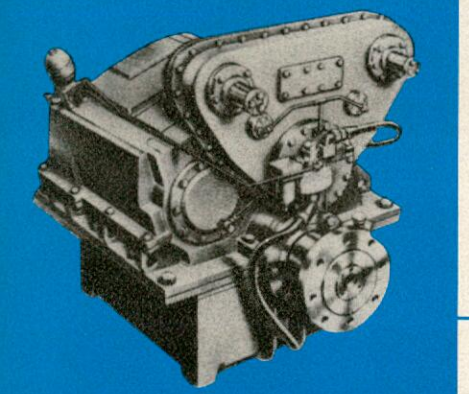
TECNOLOGIA

- Engranaje helicoidal en acero aleado, cementado, templado y rectificado.
- Embragues hidráulicos multidiscos con engrane progresivo y dispositivo mecánico de seguridad.
- Cojinetes de empuje adelante y atrás incorporados.
- Capacidad máxima y misma relación de reducción en marcha adelante y atrás.
- Sistema autónomo de generación del aceite bajo presión y de lubrificación.

Sus dimensiones reducidas y el fácil acceso a los diferentes órganos, aseguran la rapidez y facilidad de las operaciones de mantenimiento.







APLICACIONES-REFERENCIAS

MOTOR	POTENCIA	REDUCTOR
PERKINS	115 CV	ND-3
BARREIROS	130 CV	ND-3
PEGASO	160 CV	NE-3
CATERPILLAR	240 CV	NF-3
BARREIROS	230 CV	NF-3
ROLLS ROYCE	260 CV	NF-A
SCANIA	315 CV	NF-B
MERCEDES BENZ	320 CV	NF-B
POYAUD	276 CV	RSD-200
DEUTZ	390 CV	RSD-200
M W M	455 CV	ESD-280
DUVANT UNANUE	540 CV	RSD-570
STORK WERKSPOOR	525 CV	RSD-400
CUMMINS	940 CV	ESD-400
POYAUD	720 CV	RSD-570
CATERPILLAR	970 CV	RSD-570
ECHEVARRIA B & W	1.160 CV	RSL-800
CATERPILLAR	1.125 CV	ESD-1250
ECHEVARRIA B & W	1.160 CV	ESD-1250
A B C	1.200 CV	RCD-1250
COCKERILL	1.500 CV	RSL-1250
DEUTZ	1.440 CV	RSL-1250
BAZAN-MAN	1.350 CV	RSL-1250
NOHAB-POLAR	1.200 CV	RSL-1850
BARRERAS DEUTZ	1.740 CV	ESD-1850
ECHEVARRIA B & W	2.030 CV	RSL-1850

Esperamos sus consultas en el Departamento Transmisiones de INSIMAR, S. L.

BARCOS

NUEVOS PROTOTIPOS DE ASTILLEROS ESPAÑOLES, S. A.

El Departamento de Prototipos de Astilleros Españoles, S. A., ha desarrollado diversos proyectos de buques de gran actualidad. De dos de ellos se da una breve descripción a continuación:

ROLL-ON/ROLL-OFF DE 12.000 TPM

Es un buque de 12.000 TPM, con un calado de 7,20 m. (23,8") y una velocidad de servicio en carga de 19 nudos.

El reciente decreto sobre medidas de carácter económico para el desarrollo del transporte marítimo y de estímulo de la construcción naval establece la concesión de préstamos por el Banco de Crédito a la Construcción destinados a la financiación de los buques programados en dicho decreto, por el 100 por 100 del importe financiable para buques menores de 8.000 TRB. Con este prototipo se ha pretendido ofrecer el buque de mayor peso muerto dentro del límite antes citado, a la vez que cubrir las mayores exigencias en cuanto a diferentes medios de carga horizontal y vertical.

El buque, a pesar de su sencillez, es capaz de transportar remolques, mafis, contenedores de 20', maquinaria movible de obras públicas, coches y cargas pesadas sobre plataformas tipo Nicolás o similar, alcanzándose 2.300 m. de camino de rodadura de 3 m. de anchura, lo que da una capacidad de transporte de 188 remolques de 40' de longitud. Con el fin de incrementar esta capacidad en el caso de transporte de automóviles, se ha dispuesto en la bodega una cubierta movible, de forma que en su posición estibada más alta deje un espacio libre de 5,4 m., suficiente para disponer dos filas de contenedores o bien cualquier otro tipo de carga rodante. Opcionalmente podría disponerse otra cubierta movible en el espacio de carga sobre la cubierta principal, que una vez estibada en su posición más alta dejaría también un espacio libre de 5,4 m.

La altura libre en la cubierta garaje es de 6 m., excepto en la parte de popa de dicha cubierta, donde la altura es de 8 m., con el fin de permitir la carga de todo tipo de maquinaria especial.

La capacidad total de contenedores es de 725 TEU, dispuesto en dos filas en las tres cubiertas del buque.

El reforzado de la estructura permite cargas uniformes de 5 t/m² en el doble fondo y 3,5 t/m² y 2,8 t/m² en cubierta garaje y superior, respectivamente. Además todas las cubiertas están reforzadas localmente para disponer dos filas de contenedores (TEU), así como para carretillas de tenedor de 50 t.

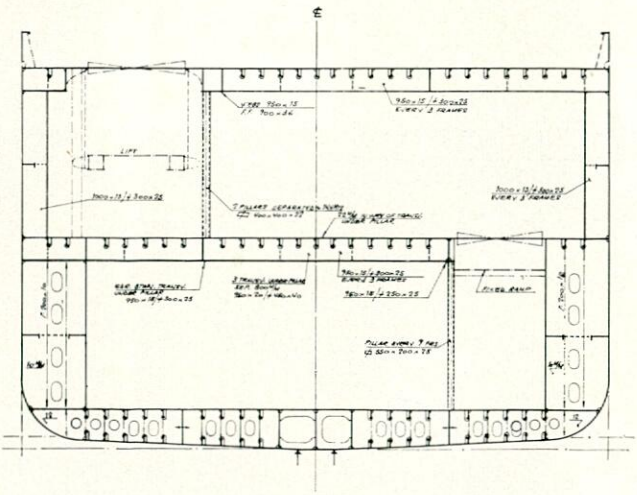
Se han cuidado especialmente los accesos dentro del buque, con el fin de obtener un tráfico fluido, a la vez que sencillo y con soluciones económicas. De esta forma el acceso al buque se hace por la cubierta principal o cubierta garaje, mediante una rampa axial de 14 m. de anchura libre, dimensión que permite el tráfico en dos direcciones y que a su vez, por ser axial, sirve de puerta estanca en su posición de estiba. Desde esta cubierta se tiene acceso a la cubierta superior mediante un elevador de 50 t. de fuerza y de dimensiones 20 × 3,5 m., capaz de mover contenedores y remolques. Entre el doble fondo y la cubierta garaje se ha dispuesto una rampa fija, que a su vez tiene incorporada una rampa movible para dar acceso a las distintas posiciones de la cubierta de coches.

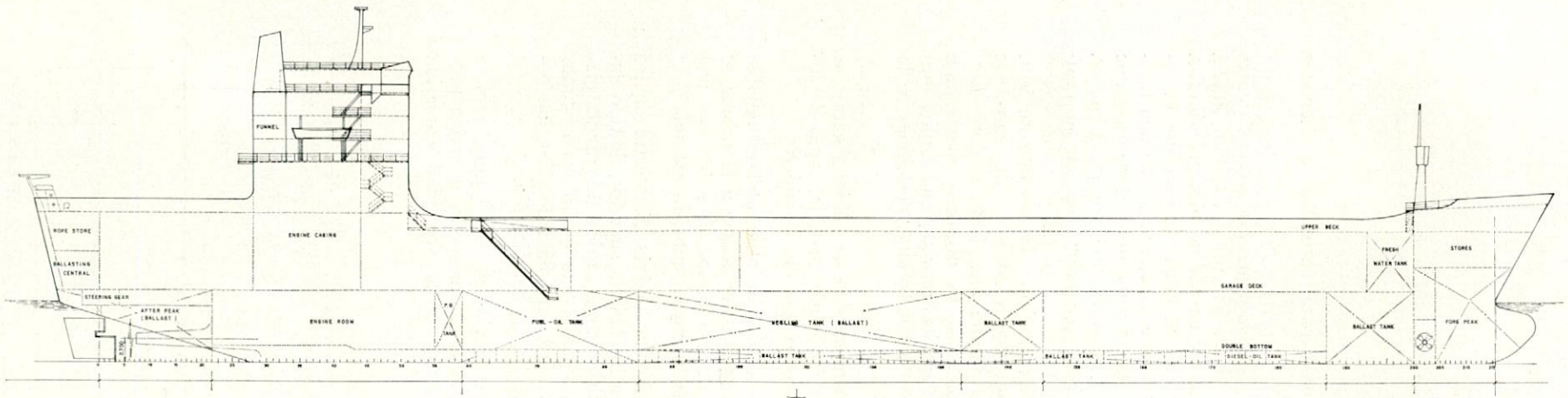
El hueco correspondiente de la cubierta garaje se cubre mediante una estructura abatible, capaz de soportar las mismas cargas que dicha cubierta.

En el caso de instalación de otra cubierta movible sobre la cubierta principal, el acceso a la misma se realizaría a través de una rampa, formada por una sección pivotante de la misma cubierta movible.

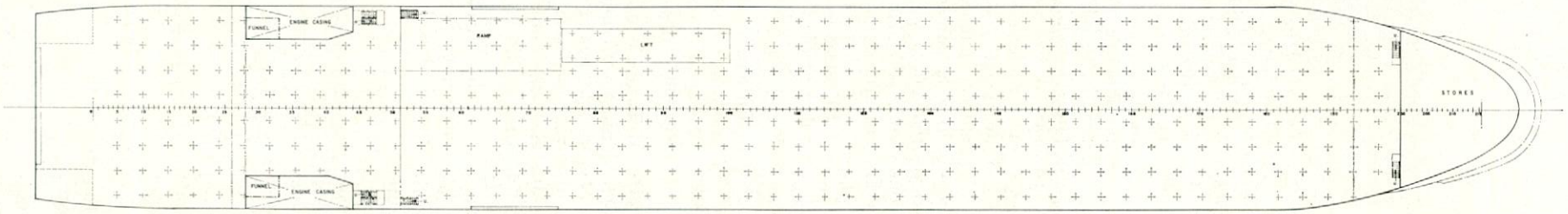
También opcionalmente podrán disponerse cuatro grandes escotillas en la cubierta superior, de tipo enrasado, para permitir la carga vertical de grandes piezas, mediante dos grúas montadas en los costados de dicha cubierta y cuya capacidad de elevación podría ser de 25 t. cada una, por ejemplo.

Dado el calado restringido de este buque, hubiera sido necesario limitar el diámetro de un único propulsor, por lo que, al ser la velocidad requerida

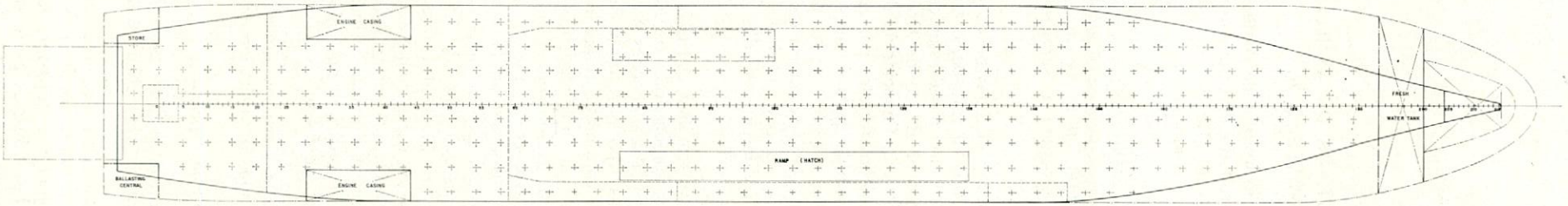




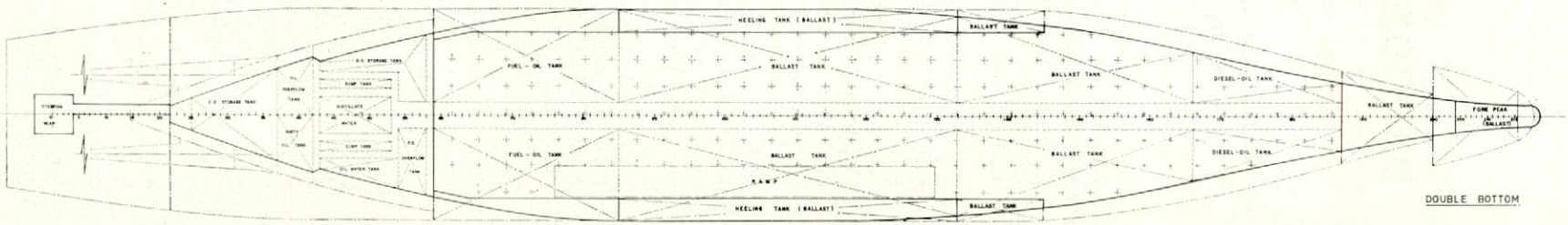
PROFILE



UPPER DECK



GARAGE DECK



DOUBLE BOTTOM

para este tipo de buques muy alta, fue preferible disponer dos propulsores y, consecuentemente, dos motores de velocidad media. Para facilitar la maniobra los propulsores son de paso controlable y además se dispone otro propulsor transversal a proa.

Dadas las características de este tipo de buques, se ha previsto una automatización de servicios correspondiente a la cota "Cámara de máquinas desatendida" de las Sociedades de Clasificación. Asimismo se ha dispuesto una central automática de control de lastrado.

Las dimensiones principales son:

Eslora total	179,00 m.
Manga	24,20 m.
Puntal	15,60 m.
Calado	7,20 m.
Peso muerto correspondiente	12.000 t.
Motores (AESA - PIELSTICK 12-PC-2V).	2 × 7.800 BHP
Velocidad en servicio a plena carga	19 nudos
Arqueo	7.950 TRB

Bulkcarrier de 100.000 TPM

Se trata de un buque de 100.000 TPM, con un calado de 13,72 m. (45') y una velocidad de servicio en carga de 15 nudos.

La idea fundamental al realizar este prototipo ha sido la de poder ofrecer al mercado un buque económico para paliar de esta forma la crisis en al que se encuentra sumergida la industria naviera y de construcción naval.

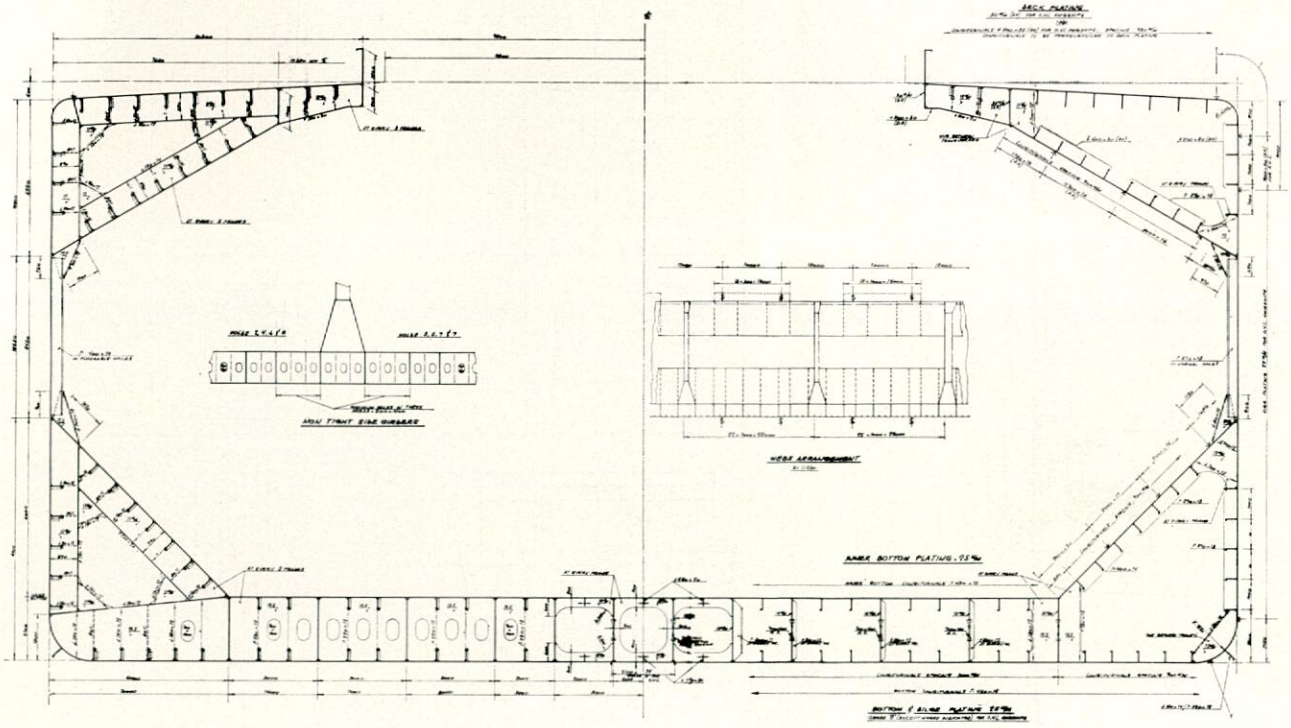
Estudiadas las características de los principales cargaderos de minerales del mundo, se ha llegado a la conclusión de limitar la manga a 40 metros como consecuencia de los medios de carga y descarga existentes en los mismos, así como el calado a 45'. Con estas limitaciones, y con el fin de obtener un buque económico, se ha partido de las siguientes premisas:

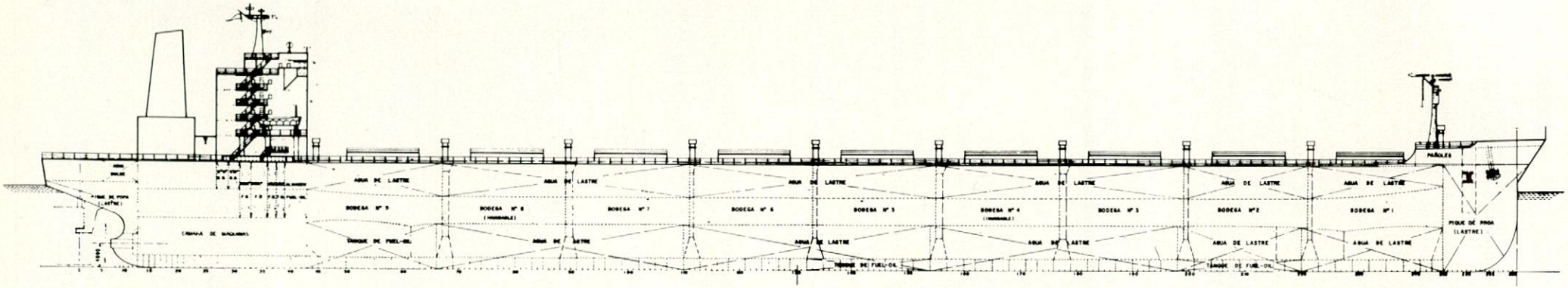
1.ª Teniendo en cuenta que los buques de este tamaño se dedican preferentemente al tráfico de mineral y, por tanto, no se requiere una gran capacidad de bodegas, se ha definido como francobordo del mismo el tipo B-60. De esta forma se consigue un arqueo bruto mínimo y, consecuentemente, una reducción de gastos de puerto.

Para conseguir una mayor capacidad de bodegas, dentro de la limitación anteriormente dicha, y ofrecer, por tanto, al armador la posibilidad de incrementar la carga caso de que el buque se dedique a tráficos diferentes del de mineral, se ha reducido al máximo los tanques altos, tanques que en este tipo de buques se dedican únicamente para lastre, manteniendo el fondo de los mismos con un ángulo mayor de 30° y terminándolos en la cubierta, a una cierta distancia de la brazola de escotillas.

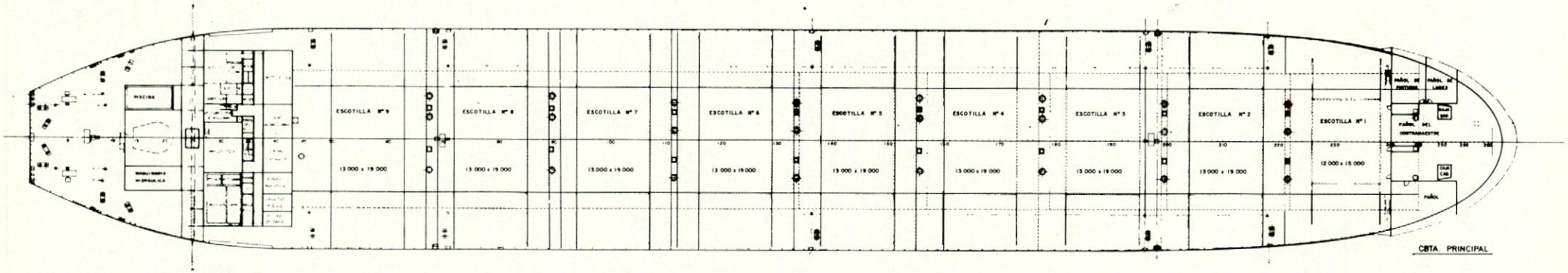
2.ª Con el fin de mantener los 45' de calado y no encarecer ostensiblemente el precio del buque por un aumento de eslora, se ha decidido disponer en el mismo acero de alto límite elástico en cubierta y parte de costado y tanques altos. Solución que, por otra parte, fue necesaria para conseguir el módulo mínimo reglamentario empleando espesores normales, como consecuencia de haber adoptado el francobordo tipo B-60. Con el uso de acero de alto límite elástico se reduce considerablemente el peso en rosca del buque.

Con estas consideraciones hemos alcanzado el peso muerto de 100.000 toneladas, con las dimensiones que se citan en el cuadro de características y con un

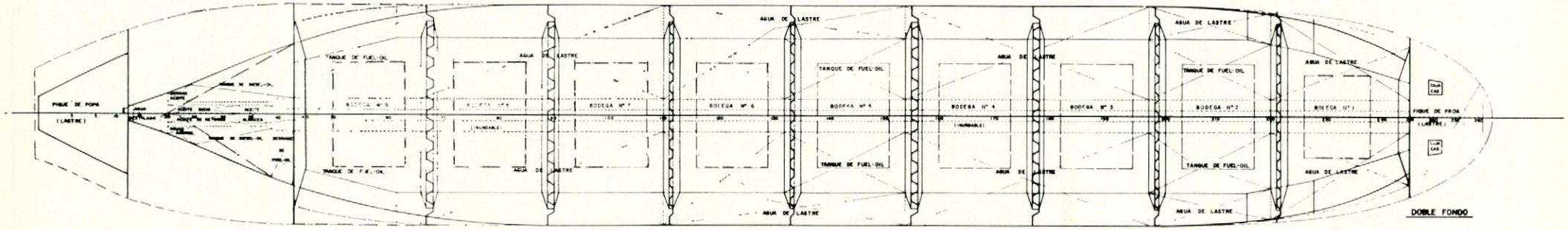




ALZADO



CBTA. PRINCIPAL



DOBLE FONDO

factor de estiba de 45 ft^3/LT., que es considerablemente alto para este tipo de buques.

El número de bodegas se ha fijado en nueve, ya que con la solución alternativa estudiada de siete se obtendría una eslora excesiva para cada bodega y especialmente para cada escotilla, lo que, por una parte, complicaría considerablemente la estructura del doble fondo y, por otra, encarecería notablemente las tapas de escotilla, que, por ser de tipo "side-rolling", tienen estructura longitudinal, aparte de que aparecerían grandes zonas de carga indirecta.

Los mamparos de bodegas son de tipo corrugado, con polines arriba y abajo para disminuir la profundidad de las corrugas y el espesor y longitud de las chapas.

Queremos hacer resaltar otra característica que consideramos importante, desde el punto de vista de funcionamiento del buque, y es el reforzado del doble fondo para cucharas de 50 toneladas.

El buque lleva instalado un motor 6K90GF de 20.500 BHP a 114 r. p. m., con el que se consigue una velocidad en servicio a plena carga de 15 nudos, aunque la cámara de máquinas se ha dimensionado para poder instalar opcionalmente el motor 7K90GF, con el que se conseguiría una velocidad en servicio a plena carga de 15,5 nudos.

Las características principales de este buque son:

Eslora total	266,50 m.
Manga de trazado	40,00 m.
Puntal de trazado	18,80 m.
Calado de proyecto	13,72 m.
Peso muerto correspondiente	100.000 t.
Motor Principal 6K90GF a 114 r. p. m. ...	20.500 BHP
Velocidad en servicio a plena carga	15 nudos

EL MAYOR PETROLERO DEL MUNDO

Recientemente ha tenido lugar, en el astillero de Saint Nazaire de Chantiers de l'Atlantique, la entrega a la sociedad marítima Shell del petrolero "Batillus", primero de los dos buques de 553.662 TPM contratados por dicha sociedad y que es el mayor buque construido hasta la fecha. Aunque el contrato fue firmado el día 6 de abril de 1971, hasta varios meses después no se determinaron las características definitivas de los buques, una vez finalizados los estudios realizados en estrecha colaboración por los servicios técnicos del armador y los del astillero.

Las dimensiones principales, velocidad y potencia propulsora, han sido determinadas teniendo en cuenta los estudios económicos realizados por el armador para establecer la relación peso muerto/velocidad en servicio, que diese lugar al precio de coste mínimo por tonelada transportada, a los estudios efectuados por el astillero sobre la evolución del coste del buque en función de sus dimensiones principales, a las posibilidades de construcción ofrecidas por las instalaciones del astillero y a las profundidades de los puertos susceptibles de ser frecuentados por los buques.

En función de la experienica adquirida y por razones de orden puramente técnico, el astillero se vio obligado a considerar que con una sola línea de ejes la potencia se vería limitada a 50.000 HP, por lo que el buque ha sido dotado de dos líneas de ejes, transmitiendo cada una a su hélice una potencia de 32.400 HP a 86 r. p. m.

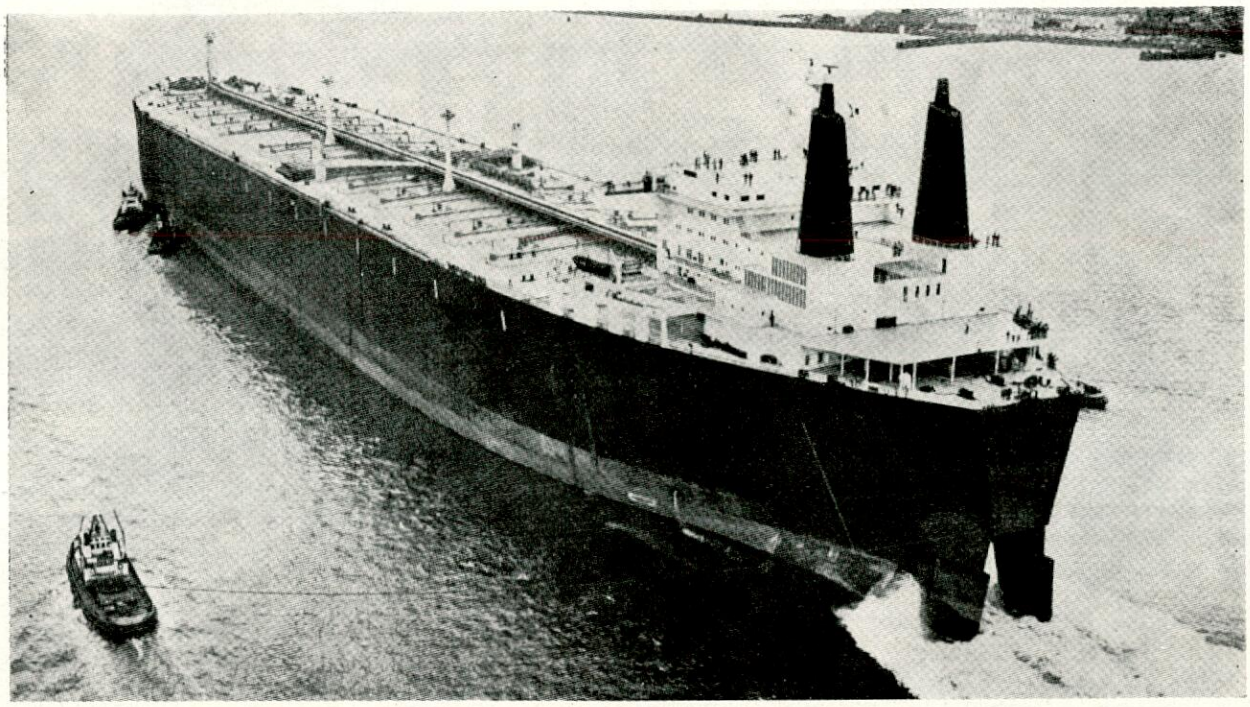
Antes del comienzo de la construcción se realizaron gran número de ensayos para obtener el mejor proyecto para tal tipo de buque. Se realizaron ensayos para ver la posibilidad de que el buque tuviera dos o tres mamparos longitudinales, proa de bulbo o cilíndrica, así como muchos otros sobre estabilidad y comportamiento en la mar en condiciones de plena carga y lastre, los cuales demostraron que era mejor un proyecto convencional que incorporarse dos mamparos longitudinales y proa cilíndrica. La disposición de la zona de carga ha sido proyectada para que el buque cumpla con las últimas regulaciones de la IMCO, relativas a la contaminación del mar por hidrocarburos. El espacio de carga está dividido por ocho mamparos transversales, que se extienden de costado a costado, y 15 mamparos transversales en cada costado, que llegan hasta el mamparo longitudinal correspondiente, resultando un total de nueve tanques centrales y 14 laterales para carga, más los tanques laterales número 9, que se usan para lastre limpio. Los tres tanques de popa, a proa de la superestructura, se usan para almacenamiento de los residuos del lavado de los tanques.

Las características principales son:

Eslora total	414,222 m.
Eslora entre perpendiculares	401,075 m.
Manga	63,000 m.
Puntal a la cubierta superior	35,900 m.
Calado	28,601 m.
Peso muerto	553.662 tons.
Registro bruto	274.000 TRB
Capacidad de carga	667.300 m^3
Capacidad de lastre	58.000 m^3
Capacidad de combustible	15.050 m^3
Dotación	44
Velocidad de servicio	16,7 nudos
Potencia: 2 × 32.400 SHP a 86 r. p. m.	

El casco está protegido por un sistema de protección catódica por corrientes impresas. El sistema es totalmente automático, con una capacidad máxima de 1.600 amperios. La corriente la proporcionan tres transformadores rectificadores, uno de ellos situado a proa y los otros dos en la cámara de máquinas.

La cámara de bombas está situada inmediatamente a proa de la superestructura y contiene cuatro turbobombas de 6.000 m^3/hora a una altura de 165 metros. El sistema de bombeo de la carga permite manipular y transportar simultáneamente productos de tres calidades diferentes. La disposición de las tuberías de carga es clásica, con cuatro colectores situados en el fondo, que se extienden hasta la parte de proa, uniéndose en el fondo de los tanques a las tuberías de aspiración/descarga, y están conectados a cuatro colectores transversales sobre la cubierta superior. Para prevenir la contaminación en los tanques de lastre limpio, se han omitido las tuberías



usuales de lastre que cruzan los tanques de carga. La operación de lastrado y deslastrado se realiza por medio de dos bombas hidráulicas sumergidas.

El sistema de control de la carga está centralizado en el puente. Por consiguiente, el oficial de guardia puede vigilar el estado de la carga desde una cámara de control central. Toda la información principal relativa a la carga se transmite al cuadro de control central, incluyendo la posición de las válvulas controladas hidráulicamente, los indicadores del nivel de carga, etc.

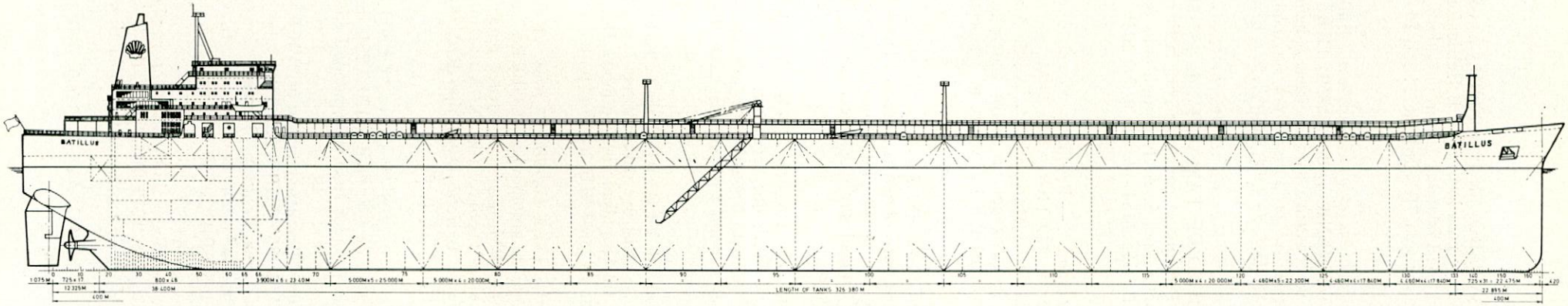
Además de los diversos sistemas de alarmas situados en la cámara de control de la carga, existe también un pequeño ordenador para ayudar al oficial de servicio en las operaciones de carga y descarga. Este ordenador se usa para el control de todas las válvulas y también para el cálculo de los esfuerzos cuando el buque está parcialmente cargado y lastrado. Sin embargo, aunque todas las operaciones se controlan normalmente con este ordenador, en caso de emergencia el operador puede actuar manualmente sobre los controles sin ninguna pérdida de tiempo y continuar dominando la situación.

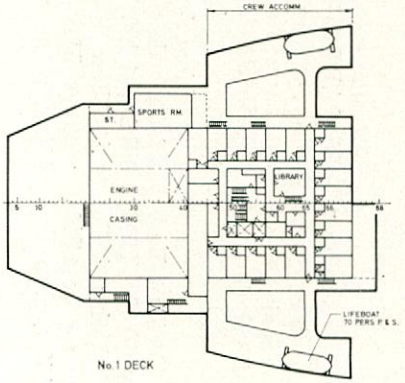
Una de las operaciones más importantes realizada en un petrolero es el lavado de los tanques. Para ello el "Batillus" dispone de 92 máquinas sobre cubierta y 140 en el interior de los tanques. Todas estas máquinas se alimentan por ramales desde una línea general de 400 mm. de diámetro. El sistema permite que operen simultáneamente hasta un total de ocho monitores, dando una capacidad de lavado de 1.400 t/h. Una de las bombas de carga suministra el agua necesaria a los monitores, bien directamente a través de la cubierta principal, como en el caso del lavado en frío, o bien a través de dos calentadores capaces de calentar 720 t/h. de agua a 82° C. Para completar este sistema dispone de un separador agua/crudo instalado sobre la cubierta principal.

El buque está provisto de una instalación para suministro de gas inerte a los tanques de carga, que aprovecha los gases de exhaustación de las calderas a una temperatura de 370° C. Primeramente, los gases pasan a través de una torre de lavado, que asegura la deshumificación, supresión de la mayor parte de los productos sin quemar y la neutralización de la mayoría de los compuestos de azufre. En régimen normal, la instalación suministra una cantidad de gas inerte superior al 25 por 100 de la capacidad total de las bombas de carga. El gas inerte ya tratado en la torre de lavado es enviado al sistema de suministro a los tanques de carga por dos ventiladores que tienen una capacidad nominal de 15.000 m^3/hora a una presión mínima de 1.350 milímetros de columna de agua, que funcionan normalmente en paralelo.

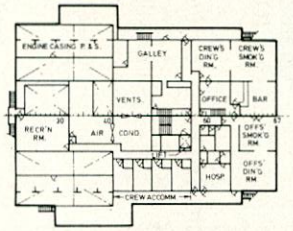
El agua para el colector de contraincendios de la cubierta la suministra una bomba accionada eléctricamente, de una capacidad de 90 m^3/hora a una altura de 100 metros. También se alimenta de la bomba de proa sumergida, de 60 m^3/hora de capacidad, accionada por el "power pack" hidráulico de proa. La cámara de máquinas y la cámara de bombas están protegidas por espuma física, suministrada por un sistema presurizado del tipo "dead ship", así como por una instalación de CO_2 del tipo de baja presión. La cubierta superior y los tanques están protegidos por espuma física, que se distribuye sobre toda la cubierta por monitores situados a lo largo de la línea central del buque. La instalación permite repartir sobre toda la cubierta una capa de espuma de 50 milímetros de espesor en quince minutos.

Sobre el castillo lleva un chigre de amarre, automático, de 30 toneladas y dos chigres-cabrestantes combinados simétricos para cadenas de 147 milímetros. Cada cabrestante es capaz de izar un ancla y 410 metros de cadena, o sea, 275 toneladas, a una velocidad de 5 m/min., y la capacidad de retenida

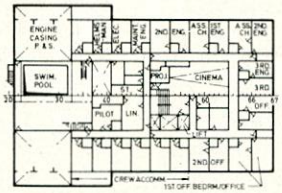




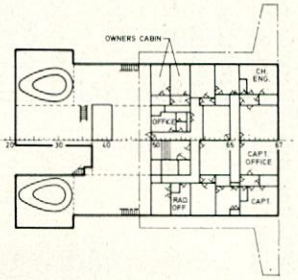
No. 1 DECK



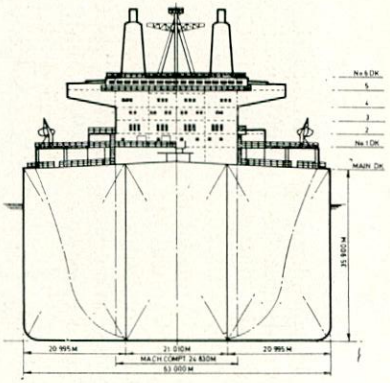
No. 2 DECK

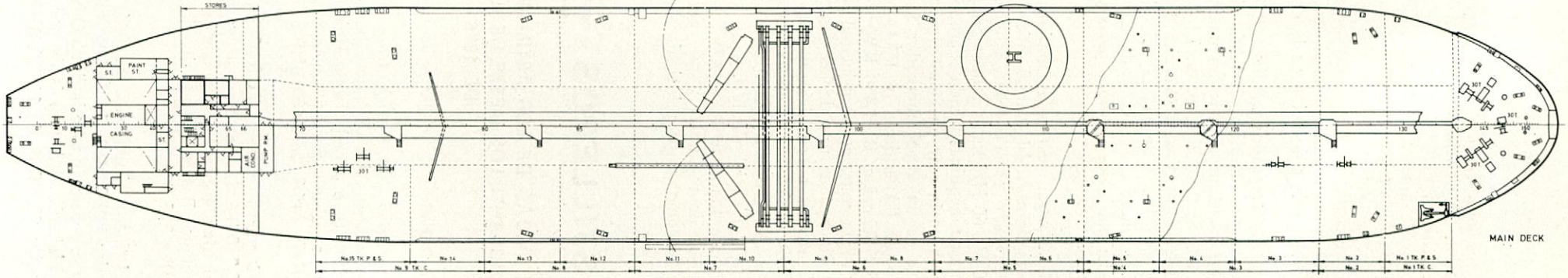


No. 3 DECK



No. 4 DECK





MAIN DECK

de los motores en caso de largado de la cadena es igual a 640 toneladas. A popa de este sistema lleva dos chigres de 20-30 toneladas. Las otras instalaciones de amarre consisten en tres chigres situados a proa de la superestructura y cuatro de 30 toneladas en popa. Además, lleva dos grúas hidráulicas de 16 toneladas a 18 metros o de tres toneladas a 22,40 metros para la maniobra de las mangueras flexibles y la colocación de la plancha de embarque.

Está propulsado por dos turbinas de vapor, construidas por Chantiers de l'Atlantique con licencia de Stal-Laval, que desarrollan una potencia unitaria de 32.400 SHP a 86 r. p. m. El vapor lo suministran dos calderas Foster Wheeler ESD III, construidas por el astillero, de una capacidad unitaria de 125 toneladas/hora a 515° C. Cada una de las turbinas acciona una hélice de cinco palas y 8,5 metros de diámetro.

La energía eléctrica es suministrada por dos turbo-alternadores Stal-Laval/Chantiers de l'Atlantique, con alternadores Yeumont Schneider de 1.700 KW., 440 V., 60 Hz. Estos grupos están situados en la cámara de máquinas y cada alternador alimenta normalmente en la mar un cuadro principal. También dispone de un diesel alternador SEMT-Pielstick/Chantiers de l'Atlantique 18 PA4, con alternador Yeumont Schneider de 1.450 KW., 440 V., 60 Hz., que se utiliza como grupo principal en el caso de que no se disponga de uno de los dos turbo-alternadores y que arranca automáticamente en el caso de falta de tensión o disminución de la frecuencia en una de las redes. El grupo de socorro es un diesel alternador SEMT - Pielstick/Chantiers de l'Atlantique 18PA4, con alternador de 1.350 KW., instalado fuera de la cámara de máquinas y que puede utilizarse igualmente como grupo principal.

ASTILLEROS

ACTIVIDAD DE LOS ASTILLEROS NACIONALES DURANTE LOS MESES DE JULIO Y AGOSTO DE 1976

BOTADURAS

Sociedad Metalúrgica Duro Felguera.—Remolcador "BENICADELL", de 230 TRB y 180 TPM, que se construye para la firma Unión Naval de Levante. Irá propulsado por un motor San Carlos/MWM tipo TbRHS 345-8, de 2.400 BHP a 500 r. p. m.

Carguero "DURO TURIELLOS", de 1.595 TRB y 3.780 TPM, que se construye para la firma Sociedad Metalúrgica Duro Felguera. Irá propulsado por un motor Barreras/Deutz tipo RBV8M-358, de 2.940 BHP a 375 r. p. m.

Astilleros Españoles. Factoría de Sevilla.—Bulkcarrier "PETER", de 16.000 TRB y 30.000 TPM, que se construye para la firma O/Y Starckjohan & Co, de Finlandia. Irá propulsado por un motor Aesa/Sulzer tipo 7RND68, de 11.550 BHP a 150 r. p. m.

Bulkcarrier "PAMPERO", de 19.074 TRB y 35.000 TPM, que se construye para la firma A/B Helsingfors Steamship Co. Ltd., de Finlandia. Irá propulsado por un motor Aesa/Sulzer tipo 7RND68, de 11.550 BHP a 150 r. p. m.

Astilleros Españoles. Factoría de Olaveaga.—Bulkcarrier "AEGIS ATHENIC", de 12.450 TRB y 20.900 TPM, que se construye para la firma Athenic Shipping, de Liberia. Irá propulsado por un motor Aesa/Sulzer tipo 6RND68, de 9.900 BHP a 150 r. p. m.

Astilleros Españoles. Factoría de Puerto Real.—Petrolero "CASTILLO DE TAMARIT", de 130.000 TRB y 260.000 TPM, que se construye para la firma Empresa Nacional Elcano, S. A. Irá propulsado por turbina Aesa/G. E. tipo MST-14, de 36.000 SHP a 90 r. p. m.

Astilleros de Santander. — Pesqueros congeladores C. N.os 124 y 125, de 220 TRB y 140 TPM, que se construyen para la firma Maropeche, S. A., de Marruecos. Irán propulsados por un motor Caterpillar tipo D 399, de 1.125 BHP a 1.225 r. p. m., respectivamente.

Unión Naval de Levante. Factoría de Valencia.—Pontona sumergible para obras de puertos "DIQUE FLOTANTE núm. 2", de 400 TRB, que se construye para la firma Dragados y Construcciones, S. A. No tiene propulsión.

Marítima del Musel.—Pesquero "PORLAMAR", de 250 TRB y 210 TPM, que se construye para el armador Pascual Alabau Navarro. Irá propulsado por un motor A. B. C. tipo 8MDXC, de 1.200 BHP a 750 r. p. m.

Carguero "VEGA DE NERVION", de 1.599 TRB y 2.900 TPM, que se construye para la firma Naviera Continental, S. A. Irá propulsado por un motor Deutz tipo RBV 8M-358, de 2.600 BHP a 300 r. p. m.

Astilleros Construcciones. Factoría de Ríos.—Roll-on/roll-off transporte de automóviles "COBRES", de 1.600 TRB y 1.300 TPM, que se construye para la firma Naviera Joaquín Dávila y Cía., S. A. Irá propulsado por un motor Barreras/Deutz tipo RBV8M-358, de 3.000 BHP a 375 r. p. m.

Astilleros Ojeda y Aniceto.—Pesquero "GENITA DE CONDEBIDON", de 190 TRB y 120 TPM, que se construye para el armador Juan Bahamonde Lema.

Astilleros Gondán.—Pesquero congelador "VICENTE BARREIRO", de 350 TRB y 269 TPM, que se construye para la firma Pesquera Barreiro González, S. L. Irá propulsado por un motor A. B. C. tipo 8MDXC, de 1.200 BHP a 750 r. p. m.

Marítima de Axpe.—Buque de suministro para plataformas de perforación "OFF-BILBAO", de 1.200 TRB y 1.200 TPM, que se construye para la firma Off - Shore España, S. A. Irá propulsado por dos motores Mak tipo 9M 453 Ak, de 3.000 BHP a 550 r. p. m. cada uno.

Tomás Ruiz de Velasco. — Carguero polivalente "VALLE DE UNZA", de 9.300 TRB y 15.000 TPM, que se construye para la firma Vasco Madrileña de Navegación, S. A. Irá propulsado por un motor Stork Werkspoor tipo 12 TM 410, de 8.500 BHP a 570 revoluciones por minuto.

Astilleros Ardeag.—Pesquero "TOKI ARGIA", de 350 TRB y 200 TPM, que se construye para la firma Toki Argia, S. A. Irá propulsado por un motor Mak de 1.200 BHP a 375 r. p. m.

Juliana Constructora Gijonesa.—Carguero para papel, madera y contenedores "LOLITA", de 9.900 TRB y 14.900 TPM, que se construye para la firma Yhtyneet Paperitehtaat O/Y (United Papers Mills Ltd.), de Finlandia. Irá propulsado por un motor Aesa/Sulzer tipo 6 RND 68, de 9.900 BHP a 150 revoluciones por minuto.

Astilleros y Talleres del Noroeste.—Petrolero "CARTAGO NOVA", de 140.264 TRB y 275.045 TPM, que se construye para la firma Empresa Nacional del Petróleo, S. A. (ENPETROL). Irá propulsado por turbina Bazán/Kawasaki tipo UA 350, de 32.000 SHP a 86 r. p. m.

Empresa Nacional Bazán. Factoría de Cartagena.—Atunero congelador C. N.° 171, de 1.490 TRB y 1.400 TPM, que se construye para la firma Pesquerías Españolas del Bacalao, S. A. (PEBSA). Irá propulsado por un motor Semt/Pielstick tipo 12 PA 6V 280, de 4.200 BHP a 1.050 r. p. m.

Empresa Nacional Bazán. Factoría de San Fernando.—Carguero multipropósito "ENTRE RIOS", de 12.500 TRB y 20.500 TPM, que se construye para la firma E. L. M. A., de Argentina. Irá propulsado por un motor M. T. M./Sulzer tipo 6RND68-VTR-631, de 9.900 BHP a 150 r. p. m.

Hijos de J. Barreras.—Pesquero congelador "RIO ZAZA", de 2.400 TRB y 3.250 TPM, que se construye para la firma Cubapesca, de Cuba. Irá propulsado por un motor Barreras/Deutz tipo RBV12M 350, de 4.000 BHP a 430 r. p. m.

ENTREGAS

Sociedad Metalúrgica Duro Felguera.—Remolcador "MONTDUBER" a la firma Unión Naval de Levante, S. A. Las características principales del buque son: 230 TRB y 180 TPM; eslora entre perpendiculares, 28 m.; manga, 9,2 m.; puntal, 4,7 m., y calado, 3,95 m. Va propulsado por un motor San Carlos/MWM tipo TbRHS 345-8, de 2.400 BHP a 500 r. p. m.

Carguero "DURO CALZADA" a la firma Sociedad Metalúrgica Duro Felguera, S. A. Las características principales del buque son: 1.595 TRB y 3.780 TPM; eslora entre perpendiculares, 74,4 m.; manga, 14,3 m.; puntal, 8,75 m., y calado, 4,23/3 m. La capacidad de bodega es de 100.500 p³. Va propulsado por un motor Barreras/Deutz tipo RBV8M-358, de 2.940 BHP a 375 r. p. m.

Astilleros de Santander.—Buque para suministros a plataformas de perforación "EDDA JARL" a la firma Arne Presthus Rederi, de Noruega. Las características principales del buque son: 499 TRB y 1.000 TPM; eslora entre perpendiculares, 56,4 m.; manga, 13,8 m.; puntal, 6,9/4,75 m., y calado, 4,7 m. La capacidad de bodega es de 840 m³. Va propulsado por dos motores ALCO tipo 251F, de 4.000 BHP a 1.100 r. p. m. cada uno.

Construcciones Navales Santodomingo.—Pesquero congelador "MARTORRES" a la firma Martorres, Sociedad Anónima. Las características principales del buque son: 250 TRB y 275 TPM; eslora entre perpendiculares, 30,5 m.; manga, 8 m.; puntal, 5,9/3,85 m., y calado, 3,8 m. La capacidad de bodega es de 300 m³. Va propulsado por un motor Blackstone tipo EXSL, de 960 BHP a 750 r. p. m.

Astilleros de Murueta.—Carguero y portacontenedores "DANOK" a la firma Bilbao Shipping, S. A. Las características principales del buque son: 1.200 TRB y 1.950 TPM; eslora entre perpendiculares, 66 m.; manga, 11,7 m.; puntal, 5,775 m., y calado, 4,75 m. La capacidad de bodega es de 2.830 m³. Va propulsado por un motor Cockerill tipo 8 TR 240 CO-M2, de 2.000 BHP a 1.000 r. p. m.

Astilleros de Huelva.—Pesqueros "VERECUATRO" y "VERECINCO" a las firmas armadoras Verecuatro, S. A., y Verecinco, S. A., respectivamente. Las características principales de los buques son: 250 TRB y 222 TPM; eslora entre perpendiculares, 33,28 m.; manga, 7,27 m.; puntal, 3,9 m., y calado, 3,55 m. La capacidad de bodega es de 155 m³. Van propulsados por un motor MWM tipo TbD-484-6U, de 1.200 BHP a 375 r. p. m.

Pesquero congelador "NAVIJOSA NOVENO" a la firma Navijo, S. A. Las características principales del buque son: 450 TRB y 348 TPM; eslora entre perpendiculares, 35,5 m.; manga, 9,3 m.; puntal, 6,3/4,2, y calado, 4,016 m. La capacidad de bodega es de 350 m³. Va propulsado por un motor S. K. L. tipo 2 NVD-48A-2U, de 1.170 BHP a 380 r. p. m.

Hijos de J. Barreras.—Pesquero congelador "RIO SAGUA" a la firma Cubapesca, de Cuba. Las características principales del buque son: 2.400 TRB y 3.250 TPM; eslora entre perpendiculares, 95,2 m.; manga, 14,5 m.; puntal, 8,5/6,0 m., y calado, 5,5 m. La capacidad de bodega es de 3.425 m³. Va propulsado por un motor Barreras/Deutz tipo RBV12M-35-P, de 4.000 BHP a 430 r. p. m.

Empresa Nacional Bazán. Factoría de Cartagena.—Atunero congelador "ALBACORA NUEVE" a la firma Albacora, S. A. Las características principales del buque son: 1.490 TRB y 1.400 TPM; eslora entre perpendiculares, 66 m.; manga, 13,5 m.; puntal, 8,4 m., y calado, 5,6 m. Va propulsado por un motor Barreras/Deutz tipo RBV12M-350, de 4.000 BHP a 430 r. p. m.

Astilleros Gondán.—Pesquero "LORES" al armador Domingo Fernández Vilas. Las características principales del buque son: 300 TRB y 194 TPM;

eslora entre perpendiculares, 32 m.; manga, 8 m.; puntal, 3,9 m., y calado, 3,6 m. La capacidad de bodega es de 9.531 p^3. Va propulsado por un motor Barreras/Deutz tipo SBA12M-528, de 1.500 BHP a 750 r. p. m.

Pesquero congelador "VICENTE BARREIRO" a la firma Pesquera Barreiro González, S. L. Las características principales del buque son: 350 TRB y 269 TPM; eslora entre perpendiculares, 34,5 m.; manga, 8,5 m.; puntal, 4,15 m., y calado, 3,8 m. La capacidad de bodega es de 13.120 p^3. Va propulsado por un motor A. B. C. tipo 8MDXC, de 1.200 BHP a 750 r. p. m.

Astilleros Ojeda y Aniceto.—Pesquero "SOGAY" al armador Antonio Gregori Ripoll. Las características principales del buque son: 148 TRB y 120 TPM; eslora entre perpendiculares, 27 m.; manga, 7 m., y puntal, 3,7 m. Va propulsado por un motor Volund de 630 BHP.

Astilleros Españoles. Factoría de Olaveaga.—Bulkcarrier "AEGIS HARMONIC" a la firma Harmonic Shipping Co. Ltd., de Liberia. Las características principales del buque son: 12.450 TRB y 20.900 TPM; eslora entre perpendiculares, 148 m.; manga, 22,8 m.; puntal, 13,5 m., y calado, 9,764 m. La capacidad de bodega es de 29.159 m^3. Va propulsado por un motor Aesa/Sulzer tipo 6RND68, de 9.900 BHP a 150 r. p. m.

Astilleros Españoles. Factoría de Sevilla.—Bulkcarrier "PAMELA" a la firma O/Y Gustav Paulig A/B, de Finlandia. Las características principales del buque son: 16.000 TRB y 30.000 TPM; eslora entre perpendiculares, 178 m.; manga, 22,8 m.; puntal, 14,6 m., y calado, 10,664 m. La capacidad de bodega es de 39.800 m^3. Va propulsado por un motor Aesa/Sulzer tipo 7RND68, de 11.550 BHP a 150 r. p. m.

Bulkcarrier "CALDERETA" a la firma O/Y Tankships A/B, de Finlandia. Las características principales del buque son: 19.074 TRB y 35.000 TPM; eslora entre perpendiculares, 185 m.; manga, 24,2 metros; puntal, 15,2 m., y calado, 11,12 m. La capacidad de bodega es de 41.000 m^3. Va propulsado por un motor Aesa/Sulzer tipo 7RND68, de 11.550 BHP a 150 r. p. m.

Astilleros del Cantábrico y de Riera. Factoría de Riera.—Transporte de productos químicos "NIEBLA" a la firma Auxiliar de Transportes Marítimos, Sociedad Anónima (AUXTRAMARSA). Las características principales del buque son: 700 TRB y 960 TPM; eslora entre perpendiculares, 57 m.; manga, 10,3 m.; puntal, 4,7 m., y calado, 3,9 m. La capacidad de tanques es de 810 m^3. Va propulsado por un motor Barreras/Deutz tipo RBA6M-528, de 870 BHP a 900 r. p. m.

Astilleros de Tarragona.—Pesquero "PEDRA" al armador Jaime Pedra Pons. Las características principales del buque son: 125 TRB y 60 TPM; eslora entre perpendiculares, 25 m.; manga, 6,6 m.; puntal, 3,4 m., y calado, 2,36 m. Va propulsado por un motor Blackstone tipo ESSL-M8, de 800 BHP a 900 r. p. m.

Construcciones Navales P. Freire.—Pesquero "ALTEAMAR UNO" a los armadores José Baldo Such y Jaime Cortés Llinares. Las características principales del buque son: 310 TRB y 200 TPM; eslora entre perpendiculares, 33,5 m.; manga, 8,8 m.; puntal, 6,1/4 m., y calado, 3,6 m. La capacidad de bodega es de 330 m^3. Va propulsado por un motor Volund-Olsen tipo DMTK-630, de 955 BHP.

Marítima del Musel.—Carguero "VEGA DE DANUBIO" a la firma Naviera Continental, S. A. Las características principales del buque son: 1.599 TRB y 2.900 TPM; eslora entre perpendiculares, 74,5 m.; manga, 14 m.; puntal, 6,5/4,1 m., y calado, 5,4 m. La capacidad de bodega es de 3.400 m^3. Va propulsado por un motor Deutz tipo RBV8M-358, de 2.600 BHP a 300 r. p. m.

Astilleros Armón.—Yate-velero "XARGO II" al armador Francisco J. Sitges Menéndez. Las características principales del buque son: 135 TRB; eslora entre perpendiculares, 29 m.; manga, 7,8 m.; puntal, 3,6 m., y calado, 2,4 m. Tiene una capacidad para 14 pasajeros. Va propulsado por dos motores General Motors de 450 BHP cada uno.

Enrique Lorenzo y Cía.—Pesquero congelador "ESTREITO DE RANDE" al armador José Molares Alonso. Las características principales del buque son: 1.495 TRB y 2.100 TPM; eslora entre perpendiculares, 73 m.; manga, 13 m.; puntal, 8,4/6,1 m., y calado, 4,9 m. La capacidad de bodega es de 2.100 m^3. Va propulsado por un motor Barreras/Deutz tipo RBV12M-350, de 4.000 BHP a 430 revoluciones por minuto.

Juliana Constructora Gijonesa. — Roll-on/roll-off "MONTE BUITRE" a la firma Naviera Aznar, Sociedad Anónima. Las características principales del buque son: 2.800 TRB y 2.950 TPM; eslora entre perpendiculares, 92 m.; manga, 17,8 m.; puntal, 11,51/5,7 m., y calado, 5,665 m. La capacidad de bodega es para 195 vehículos. Va propulsado por dos motores Pielstick tipo 12 PA 6V-280, de 4.200 BHP a 1.050 r. p. m. cada uno.

Astilleros Zamacona.—Camaroneros congeladores "HAMOOR", "NAGROOR" y "NUWAIBI" a la State Fisheries Co., de Irak. Las características principales de los buques son: 221 TRB; eslora entre perpendiculares, 26 m.; manga, 7,5 m.; puntal, 3,8 metros, y calado, 3,3 m. La capacidad de bodega es de 127 m^3. Van propulsados por un motor Caterpillar tipo D 379, de 545 BHP a 1.225 r. p. m.

Astilleros y Talleres Celaya. — Portacontenedores "MARIONA DEL MAR" a la firma Transportes Navales, S. A. Las características principales del buque son: 1.244 TRB y 1.900 TPM; eslora entre perpendiculares, 69 m.; manga, 11,75 m.; puntal, 5,25 m., y calado, 4,54 m. La capacidad de bodega es de 102.750 p^3. Va propulsado por un motor Barreras/Deutz tipo RBA12M-528, de 1.740 BHP a 900 revoluciones por minuto.

Tomás Ruiz de Velasco.—Transporte de cloro "JOSE LUIS COLAS" a la firma Energía e Industrias Aragonesas, S. A. Las características principales del buque son: 1.490 TRB y 1.300 TPM; eslora entre perpendiculares, 63,8 m.; manga, 11 m.; puntal, 6,6 m., y calado, 5,2 m. La capacidad de tanques es de 770 m³. Va propulsado por un motor San Carlos/Werkspoor tipo 6TMS 410, de 4.000 BHP a 550 revoluciones por minuto.

Astilleros Construcciones. Factoría de Meira.—Pesquero congelador "RIO CAONAO" a la firma Cubapesca, de Cuba. Las características principales del buque son: 2.635 TRB y 3.250 TPM; eslora entre perpendiculares, 95,2 m.; manga, 14,53 m.; puntal, 8,5/6 m., y calado, 5,5 m. La capacidad de bodega es de 3.425 m³. Va propulsado por un motor Barreras/Deutz tipo RBV12M-350, de 4.000 BHP a 430 r. p. m.

NUEVO AUTOPEDIDO DE GOTAVERKEN

En el número de agosto, página 512, se comentaba que el astillero Götaverken se había pasado a sí mismo un pedido de ocho buques de 44.000 TPM del tipo "polivalente". Asimismo Götaverken ha decidido construir en las mismas condiciones cargueros de 1.599 TRB y 3.800 TPM.

Estos cargueros se construirán en el astillero Sölversborg Varv, al cual se ha pasado un contrato preliminar de una unidad en firme, con tres opciones. Las principales características de estos cargueros son: eslora total, 88,65 m.; eslora entre perpendiculares, 83 m.; manga, 14,9 m.; puntal, 9 m.; calado, 5,55 metros; potencia, 2.880 HP, y velocidad, 13,2 nudos. El primer buque de esta serie se entregará en junio de 1977.

TRAFICO MARITIMO

EL MERCADO DE FLETES

Pocas novedades en el mercado de fletes, que sigue en su tónica de marcada debilidad de los últimos tiempos. Tal vez fuera suficiente para señalar su evolución durante las últimas semanas indicar que la situación es estacionaria. Lo cual es grave, pues son ya muchos meses los que se llevan en estado de depresión y las tesorerías de los armadores están, lógicamente, exhaustas. Por si esto fuera poco, es cada vez más frecuente que los navieros sufran serias dificultades para hacer efectivo el importe de los fletes con la deseable prontitud, aumentando, en consecuencia, sus dificultades financieras para hacer frente a sus considerables obligaciones de pago. Además, y esto no es nuevo, los costes de explotación prosiguen su escalada incansable, contribuyendo todo ello a deteriorar aún más la ya muy mermada resistencia de los armadores.

Próximos a cumplirse dos años del comienzo de la crisis en el mercado de carga seca, resulta difícil referirse mensualmente a la evolución del mismo cuando ningún cambio sustancial aparece en el horizonte. La eventual subida o bajada de unos centavos de dólar en los tráficos más representativos del mercado dice muy poco en la actual coyuntura, pues suele ser producto de la conjunción de numerosos factores, sin que en modo alguno pueda considerarse como significativa la variación de los índices de fletes. Concretamente, el final del verano trajo la pequeña reactivación característica en casi todos los sectores, de la que nos hacíamos eco en nuestro anterior comentario, habiéndose confirmado la misma durante la segunda mitad de septiembre y la primera quincena de octubre. Pero ello no deja de constituir un signo más de la estacionalidad clásica del mercado de transporte marítimo y los avances, además de ser de escasa entidad, se están viendo fuertemente contrarrestados por los incrementos de costes a que antes aludíamos. El caso es que, dada la actual situación de la economía en la mayoría de los países occidentales, no se aprecian síntomas claros de que la evolución a medio plazo vaya a distar mucho del clima de atonía que venimos padeciendo.

El mercado de "time-charter" ha sido, con mucho, el que más animación ha presentado durante las últimas semanas, tanto por la demanda que generan las líneas regulares como por el interés que muestran en situaciones como la actual ciertos fletadores para asegurarse tonelaje a buen precio que les permita cubrir sus operaciones a corto plazo sin sufrir el riesgo de que una "punta" del mercado haga fracasar sus expectativas de coste. Ello ha mantenido la demanda durante el período a un nivel bastante satisfactorio, sobre todo para operaciones a corto plazo —arriendo por períodos de tres a seis meses, por viajes sueltos y por viajes redondos, principalmente—, y aunque los tipos de alquiler no son, lógicamente, tan satisfactorios, constituyen en ocasiones una salida para los armadores, que no encuentran en el mercado deprimido actual cotizaciones que les permitan alcanzar mejores resultados en la explotación de sus buques.

En petroleros, donde la estabilidad a la baja se arrastra ya desde hace casi los tres años, la situación prosigue estacionaria, sin que se hayan producido cambios de ningún signo. Tal vez, ante las presumibles subidas en los precios de los crudos que preconizan algunos de los países de la O. P. E. P. para el próximo invierno, los próximos meses muestren una mayor animación en el mercado, lo que, aun sumado al componente estacional de la demanda, no creemos permita, ni mucho menos, mirar con optimismo el futuro del sector.

En resumen, pocas novedades, como decíamos al principio. Y clima de resignación en todos los sectores, en espera de tiempos mejores, que a buen seguro llegarán.

PERDIDAS Y DESGUACES DE BUQUES EN 1975

La estadística anual del Lloyd's Register referente a las pérdidas y desguaces de buques en el mundo indica que en 1975 se han perdido 336 buques, con 995.261 TRB, o sea 25 buques y 125.603 TRB más que en 1974. Este tonelaje de pérdidas se encuentra

entre los más elevados que se han registrado. El tonelaje de los buques naufragados o incendiados ha aumentado considerablemente, mientras que las pérdidas por varadas o colisiones han disminuido.

El número de buques desguazados (626) es el menor registrado desde 1958, mientras que su tonelaje (5.077.265 TRB) ha constituido un récord absoluto. Las consecuencias de la crisis mundial de la energía se han hecho sentir; el tonelaje petrolero desguazado pasó de 843.066 TRB en 1974 a 3.859.831 TRB en 1975.

El siguiente cuadro muestra las pérdidas totales originadas por diversos accidentes:

	N.º	*TRB*	%
Naufragios	125	189.174	19,01
Averías	4	13.949	1,40
Incendios	61	322.131	32,37
Colisión	34	119.107	11,97
Varadas	107	315.428	31,69
Causas diversas	5	35.472	3,56
	336	995.261	100,00

En cuanto a los naufragios, el número de buques perdidos fue de 20 más que en 1974. El mayor de ellos fue el petrolero británico "British-Ambassador", de 27.114 TRB. Dentro del grupo de incendios el tonelaje perdido ha registrado un aumento de 89.054 TRB con relación al año anterior. El buque más importante fue el petrolero-mineralero "Berge-Istra", de 115.441 TRB. El tonelaje perdido por colisión registró un descenso de 18.030 TRB, siendo el mayor buque el petrolero japonés "Tosa-Maru", de 42.790 TRB. Los buques perdidos por varada disminuyeron en 37.267 TRB, siendo el más importante el petrolero danés "Jacob-Maersk", de 48.252 TRB.

Los países que han desguazado el mayor tonelaje son: Formosa (2.140.914 TRB), España (1.222.261), Corea del Sur (311.845), Pakistán (270.025) y Estados Unidos (211.356).

El mayor buque entregado para desguace es el petrolero japonés "Takasago-Maru", de 58.355 TRB, que fue construido en 1965.

REUNIONES Y CONFERENCIAS

«FACTORES HUMANOS EN EL PROYECTO Y SERVICIO DE BUQUES»

Del día 7 al 9 de febrero del próximo año se va a celebrar en Gotemburgo una Conferencia sobre el tema del epígrafe.

Esta Conferencia, organizada por las Sociedades de Ergonomía de los países nórdicos, Gran Bretaña y los Países Bajos, con el patrocinio de la Asociación Internacional correspondiente, tiene por objeto promover el intercambio de información y experiencia acerca de las relaciones entre el hombre y las condiciones de trabajo que se presentan a bordo.

Se pretende con ello reducir el riesgo de accidentes, que son, aproximadamente, seis veces más frecuentes a bordo que la media en los lugares de trabajo en tierra, y hacer que resulte más agradable el trabajo de las tripulaciones y mejorar la eficacia de éste y de la seguridad en la mar, en términos generales.

La Conferencia se ha estructurado en tres grupos de problemas:

— Problemas de navegación y seguridad en la mar.

— Problemas de sanidad y seguridad en el trabajo.

— Problemas sociales y psicológicos que se presentan a bordo.

Dentro de estos temas generales, los trabajos anunciados desarrollan cuestiones de carácter muy variado, como pueden ser: la contaminación del aire en buques petroleros; proyecto de hospitales; acomodación en buques mercantes; efectos del ruido en los órganos y en la capacidad auditiva de marineros de distintas edades; estudio de las condiciones de iluminación y térmicas de los buques; valor que tienen los simuladores de maniobra; estudio del puente de navegación, etc.

Los interesados pueden dirigirse al Secretariado Administrativo de esta Conferencia: Gunilla Nordhäll. Gothemburg Convention Bureau. Parkgatan 2. S-41138 Goteborg.

CONGRESO DE INGENIERIA NAVAL EN BRASIL

Organizado por la Sociedade Brasileira de Engenharia Naval (SOBENA), se ha celebrado en Río de Janeiro, los días 27 de septiembre al 1 de octubre pasados, el 6.º Congreso Nacional de Transportes Marítimos y Construcción Naval.

A dicho Congreso asistió, especialmente invitada, una representación de la Asociación de Ingenieros Navales de España, integrada por su presidente, don José Benito Parga, y el vocal de la Junta Directiva don José Pablo Redondo.

El Congreso fue inaugurado el día 27 por el ministro brasileño de Transportes y clausurado el día 30 con una cena en el Club Náutico de Río de Janeiro.

Se presentaron 73 trabajos, agrupados en 12 Comités Técnicos, que celebraron sesiones de mañana y tarde. Paralelamente se organizaron visitas a casi todos los astilleros de Brasil, entre ellos: Ishikawajima, CAneco, Verolme, Emaq y Mauá.

El Congreso constituyó un gran éxito y esperamos que las conversaciones mantenidas por nuestro presidente con el presidente del Instituto Panamericano de Ingeniería Naval constituyan el comienzo de una fructífera colaboración de todos los ingenieros navales iberoamericanos.

El presidente de la AINE con don Gonzalo Peñaloza, presidente del IPIN; el capitán Carranza, antiguo presidente de AFNE, y don Aurelio González Climent, presidente del Instituto de Estudios de la Marina Mercante Iberoamericana.

VARIOS

EXPANSION DEL SISTEMA FORAN

El Sistema FORAN, desarrollado por SENER, ha obtenido nuevos éxitos internacionales: Chantiers de France, Dunkerque, ha adquirido el Sistema FORAN para el proyecto de buques. Este astillero francés está especializado en la construcción de los más sofisticados buques.

Italcantieri, que ya lo estaba utilizando en sus tres astilleros de Monfalcone, Castellamare y Génova-Sestri, ha pedido una ampliación de su anterior contrato, con módulos y programas nuevos y ampliados.

Por último, Koraboimpex, organismo búlgaro de exportación e importación naval, después de un reñido concurso internacional, ha contratado con SENER el Sistema para ser utilizado en todos los astilleros búlgaros, que tienen un programa de 500.000 TPM/año con buques de hasta 110.000 TPM.

Actualmente el Sistema FORAN se está utilizando bajo licencia, además de en España, en Polonia, Italia, Rumania, Gran Bretaña, Francia y Bulgaria.

NOTICIAS DEL BUREAU VERITAS

Nuevo Reglamento para ingenios submarinos

Bureau Veritas acaba de publicar su Reglamento para la construcción y la clasificación de los ingenios submarinos.

La primera parte de este Reglamento procura definir con precisión lo que se entiende por clasificación de los ingenios submarinos, bajo qué condiciones se concede y el procedimiento a seguir, tanto administrativo como tecnológico, para su obtención.

Por lo que se refiere a la estructura de estos ingenios, Bureau Veritas no ha considerado conveniente imponer sus propios métodos de cálculo ni dictar reglas de escantillonado de los diversos elementos que la constituyen. Ha preferido sentar las bases de dicho cálculo estableciendo una lista completa de las solicitaciones a las que está sometida la estructura y de su respuesta a estas solicitaciones y completar esta enumeración con los principios generales que deben ser respetados en el cálculo.

En relación con los equipos instalados a bordo y a los materiales, las exigencias de Bureau Veritas, que aquí se definen con gran precisión, se basan fundamentalmente en consideraciones de calidad y de resultados.

La segunda parte de esta publicación contiene una serie de recomendaciones y de notas de información, que no conciernen a la clasificación propiamente dicha, pero que Bureau Veritas ha considerado útil publicar con objeto de garantizar al personal embarcado en estos ingenios un máximo de seguridad en todas las condiciones de utilización. El primer capítulo de esta segunda parte ofrece un interés particular: se encuentra no sólo un análisis muy completo de los riesgos a que están sometidos los ingenios y su personal, sino además una descripción de los medios adecuados para evitar sus efectos y neutralizarlos.

Por último, dada la importancia que tienen los fenómenos de corrosión en ambiente salino, se ha dedicado un capítulo especial a este tema.

Con la publicación de este Reglamento, que sigue a la publicación del Reglamento para la construcción de plataformas de perforación y al Reglamento para la construcción de plataformas flotantes destinadas a recibir instalaciones industriales, Bureau Veritas completa su información sobre el proyecto, construcción y clasificación de estructuras oceánicas.

Aditivo número 4 del Reglamento de Buques de Acero

La misma sociedad ha publicado el aditivo número 4 de la edición 1975 de su Reglamento para la Construcción y la Clasificación de Buques de Acero.

Entre las nuevas disposiciones afectadas por este aditivo cabe señalar los puntos principales siguientes:

— Ha sido puesta a punto una nueva presentación de las reglas relativas a las soldaduras de ángulo en la región de los tanques de los petroleros. Dicha presentación, bajo la forma de esquema de estructura. deberá facilitar la aplicación de las reglas por las oficinas de estudios.

— Las amarras han sido suprimidas de la clasificación y se dan sólo a título indicativo.

— En el escantillonado de los paneles de las escotillas de cubiertas expuestas ha sido introducida una tercera categoría para las cubiertas muy elevadas por encima de la flotación.

— Las reglas que indican las cargas a considerar en dichos paneles han sido modificadas con el fin de permitir una reducción para los paneles de cubiertas expuestas cuando el francobordo real del buque es muy superior al francobordo mínimo (buques portacontenedores).

— Ha sido establecida una serie de reglas que dan las hipótesis a tener en cuenta para el cálculo de los refuerzos sometidos a cargas concentradas.

— En cuanto al control de los materiales, los ensayos a realizar en el momento de las pruebas de probetas de los materiales de cobre o sus aleaciones han sido completados por las características que corresponden a la probeta de tracción según normas ISS actualmente utilizadas.

— Las cargas de pruebas de las anclas han sido modificadas de forma a respetar las reglas exigidas por la A. I. S. C. y aplicadas por otros reglamentos. Además ha sido introducida una nueva regla que permite, para las anclas muy grandes, reemplazar las pruebas de caída por controles no destructivos.

— Por otra parte, han sido introducidas unas reglas provisionales relativas al escantillonado de forros de cubierta sometidos a cargas móviles, en espera de los resultados de los estudios complementarios. Estas nuevas reglas conducen a una simplificación de su empleo y tienen en cuenta, por una parte, la experiencia del Bureau Veritas sobre los buques existentes y, por otra parte, un estudio estadístico de máquinas y ruedas existentes en el mercado.

Las nuevas disposiciones contenidas en este aditivo han entrado en vigor el 30 de septiembre de 1976.

GERMANISCHER LLOYD

Junta general de 1976

El Germanischer Lloyd ha podido ampliar intensamente su posición internacional en el transcurso del año 1975. En la Junta general, celebrada este verano en Hamburgo, la Directiva mencionó especialmente los continuos esfuerzos para la adquisición de clasificaciones para navieros extranjeros. Ingenieros del Germanischer Lloyd están ejerciendo en 451 lugares de 121 países, 46 Gobiernos han otorgado al Germanischer Lloyd deberes gubernamentales y 60 países le han reconocido oficialmente como sociedad clasificadora.

A pesar de la crisis internacional en la construcción de petroleros, se ha incrementado la cartera de pedidos para la clasificación de buques en un 34,9 por 100; de 284 buques (1974) a 383 buques (31-12-75). Esto corresponde a un aumento de aproximadamente el 28 por 100 del tonelaje a clasificar. Este aumento llegó principalmente de armadores del Brasil (47 unidades) y de España (24 unidades).

Las recepciones industriales del Germanischer Lloyd han vuelto a aumentar en el transcurso del año pasado. Proyectos interesantes fueron las vigilancias de construcción y recepciones en la petroquímica. Actualmente el Germanischer Lloyd se está dedicando a la técnica de transportes y al control y recepción de estructuras metálicas.

Al mismo tiempo se ha esforzado en la técnica "off-shore". Además de sus obligaciones de control, el Germanischer Lloyd está actuando como consejero técnico de instituciones estatales.

HOMOLOGACIONES

Recientemente la Subsecretaría de la Marina Mercante ha homologado la estación portátil "SALVAMAR II", de la marca H. R. M., con el número 1.302.

Este tipo de estación de radio portátil se destina a botes o balsas salvavidas y su uso es obligatorio, tanto en buques mercantes como pesqueros de más de 300 toneladas de registro bruto.

Está concebida de tal forma que, incluso utilizada por personal no especializado, permite efectuar la llamada de socorro radiotelegráfica en las frecuencias internacionales, reservadas a tal fin, de 500 KHz. y 8.364 KHz. Igualmente permite efectuar la llamada

de socorro en la frecuencia internacional de radiotelefonía de 2.182 KHz. Todo ello se realiza en forma totalmente automática. En el caso de ser utilizada por personal experto en comunicaciones radiotelegráficas, se puede pasar también tráfico radiotelegráfico en 500 y 8.364 KHz. y, en cualquier caso, se puede pasar tráfico radiotelefónico en 2.182 KHz.

El equipo está construido totalmente en estado sólido y puede ser lanzado desde nueve metros de altura al agua sin que sufra ningún desperfecto que le impida su correcto funcionamiento, y sus dimensiones y peso son tales que flota en el agua. Tanto el diseño como la fabricación son totalmente nacionales.

Asimismo la citada Subsecretaría ha homologado, con el número 1.305, el autoalarma AA-5, para la frecuencia de 500 KHz.

La función de este aparato es la de producir una alarma acústica en puntos seleccionados de cualquier buque mayor de 1.600 TRB, tales como cuarto de derrota, cabina radiotelegráfica, etc., siempre que el equipo reciba la señal de alarma internacional emitida por cualquier buque en peligro.

El equipo requiere unas características muy especiales para evitar que se produzcan alarmas por falsas señales, por lo que su tecnología es muy complicada. Tanto el desarrollo como la fabricación del autoalarma AA-5 son totalmente nacionales y en el mismo se emplean componentes, así como las técnicas más avanzadas, con objeto de disminuir sus dimensiones, peso y consumo, factores muy importantes en equipos a montar en buques.

Para la determinación de tiempos, en los que se requiere elevada precisión para evitar falsas alarmas, se emplea la técnica de contadores de frecuencia, referidos a un oscilador de alta estabilidad incorporado, y en los componentes de estado sólido se utilizan en todo lo posible circuitos integrados.

La instalación de este tipo de autoalarma es obligatoria en cualquier buque mayor de 1.600 toneladas de registro bruto y efectúa la escucha automática en la frecuencia de socorro de 500 KHz. en todo momento, tanto si la estación radiotelegráfica del buque está o no atendida por el oficial radiotelegrafista de a bordo.

«DIAGRAMA DE PERDIDAS DE CARGA EN TUBOS DE COBRE»

El Centro Español de Información del Cobre acaba de publicar una reedición, notablemente mejorada, de su "Diagrama para el cálculo de pérdidas de carga en tubos de cobre para usos corrientes".

Además del diagrama propiamente dicho, la actual edición recoge una completa tabla de características de los tubos de cobre normalizados en España, los coeficientes de pérdidas de carga localizadas para piezas diversas y una detallada explicación para el correcto manejo de los datos consignados.

Aquellos que lo deseen pueden solicitar ejemplares, que se distribuyen gratuitamente, a: CEDIC. Capitán Haya, 22, 1.° D. Teléfonos 4554564 y 4558952. Madrid-20.

RECAMBIOS SULZER

Por considerarlo de interés para nuestros lectores, incluimos a continuación la relación actual de la red mundial de depósitos de piezas de recambio para motores Sulzer.

Europa:

Winterthur.
Mantes-la-Ville.
Londres.
Reykjavik.
Amsterdam.
Lisboa.
Rijeka.

Africa:

Durbán.
El Cabo.

Estados Unidos:

Pointe-Claire Dorval.
Nueva York.
Wilmington.

Asia:

Bahrain.
Kobe.
Singapur.

NECROLOGIA

El día primero de octubre falleció nuestro compañero Rafael Crespo Rodríguez, que se distinguió siempre como hombre de bien y como persona extraordinariamente trabajadora y vehemente. En este último aspecto parecía querer hacer honor a su apellido, como saben la mayoría de los ingenieros navales españoles en activo que fueron alumnos suyos.

Ingeniero naval toda su vida e industrial también, al final de ella, trabajó en la Constructora Naval, en Manufacturas Metálicas Madrileñas y en la E. N. Bazán. Escribió varios trabajos, lo que, como amante de la lengua castellana que era, hizo con precisión y galanura. Se indignaba con los barbarismos con que en la actualidad se está relajando nuestro idioma.

Esta es la razón por la que su conferencia inaugural en la celebración del 2.° centenario de la enseñanza de la Ingeniería Naval en España no fuera publicada en esta Revista: se opuso porque en ella había aparecido reiteradamente la palabra "Bulkcarrier".

En esta línea, su última obra no podía por menos de ser un "Vocabulario de Construcción Naval".

Descanse en paz don Rafael. Somos muchos los que lo hemos sentido; desearíamos honrar su memoria y expresárselo a su hijo. Tanto es así, que éste nos ha rogado expresáramos en esta nota su agradecimiento por las muestras de afecto recibidas de sus compañeros. Hecho está.

BIBLIOGRAFIA.—Octubre 1976

43. EL CASCO COMO ESTRUCTURA (Resistencia estructural y vibraciones)

781. **Torsional response of a ship in the seaway with particular reference to an LNG tanker.**
K. Haslum.
«Norwegian Maritime Research», núm. 3, agosto 1973.

782. **On the structural dynamics of ship hulls in waves.**
R. Bishop.
«The Naval Architect», núm. 4, octubre 1973.

783. **Forma de prevenir las averías estructurales en los buques de carga rápidos de líneas afinadas.**
«Revista de Información E. N. ELCANO». Octubre 1974.

784. **Effect of forcing terms and general characteristics of torsional vibrations of marine engine systems with variable inertia.**
D. Carnegie y S. Pasricha.
«Journal of Ship Research». Junio 1974.

785. **Hull resonance no explanation of excessive vibrations.**
S. Hylarides.
«International Shipbuilding Progress». Abril 1974.

786. **Ship structural analysis and interactive graphics.**
C. Viner y D. Milton.
«Shipping World & Shipbuilder». Agosto 1974.

787. **Finite - element analysis and optimization of a web frame of a tanker with isolated ballast system.**
D. Finifter y A. Mansour.
«Journal of Ship Research». Junio 1974.

788. **Dynamic measurements on a large tanker.**
D. Hure.
«Bulletin Technique du Bureau Veritas». Noviembre 1973.

789. **Presure distribution of bulk ore cargoes in large bulkcarriers particulary over the inner bottom.**
D. Bau.
«International Shipbuilding Progress». Diciembre 1973.

790. **Chaîne de calculs statiques et vibratoires de l'installation propulsive et du compartiment machines des navires.**
C. Volcy, H. Garnier y C. Massou.
«Bulletin Technique du Bureau Veritas». Septiembre 1974.

791. **Transverse vibrations of a ship hull in ideal fluid, determined through variational methods.**
P. Narayan.
«Journal of Ship Research». Septiembre 1974.

792. **Approximate probabilistic method of calculating ship longitudinal strength.**
A. Mansour.
«Journal of Ship Research». Septiembre 1974.

793. **Statistical prediction of normal stress of container ship.**
Y. Nakata.
«Journal of the Society of Naval Architects of Japan». Junio 1975.

794. **Stress intensity factors of cracks emanating from side notches in plates.**
Y. Yamamoto.
«Journal of the Society of Naval Architects of Japan». Junio 1975.

795. **A preliminary study on surface crack growth in a combined tensile and bending fatigue process.**
M. Kawahara.
«Journal of the Society of Naval Architects of Japan». Junio 1975.

796. **On fatigue damage of web stiffeners at cut-cuts of bottom transverses.**
H. Mano.
«Journal of the Society of Naval Architects of Japan». Junio 1975.

797. **Strength analysis of shell structure with stiffeners by finite strip method.**
N. Fukuchi.
«Journal of the Society of Naval Architects of Japan». Junio 1975.

798. **Bending of wide thick mild steel plate.**
J. Yagi.
«Journal of the Society of Naval Architects of Japan». Junio 1975.

799. **A simplified calculation of the interaction forces between hull and tank system for a Moss Rosenberg type LNG carrier.**
R. Odland.
«Norwegian Maritime Research», núm. 1, febrero 1975.

800. **A criterium for the judgement of naval architectural calculations by means of the finite element method.**
E. Lehmann.
«Hansa», núm. 6, marzo 1975.

801. **Structural design of ship plating subjected to uniform lateral load.**
S. Heller.
«International Shipbuilding Progress». Diciembre 1974.

802. **Compressive strength of welded steel ship grillages.**
S. Smith.
«The Naval Architect», núm. 4, octubre 1975.

803. **Buckling design in ship structures.**
Q. Røren y R. Hansen.
«Det Norske Veritas». Agosto 1975.

804. **A new method for estimating the fatigue life of ship structures.**
M. Gammal.
«International Shipbuilding Progress». Octubre 1975.

805. **Initial stress distribution of ore in cargo holds.**
Y. Yamamoto.
«Journal of the Society of Naval Architects of Japan». Vol. 137, junio 1975.

806. **Ultimate strength of biaxially loaded H-columns with initial deflections and eccentricities.**
T. Ohkatsu.
«Journal of the Society of Naval Architects of Japan». Vol. 137, junio 1975.

807. **Ultimate strength of square plates subjected to compression - Efects of inicial deflection and welding residual stresses.**
Y. Weda.
«Journal of the Society of Naval Architects of Japan». Vol. 137, junio 1975.

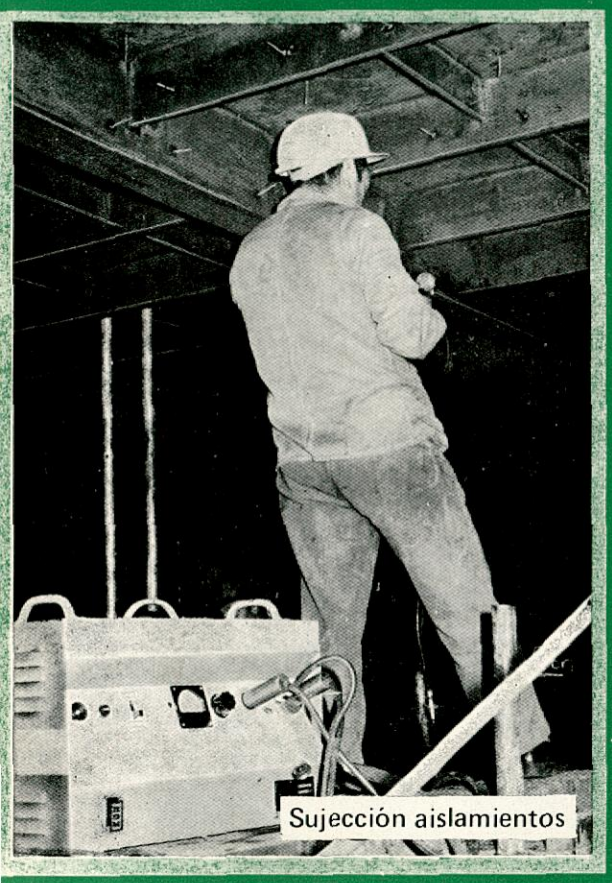
808. **On the strength of structures with imperfections - Buckling collapse of girder with initially deflected corners.**
Y. Fujita.
«Journal of the Society of Naval Architects of Japan». Vol. 137, junio 1975.

809. **Influence de la déformabilité des corps flottants sur les sollicitations de leur structure.**
P. Campus.
«Bulletin Technique du Bureau Veritas». Marzo 1975.

810. **Scantlings of longitudinal bulkheads and side shell in oil tankers.**
«Bulletin Technique du Bureau Veritas». Junio 1975.

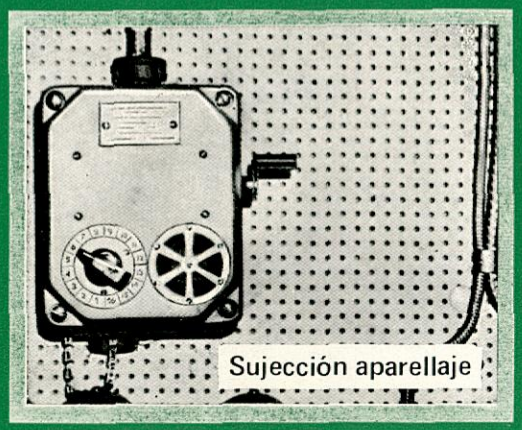
Soldadura de pernos en Construcción Naval

KD


Sujección aislamientos

Pasos de hombre

KSM


Sujección aparellaje

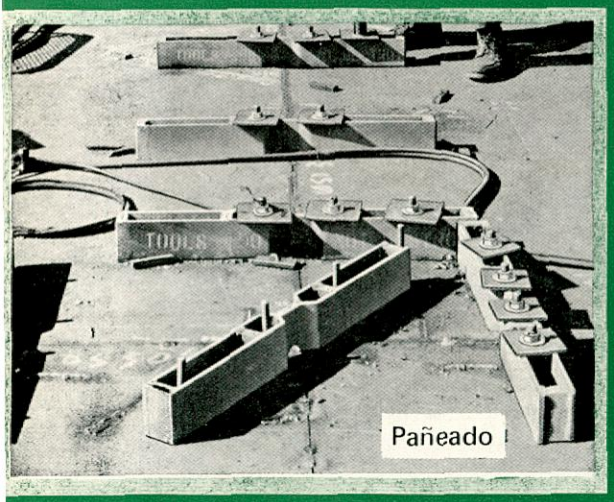
Equipos y pernos fabricados con licencia KSM

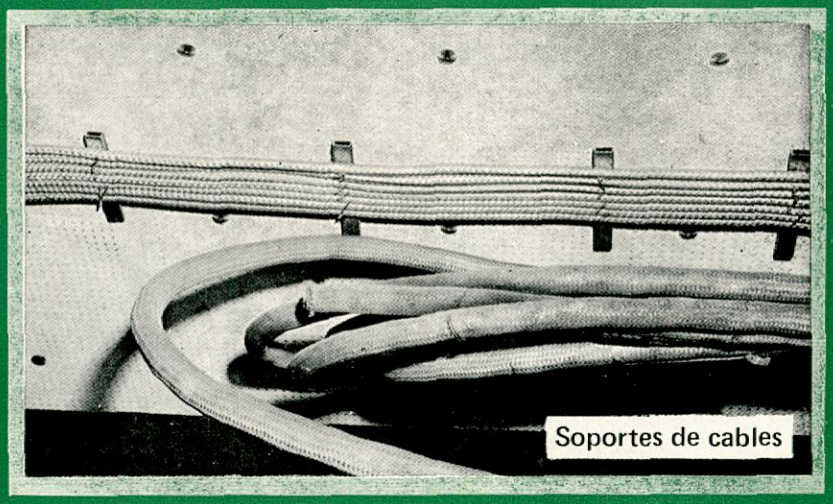
Reducción de costes

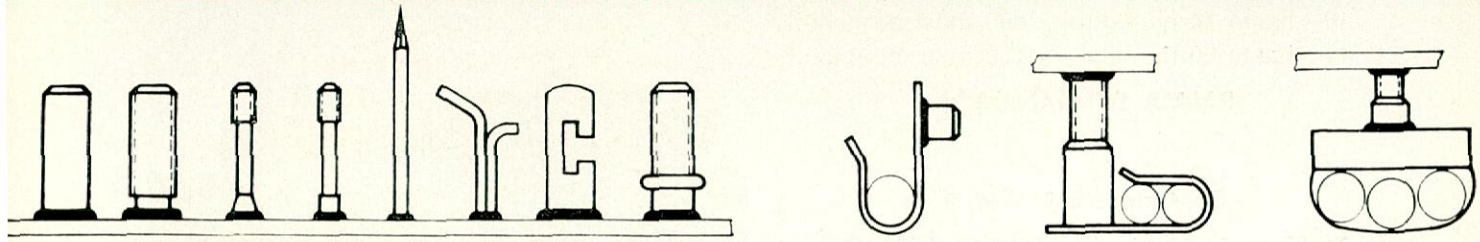
Más rapidez

Mejor acabado

Máxima seguridad sin accidentes


Pañeado


Soportes de cables



Numerosas aplicaciones. Solicite información detallada.

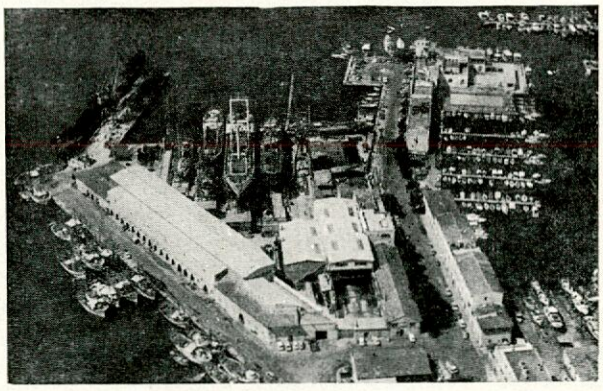
COMPAÑIA ANONIMA DE ELECTRODOS. c/. Comercio s/n. Tel. 366 05 00 San Feliu Llobregat (Barcelona)

Astilleros de Mallorca, S. A.

PROYECTO, CONSTRUCCION Y REPARACION DE BUQUES

ESPECIALISTAS EN BUQUES FRIGORIFICOS-CONGELADORES, BUTANEROS, PESQUEROS Y CARGUEROS DE TODOS TIPOS

Material flotante para puertos

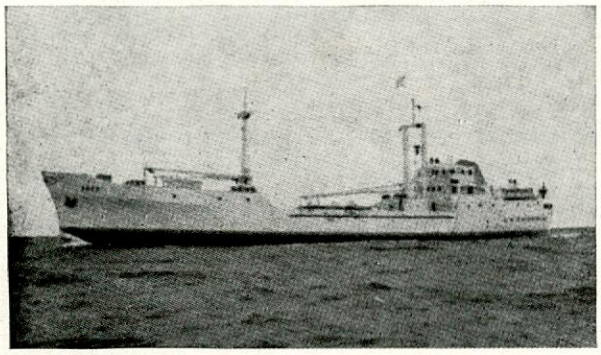


Panorámica de los Astilleros.

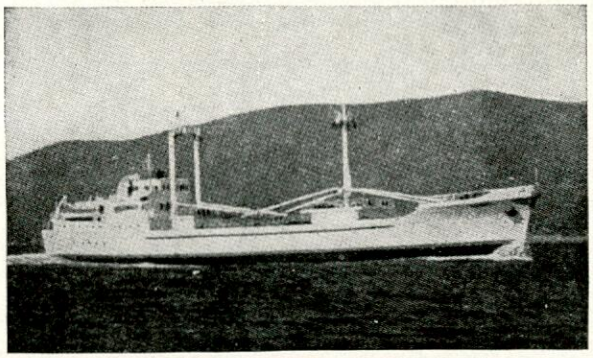
CONSTRUCCIONES METALICAS, TALLERES DE MAQUINARIA Y CARPINTERIA

1.200 m² de zona de prefabricación. Servida por grúa pórtico de 25 tons.

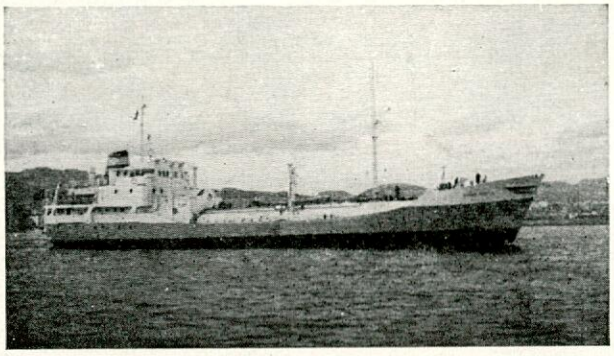
Muelle de Armamento con 200 m. de atraque y grúa pórtico de 20 tons.



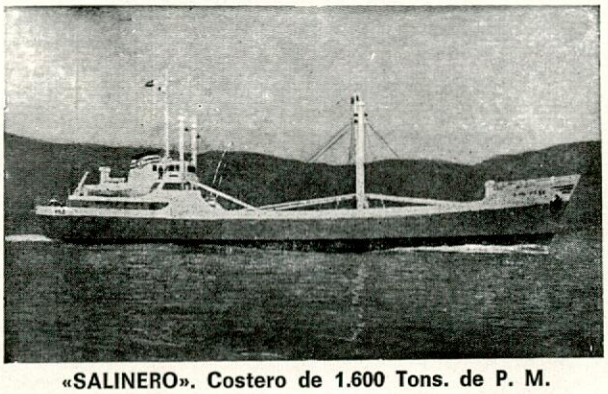
«LUGO». Frigorífico congelador de 60.000 m³.



«CORUÑA» Frigorífico de 60.000 m³.



«RAMON BIOSCA». Buque butanero.



«SALINERO». Costero de 1.600 Tons. de P. M.

CUADRO GRADAS VARADERO:

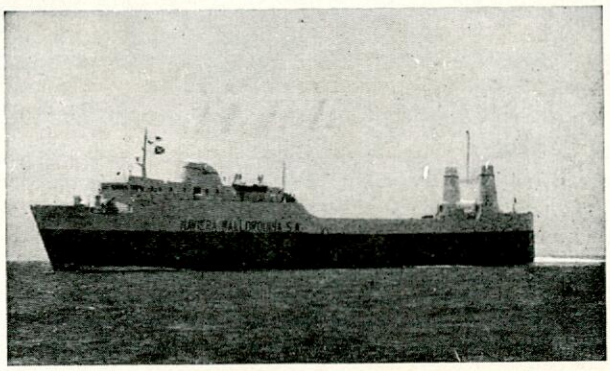
I y II hasta 87 m. eslora y 1.700 tons. de peso.
III hasta 74 m. eslora y 800 tons. de peso.
IV hasta 60 m. eslora y 400 tons. de peso.

PALMA DE MALLORCA

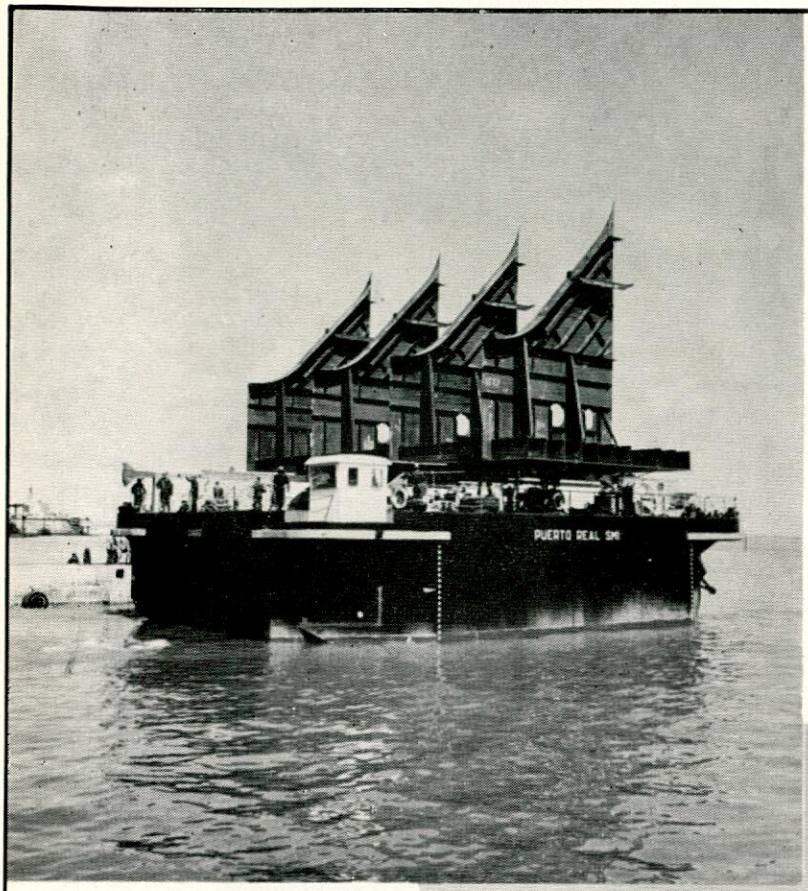
Contramuelle-Mollet, 9

Teléfono 21 06 45 - Telegramas ASMASA

Telex 68579



«CALA D'OR». Roll-on/Roll-off.



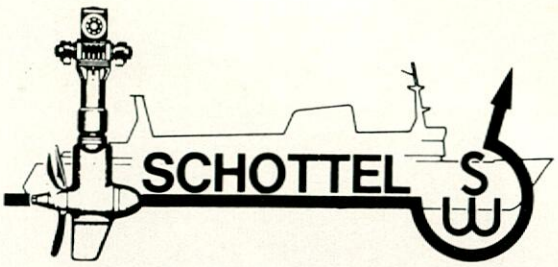
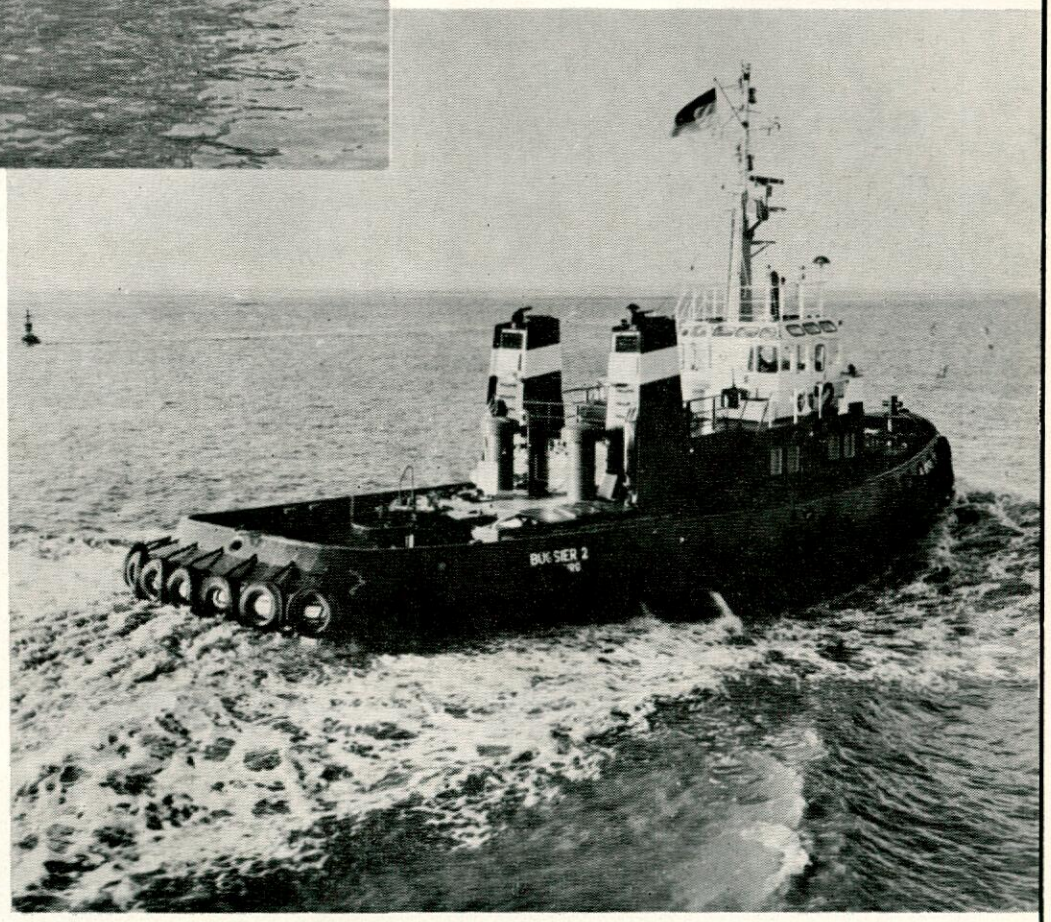


Foto cedida por gentileza de A.E.S.A. Pontona con propulsión SCHOTTEL sobre dos motores de 450 HP cada uno.



Un sistema de gobierno y propulsión que surca todos los ríos, lagos y mares conocidos. Sus imitadores son la mejor prueba de que la perfección de los equipos SCHOTTEL originales es inigualable.

Remolcador con propulsión SCHOTTEL sobre dos motores de 870 HP cada uno.

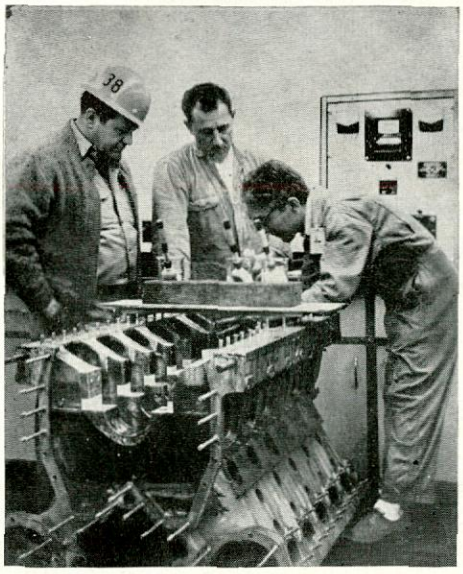
H. & O. WILMER SA

C/ Arquitecto Gaudí, 2 - MADRID-16 - Tels. 458 22 16 y 250 57 04 -

Tgr. Wilmerimport Madrid - Telex 27448

SELECTRON

HERRAMIENTA RECARGADORA DE METAL PARA EL MANTENIMIENTO DE MAQUINARIA NAVAL



El proceso SELECTRON usado en Long Beach Naval Shipyard para restaurar bloques de motores Diesel (U. S. Navy).

- Así como la mayoría de herramientas extraen metal, *SELECTRON lo deposita.*
- La aportación de metal se realiza únicamente en la zona precisa, «in situ» y sin necesidad de desmontar la pieza, con la ayuda de un reducido equipo.
- Algunas de las aplicaciones más importantes son:
  - — Reajustes de tolerancias de alojamientos, zapatas, soportes de cojinetes y reducción en ellos del desgaste por corrosión mediante estaño.
  - — Restauración de conducciones de vapor erosionadas.
  - — Restauración de bloques de cilindros de motores Diesel corroídos.
  - — Reparación de picaduras, rascaduras y estrías en piezas utilizadas para servicios de aire, agua y aceite.
  - — Reajuste de paredes interiores de propulsores de bombas.
  - — Reacondicionamiento del equipo hidráulico y en mástiles, periscopios, antenas, etc.
  - — Reparación de asientos de válvulas con Cobalto.
  - — Evitar la corrosión por agua salada en cualquier pieza por aportación de Indio.

PROMAR, S. A.

Plaza Duque de Medinaceli, 5
Tel. 301 06 50. Barcelona-2
Telex 51212

¡UN SISTEMA AVALADO POR METALOCK!

Representante en exclusiva para España de

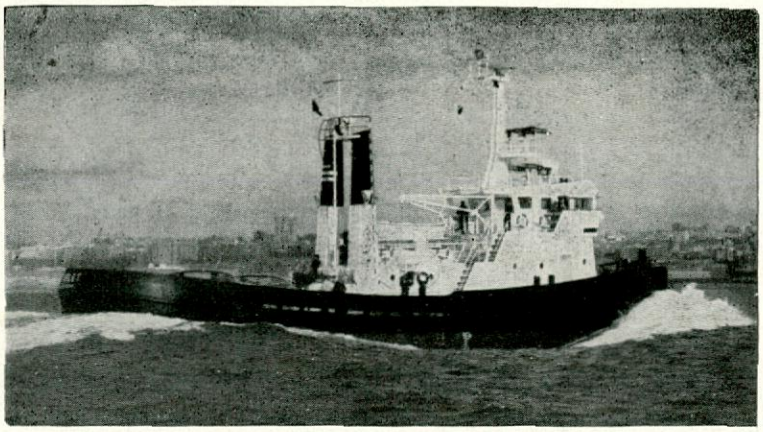
SELECTRONS, Ltd., New York

ASTILLEROS DE TARRAGONA
DE
JUAN BTA. GARCIA

PROYECTO, CONSTRUCCION Y REPARACION DE BUQUES

ESPECIALISTAS EN REMOLCADORES Y PESQUEROS

VARADEROS HASTA 900 TONELADAS DE PESO



Remolcador «POBLET». Tarragona.

TARRAGONA

Río Francolí, s/n.

Teléf. 21 23 47
21 23 48
21 04 12*

Teleg.: GARCIMAR

Telex: 56479

tan ligera como una pluma

Bombas y Motores Hidráulicos serie F 11-C

— Inmensa energía contenida en un cuerpo pequeño y de poco peso.

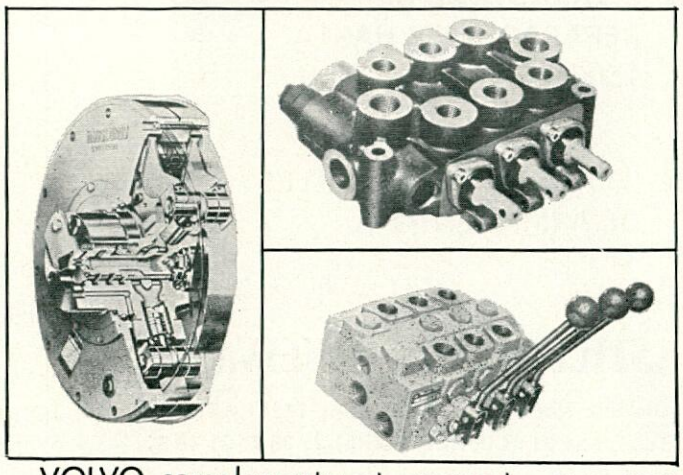
— Rapidísima.

— Capaz para el trabajo a grandes presiones.

— Rendimiento sobresaliente.

— Resistente a duros ataques

— Eterna.



VOLVO

HIDRAULICA

C/ Doctor Fleming, Nº 56 - 1º izq.
MADRID-16. Tfnos: 4 57 32 56/33 29.
Telex: 23296.

VOLVO complementa el mercado con una extensa gama de elementos hidráulicos

ASTILLEROS DE HUELVA, S.A.

construcciones y reparaciones navales

construcción de maquinillas de pesca de diseño propio

- 3 GRADAS DE CONSTRUCCION HASTA 1.500 T.R.B.
- 5 VARADEROS DE REPARACIONES HASTA 1.500 T.R.B.
- 350 METROS DE MUELLES DE ARMAMENTO

BUQUES ENTREGADOS DURANTE 1975

Nombre del buque	T. R. B.
«IDALSAN»	299,60
«PEGAGO TERCERO»	446,13
«NAVIJOSA SEXTO»	446,13
«PEGAGO CUARTO»	446,13
«NAVIJOSA SEPTIMO»	450,03
«NAVIJOSA OCTAVO»	450,03
«MAPOSA QUINTO»	450,03
«MAPOSA SEXTO»	450,03
«PESCAVENSA SEXTO»	270,15
«VEREDOS SEGUNDO»	217,82
«ALVAREZ ENTRENA CATORCE»	299,60
«ALVAREZ ENTRENA QUINCE»	299,60
«ALVAREZ ENTRENA DIECISEIS»	299,60
«MAPOSA TERCERO»	450,03
«MAPOSA SEPTIMO»	450,03
«DIANA ROSAL»	286,55
«CLARA ROSAL»	288,46
«MAPOSA OCTAVO»	450,03
«JIN YANG»	877,54
«JUNG YANG»	877,54
«CALA FUSTERA» (*)	269,62
«PESCAVENSA QUINTO» (*)	269,62
«PLAYA DE ARINAGA»	218,71

(*) Cascos construidos en nuestros Astilleros Neptuno, S. A.

ASTILLEROS DE HUELVA, S.A.

Glorieta Norte, s/n. -Telex núm. 75541 ASHV E.
Teléfonos 21 44 00 (centralita)-21 38 25-21 46 51
HUELVA

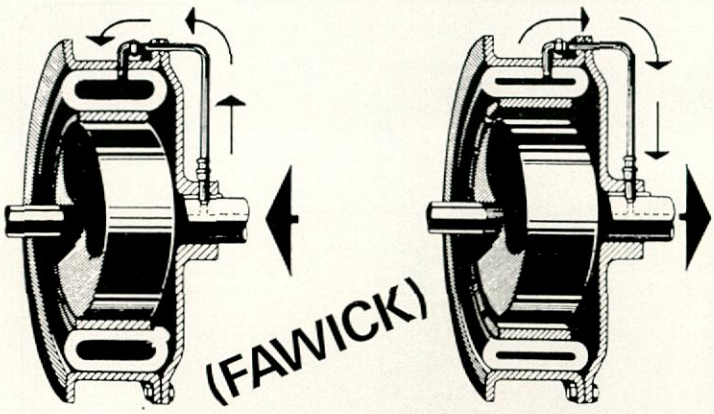
1700

PARA LA INDUSTRIA NAVAL

frenos y embragues neumáticos

EATON·AIRFLEX ®

- Arranque progresivo
- Embrague completo
- Refrigeración rápida
- Acoplamiento elástico
- Auto-regulables
- Sin engrase



FU

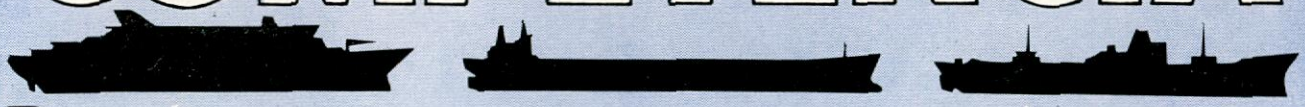
Una sola pieza hace el trabajo: La cámara de caucho dilatada por el aire comprimido apoya suavemente las zapatas sobre el tambor.

VARIADOR DE VELOCIDAD "FU" IBERICA, S.L.

DOMICILIO SOCIAL, DIRECCION, VENTAS Y OFICINAS: Trafalgar, 4 planta 5/B • Tel. 318 80 00 • Telegramas: VARIAFU • Telex 51288 E • BARCELONA - 10

ALMACEN: Diputación, 349 • BARCELONA 9

NO TENEMOS COMPETENCIA



POR definición, competidor es una empresa que ofrece productos o servicios iguales a los productos o servicios que son ofrecidos por su empresa. Nosotros, en FLUME, creemos que ocupamos una posición única en los sistemas de estabilización de buques. Debido a nuestra amplia experiencia como ingenieros navales y proyectistas de buques, nuestros sistemas de estabilización de tanques pasivos y de aletas móviles reflejan un conocimiento profundo del sistema del buque como conjunto, a lo largo de todas las formas de funcionamiento, que ninguna otra sociedad puede igualar. Y siempre, o dondequiera que se necesiten sus servicios, encontrarán que FLUME mantiene una red completa y exclusiva en todo el mundo.

Es indudable que en calidad de producto, proyecto y servicio, los Sistemas de Estabilización FLUME—proyectados a medida, tanto para los buques más pequeños como para los más grandes—no tienen igual.

FLUME

PROYECTADOS Y DESARROLLADOS POR

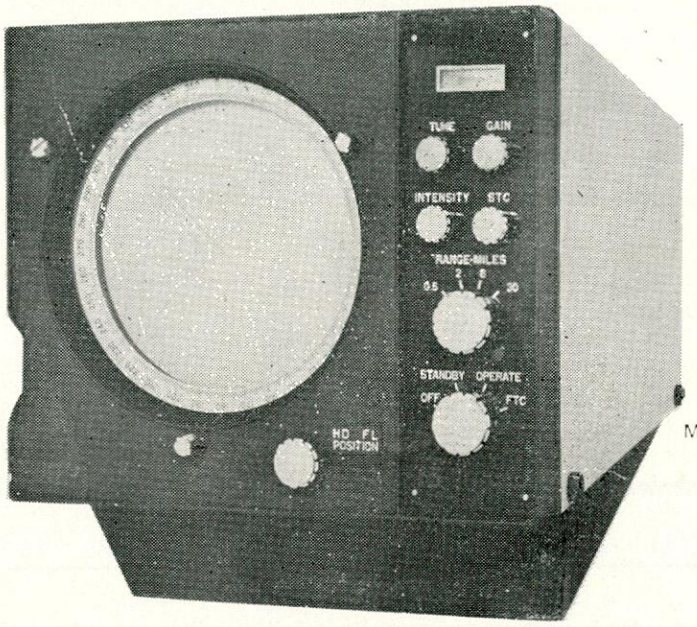
JOHN J. McMULLEN ASSOCIATES, INC.

NAVAL ARCHITECTS · MARINE ENGINEERS · CONSULTANTS

One World Trade Center, Suite #3000, New York, N.Y. 10048

Representantes en todo el mundo.

* 348.000 PTS.



MOD. 505

MOD. 506
Pantalla: 7 pulgadas
Potencia: 10 KW.
Alcance: 48 millas
Lupa incorporada.

* MOD. 505
Pantalla: 7 pulgadas.
Potencia: 6 KW.
Alcance: 48 millas.
Lupa incorporada.

MOD. 809
Pantalla: 10 pulgadas.
Potencia: 10 KW.
Alcance: 48 millas
Incorpora contador de anillos variables.

el mejor precio para su seguridad en el mar

No pague más por un radar de 48 millas de alcance, con una pantalla de 7 pulgadas y 6 kilowatios de potencia. No están los tiempos para tirar el dinero por la borda.
En cuanto a la calidad del equipo, la marca lo dice todo: KODEN. Y si quiere otros modelos, EQUIPOS NAVALES INDUSTRIALES (ENISA) le ofrece su amplia gama de radares. También ENISA dispone de un competente Servicio de Asistencia Técnica: S.T.E.

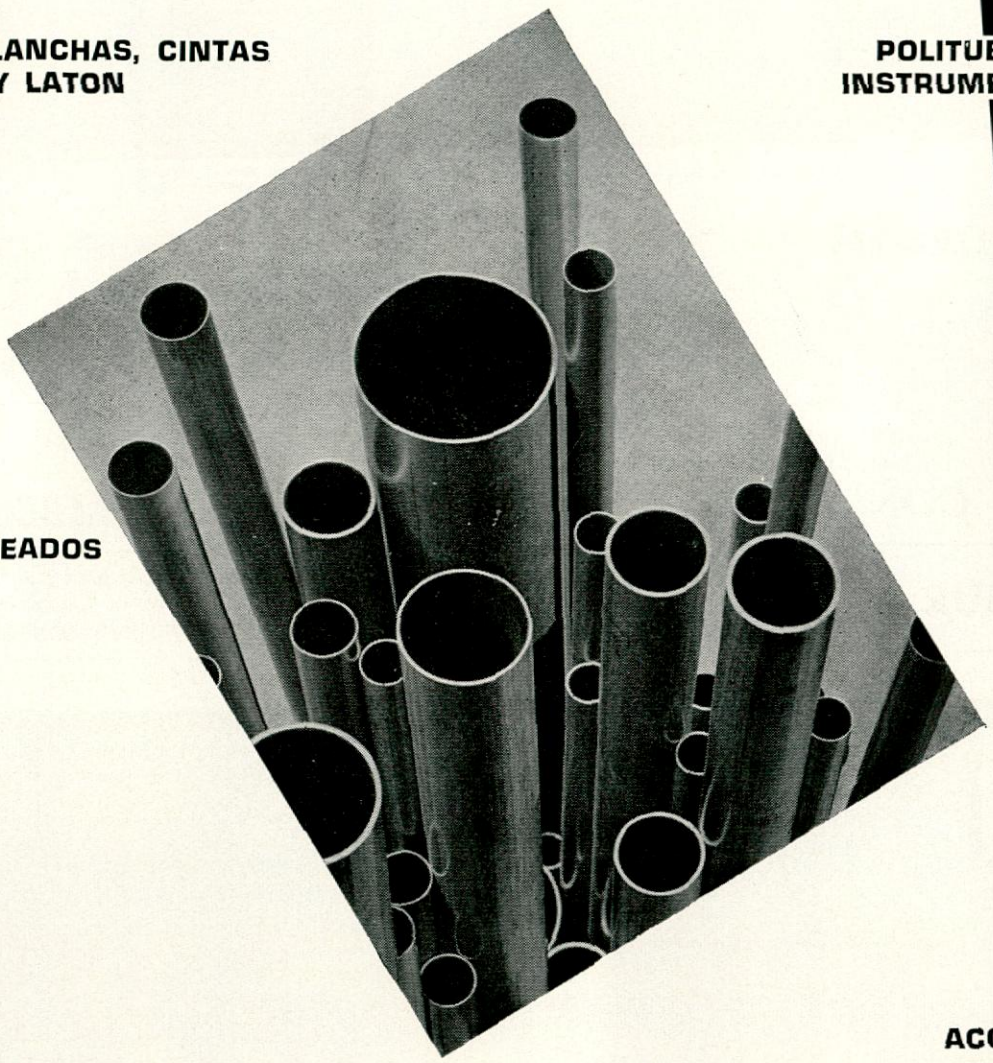
equipos navales industriales, s.a. **e.n.i.s.a.** Francisco Navacerrada, 10 - MADRID - 28

CUPROMET ESPAÑOLA, S. A.

*** TUBOS DE LATON ESPECIAL PARA CONDENSADORES**
*** TUBOS DE CUPRONIQUEL * PLACAS TUBULARES**

CHAPAS, PLANCHAS, CINTAS DE COBRE Y LATON

POLITUBOS PARA INSTRUMENTACION



TUBOS ALETEADOS DE COBRE

PUESTAS A TIERRA

RACORES

ACCESORIOS

TODA LA GAMA DE FABRICADOS DE NUESTRAS ASOCIADAS:

SOCIETA METALLURGICA ITALIANA Y DELTA SOCIETA METALLURGICA LIGURE

ALEACIONES: COBRE, LATON, CUPRONIQUEL, TODO SEGUN NORMAS INTERNACIONALES

DEPARTAMENTO DE TUBOS: RECTOS, EN ROLLOS, ALETEADOS, RECUBIERTOS DE P. V. C., ETC.

DEPARTAMENTO DE LAMINADOS: PLANCHAS, CINTAS, DISCOS, PERFILES, ETC.

DEPARTAMENTO DE PRODUCTOS ESPECIALES: POLITUBOS DE INSTRUMENTACION, TOMAS DE TIERRA, HILOS ELECTROCUFER, ETC.

CUPROMET ESPAÑOLA, S. A.

Oficinas Centrales:
Alcalá, 63 - Teléfono 225 89 10 - Madrid-14

Delegación en Barcelona:
Avda. del Generalísimo, 612 - Teléf. 239 69 26

Delegación en Vizcaya:
Alava, 1, 1.º C - Teléf. 24 17 85 - LEJONA

Publicidad ARREO - Madrid

BOMBAS ALTERNATIVAS
DE SIMPLE Y DOBLE EFECTO

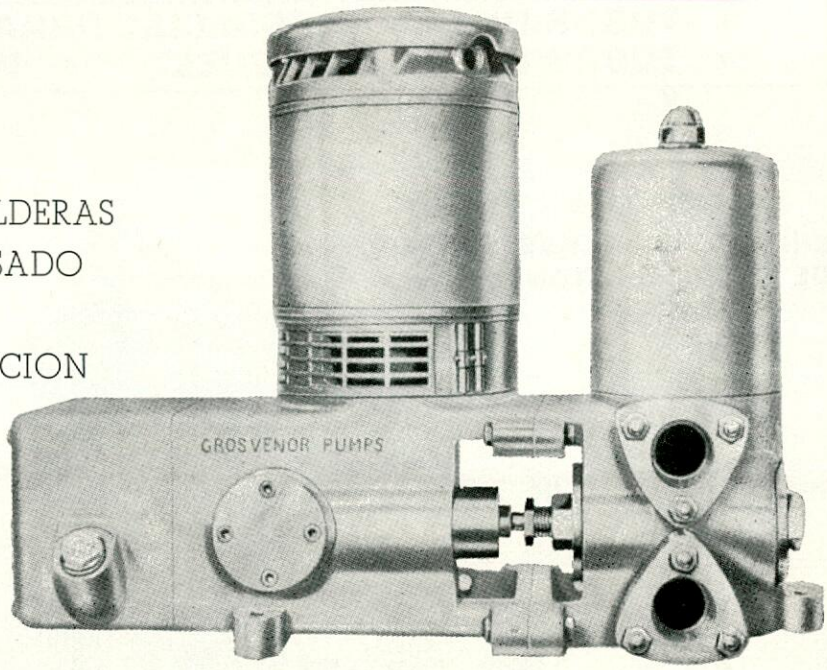
GROSVENOR

● **LA SEGURIDAD EN:**

★ ALIMENTACION DE CALDERAS
★ RETORNO DE CONDENSADO
★ LIMPIEZA DE TANQUES
★ ROCIADORES DE EXTINCION

MATERIALES:

✶ Fundición
✶ Acero inoxidable
✶ Bronce, etc.



CONSULTENOS SU PROBLEMA DE BOMBEO

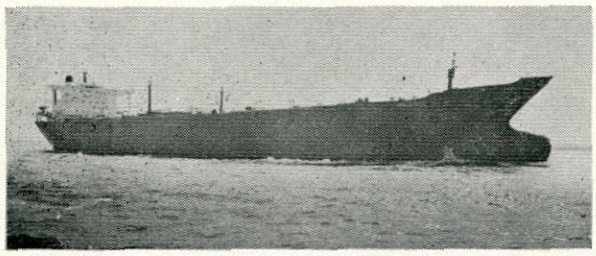
ROBUR, S. A. de Maquinaria

C/. Juan de Mena, n.º 8. MADRID-14
Teléf.: 231 07 04
Telex: 22658

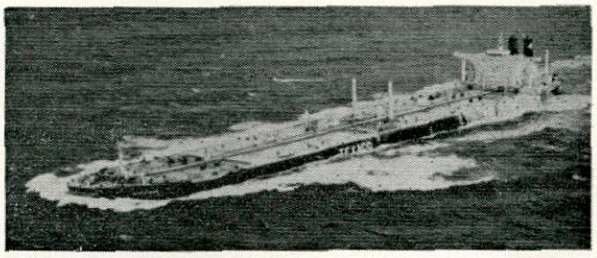
NAVALIPS

PROYECTO, CONSTRUCCION Y REPARACION DE HELICES MARINAS DE TODO TIPO, TAMAÑO Y MATERIAL.

HELICES DE PASO CONTROLABLE TIPO LIPS DE CUALQUIER POTENCIA.



Buque "AMOCO EUROPA" de 230.000 T. P. M. construido por ASTILLEROS ESPAÑOLES, S. A. para "Amoco Carrier Co."



Buque "TEXACO SPAIN" de 274.075 T. P. M. construido por ASTANO para la Compañia TEXACO.

Fábrica de Cádiz

Nuevo taller de Hélices de Paso Controlable de Cádiz

Factoria de Maliaño (Santander)

El grupo LIPS del que NAVALIPS forma parte, tiene factorías en Holanda, Bélgica, Francia, Italia, Alemania, U. S. A., Canadá, Japón, Australia, Grecia y Portugal. Esto supone una extensa red de talleres donde atender al cliente por personal especializado.

NAVALIPS S·A·

TALLERES:

CADIZ:

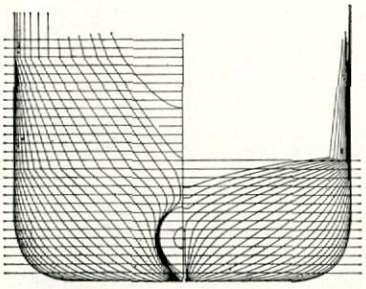
Fabricación de hélices de de cualquier tamaño y tipo.
Hélices de paso controlable de cualquier potencia.
Reparación de hélices.
Glorieta Zona Franca, 1 - CADIZ
Teléfonos: 23 58 08/09
Telex: 76032
Telegramas: NAVALIPS

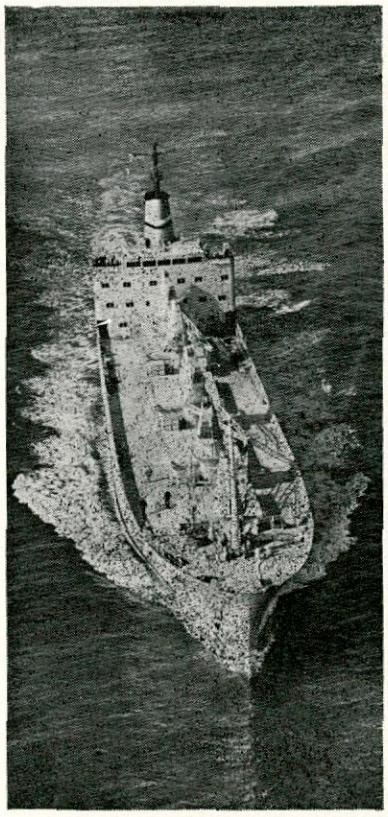
SANTANDER:
Fabricación de hélices hasta 8 Tons.
Reparación de hélices.
Avda. Alm. Carrero Blanco, s/n.
Teléfonos: 25 08 58/62
MALIAÑO (Santander)

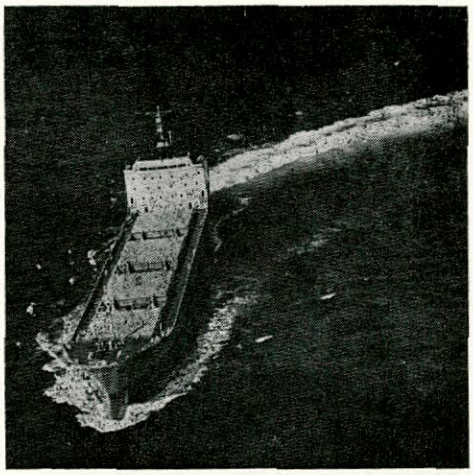
S. A. JULIANA

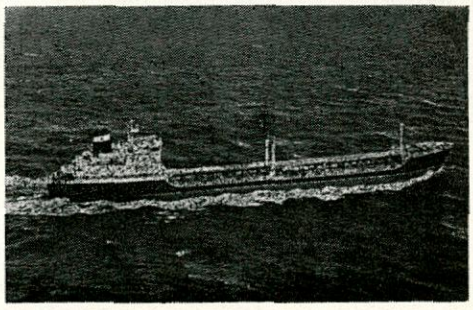
CONSTRUCTORA GIJONESA

(Filial de Astilleros Españoles, S. A.)









CONSTRUCCION de todo tipo de buques hasta 15.000 Tons. PM.

REPARACION de buques hasta 25.000 Tons. PM.

DIQUES SECOS de 125 y 170 m.

DOS GRADAS de 180 m.

S. A. JULIANA CONSTRUCTORA GIJONESA - GIJON
Apartado 49 - Teléfono: 321250 - Telex: 37409 - Telegramas: JULIANA

ADORAS DE
ACION
LATERAL

sencillas
eficaces
resistentes

PARA TODA CLASE DE TUBOS

MDL

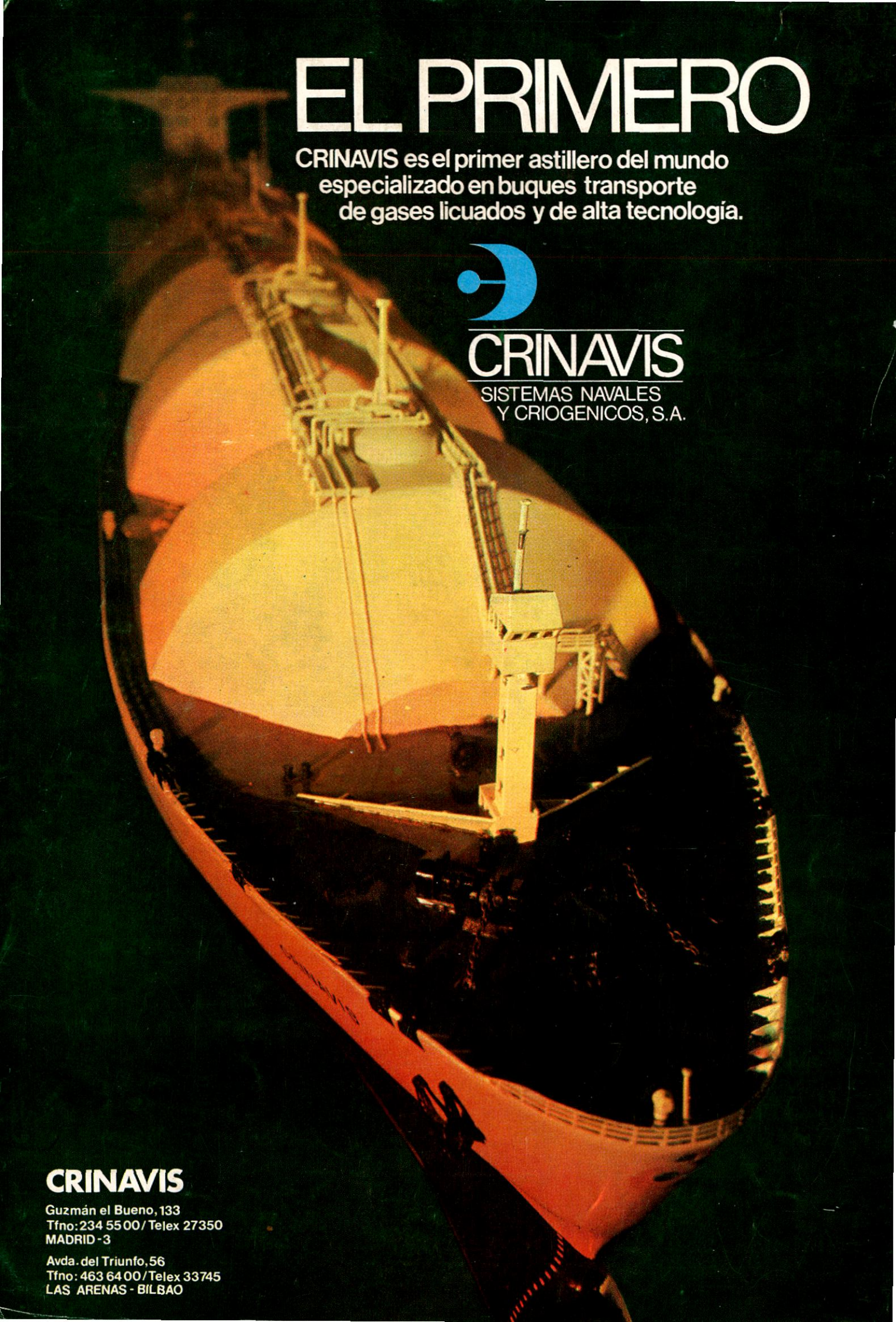
ONDAS
COMPENSADORAS DE
DILATACION
AXIAL O LATERAL

EN ACERO AL CARBONO O
EN ACERO INOXIDABLE

S.M.M.P.-E

LA MAQUINISTA DE LEVANTE

LA UNION • CARTAGENA (MURCIA) TEL. 560.100-101-125 LA UNION • APARTADO 2


EL PRIMERO
CRINAVIS es el primer astillero del mundo especializado en buques transporte de gases licuados y de alta tecnología.
CRINAVIS
SISTEMAS NAVALES Y CRIOGENICOS, S.A.
CRINAVIS
Guzmán el Bueno, 133
Tfno: 234 55 00 / Telex 27350
MADRID - 3
Avda. del Triunfo, 56
Tfno: 463 64 00 / Telex 33745
LAS ARENAS - BILBAO