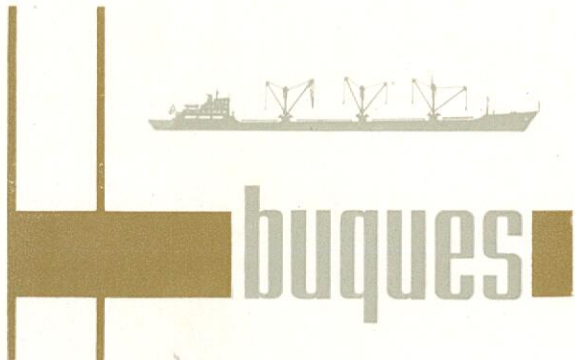


Revista Técnica de la Asociación
de Ingenieros Navales

Ingeniería Naval



un nuevo concepto
en la habilitación
naval



SISTEMAS DE HABILITACION
Y DECORACION NAVAL
PROYECTO
MATERIALES
INSTALACION

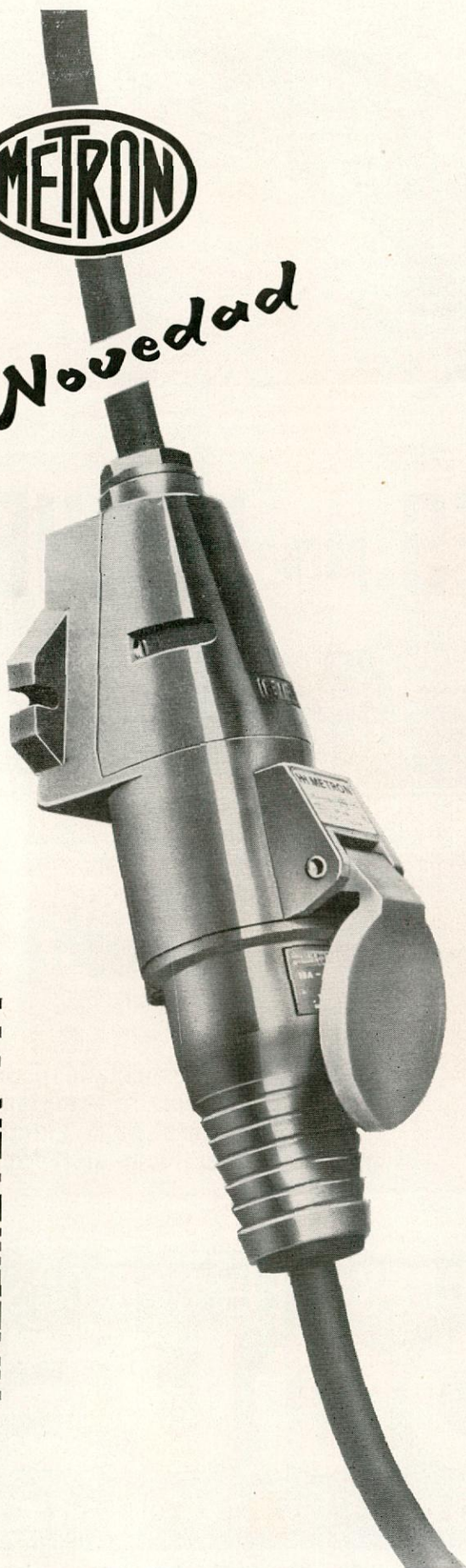
SANTIAGO BERNABEU, 10 - MADRID - 16
TELEFONO 261 56 31 - TELEGRAMAS: HACHEBUQUES



METRON

Novedad

HAZEMEYER HH



tomas de corriente

// **Cetact** //

16 y 32 A 500 V

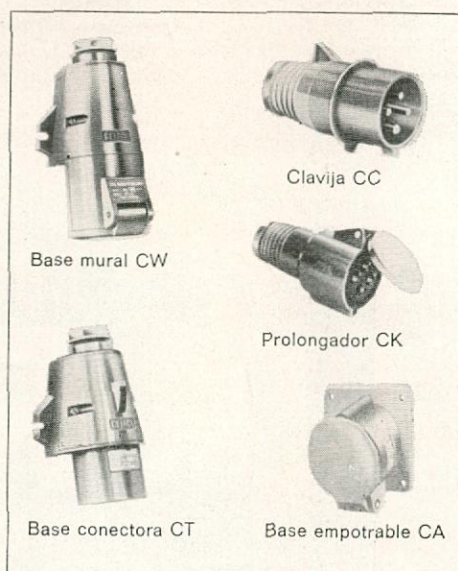
2-3 y 4 polos + tierra

Según norma internacional CEE 17
Homologado por KEMA (Holanda)

Las tomas de corriente Cetact son apropiadas para instalaciones industriales:

- Son de gran seguridad, debido a su doble aislamiento. Sus puntos bajo tensión son inaccesibles.
- Por su diseño, es imposible el error de conexión.
- El cuerpo aislante tiene excelentes propiedades mecánicas, eléctricas y térmicas.
- Sus contactos, ofrecen gran resistencia en ambientes agresivos.
- Está debidamente protegido, contra el polvo y salpicaduras.

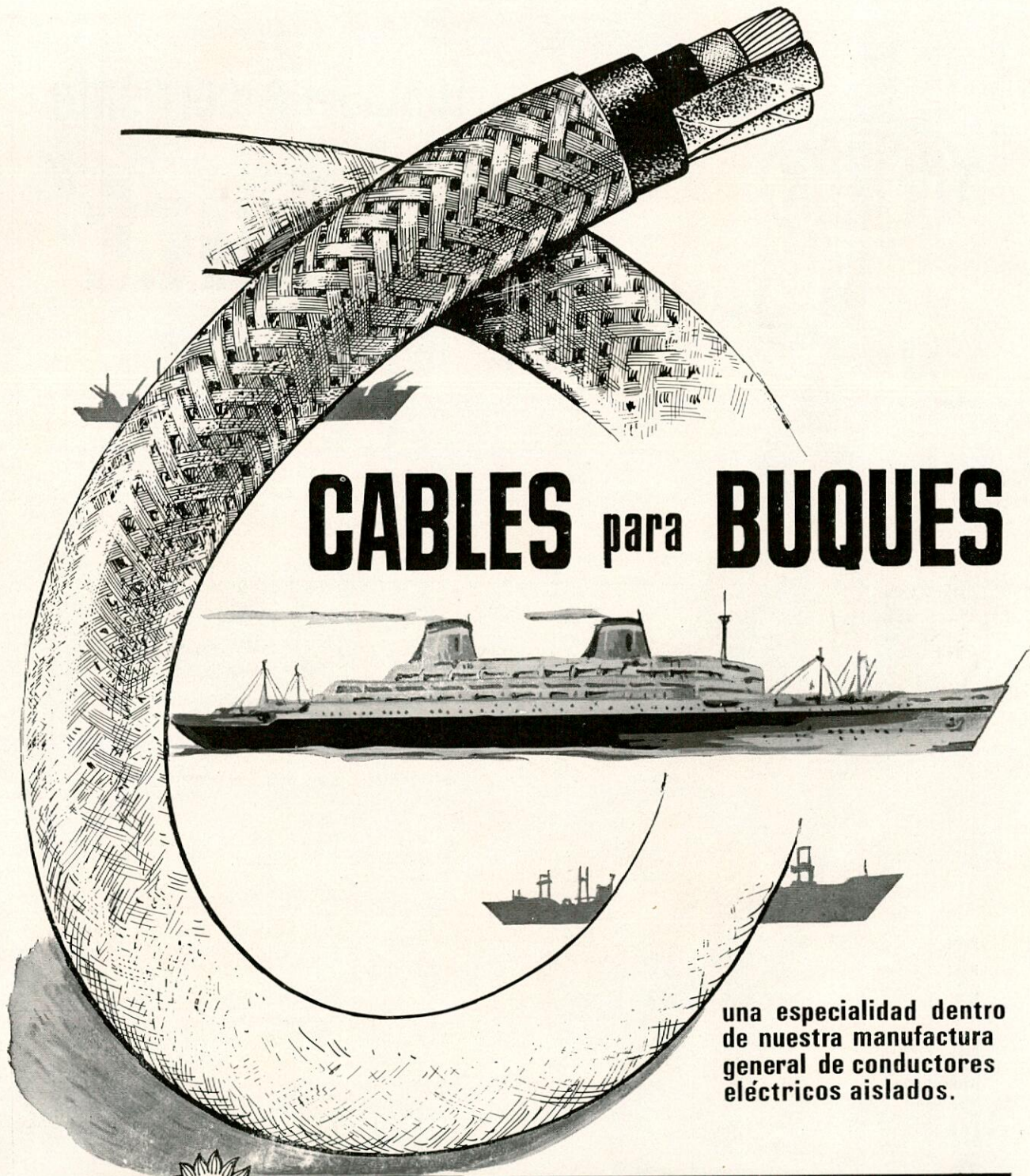
EJECUCIONES



BARCELONA (12). Menéndez Pelayo, 220. Tels. 228 17 08 y 217 74 54
Telex 52.253 MTRON E
Delegaciones en Barcelona, Madrid, Bilbao, Sevilla, Valladolid y Vigo

HH-61-1

APARELLAJE ELECTRICO



CABLES para BUQUES

una especialidad dentro
de nuestra manufactura
general de conductores
eléctricos aislados.



CONDUCTORES ELECTRICOS

ROQUE

SOCIEDAD ANONIMA

MIEMBRO DEL GRUPO "BRITISH INSULATED CALLENDER'S CABLES LIMITED"

BICC



aurman

SENER

Técnicas avanzadas de proyecto y construcción de buques

Servicios: La División Naval de SENER presta los siguientes servicios: Estudios técnico-económicos, ingeniería de buques, asistencia técnica a armadores, e ingeniería de astilleros.

Más de 400 buques de todo tipo han sido construidos con proyecto de SENER, desde su fundación en 1956.

Sistema Foran. SENER ha desarrollado un procedimiento integral de proyecto y construcción de buques. Este sistema es el único que genera directamente formas matemáticamente corregidas, a partir de los parámetros básicos de proyecto.

La agilidad de proyecto y las aplicaciones constructivas permiten reducir notablemente el plazo de entrega y coste de los buques.

SENER DIVISION NAVAL

Las Arenas-Bilbao (ESPAÑA) - Avda. del Triunfo, 56 - Tfno. 27 69 40 (Bilbao) - Telex 33745



sabemos que estos dos hombres viven en un barco la mayor parte de su vida

Cosa que tenemos en cuenta cuando proyectamos la habilitación de un barco sea del tamaño que sea.

Somos una Empresa de servicios plenos en habilitación naval, y además de proyectos, ideas, acero, madera y seda, pensamos en las personas.

Todo en la vida tiene que tener su toque de humanidad.

Por muy dinámicos y eficientes que seamos en nuestro trabajo.

Posiblemente por eso seamos más. Desde transbordadores a camaroneos, pasando por cargueros, frigoríficos, etc... lo hemos puesto en práctica.

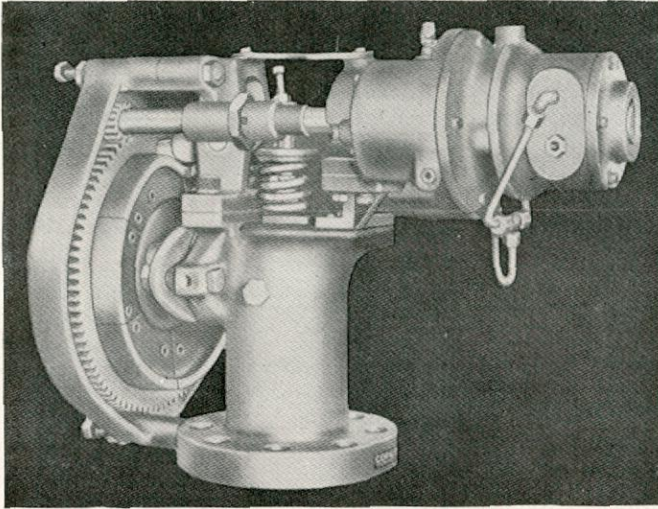
Han sido un sinfín de experiencias acumuladas.



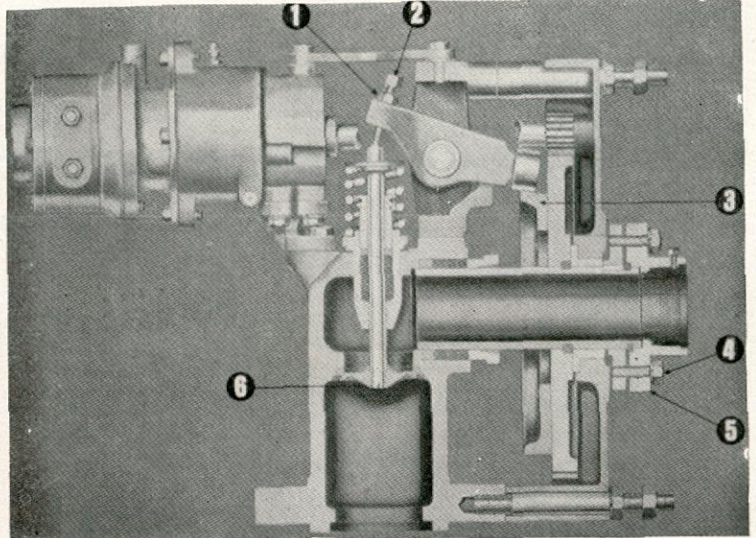
Alameda Mazarredo, 47, 8.º - Tfno. 24 13 28 - Bilbao

COPEES-VULCAN

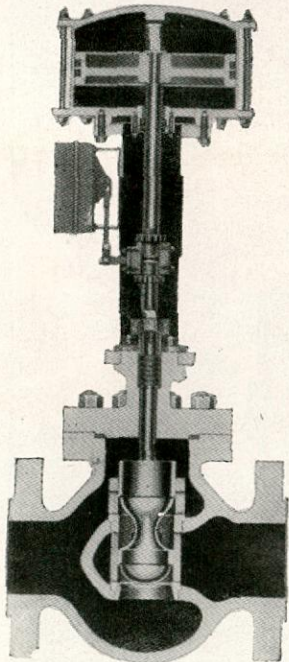
SOPLADORES DE HOLLIN ROTATORIOS
ELECTRICO-AIRE



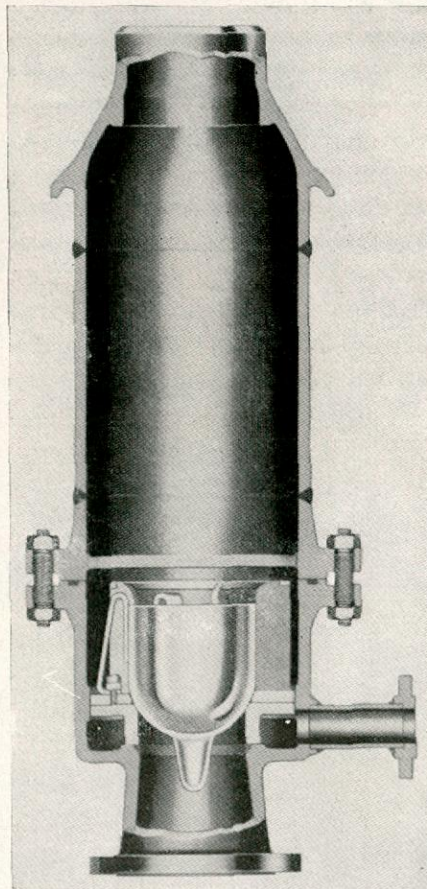
Tipo 5-A accionado por aire.



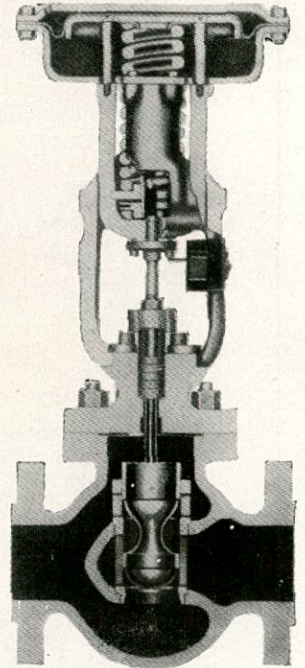
VALVULA TIPO P-200
ACCIONADA POR EMBOLO



DESRECALENTADOR DE VAPOR



VALVULA TIPO b-100
ACCIONADA POR DIAFRAGMA



DISTRIBUIDORES EXCLUSIVOS:

Maquinaria de Obras Públicas, S. A.

NÚÑEZ DE BALBOA, 85 - MADRID (6) - TELÉF. 226 75 00
 MOPSA: Córcega, 96 - BARCELONA (15) - Teléf. 250 40 74
 ARJONA: Luis Montoto, 84 a. c. c. - SEVILLA - Teléf. 25 43 04
 VYMSA: Heros, 1 - BILBAO - Teléf. 21 23 83
 VYMSA: Marqués de Teverga, 7 - OVIEDO - Teléfs. 23 09 65 - 23 34 29.
 M. GIMENEZ: Méndez Núñez, 28 - SANTA CRUZ DE TENERIFE - Telef. 24 12 28 - 24 70 04

OTROS PRODUCTOS:

BOMBAS VIKING ● PRODUCTOS INDUSTRIALES LOCKER ● GRUAS LINK-BELT ● GRUAS HIDRAULICAS GROVE



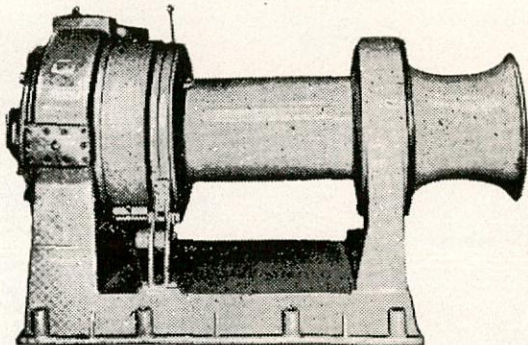
"NORWINCH"

THE NORWINCH GROUP

BERGEN

(Noruega)

Maquinaria hidráulica para cubierta de buques.



Maquinillas de carga de 1 1/2 a 10 Tm.
Molinetes para cadena hasta 80 mm.
Cabrestantes en todas potencias.
Maquinillas para la pesca de arrastre, cerco y bajura en todas potencias.

"HYDRAPILOT"

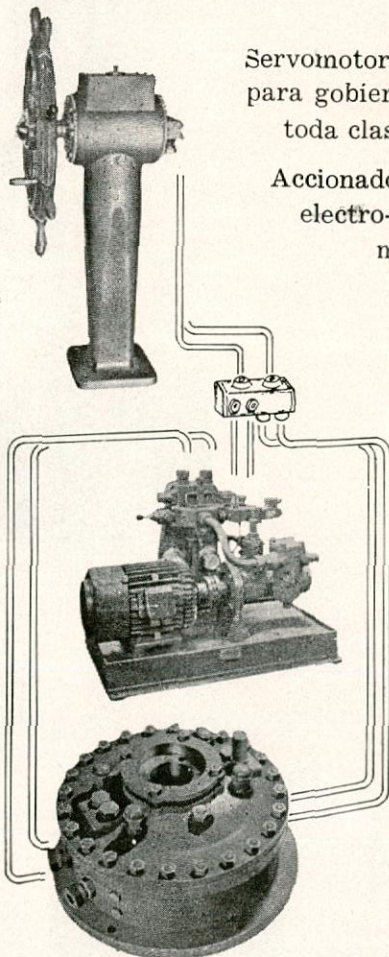
A/S FRYDENBØ M. V.

BERGEN

(Noruega)

Servomotores hidráulicos para gobierno de timón en toda clase de barcos.

Accionados por grupos electro-bomba y a mano.



ALLWEILER



RADOLFZELL/Bodensee (Alemania)

Bombas de husillos, volumétricas, autocebantes.

Para toda clase de aplicaciones en la industria naval, tales como:

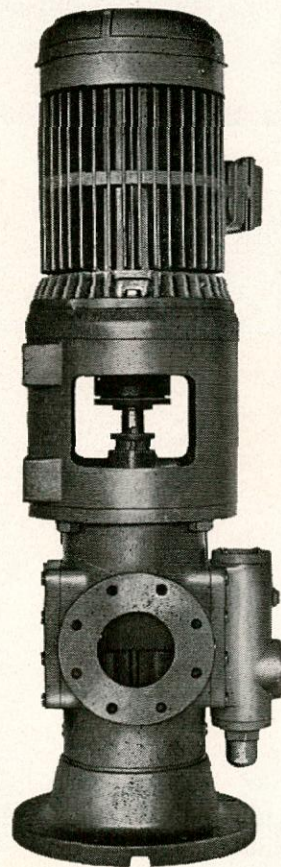
Lubrificación máquinas principales y auxiliares.

Servicio fuel oil (incl. booster).

Trasvase aceite lubricante, fuel oil, etc...

Maquinillas, cabrestantes y grúas hidráulicas, servomotores hidráulicos.

Hélices de paso variable, grupos contra incendios, etc...



ASESORAMIENTO TECNICO
CONSTRUCCIONES EN ESPAÑA
BAJO LICENCIA AUTORIZADA
IMPORTACIONES DIRECTAS COMO REPRESENTANTE
EXCLUSIVO PARA LA MARINA

TALLERES "COHINA"

A. NAVARRO, S. L.

Particular de Alzola, 2

BILBAO-12

Apartado 968 :: Teléfonos: 31 09 28, 23 30 05 y 32 76 95

ASTILLEROS ESPAÑOLES, S.A.



CONSTRUCCION NAVAL

Capacidad de producción **500.000** TRB/Año

FABRICACION DE MOTORES

Capacidad de producción **500.000** BHP/Año

SIDERURGIA

Capacidad de producción de aceros especiales,

forja y moldería **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

El hombre de WISAC

Ingeniero o supervisor de servicio. Mecánico montador o ajustador. O acaso investigador. ¿Quién es el hombre de Wisac?

Fácil.

Es un concepto, un símbolo de un grupo humano compuesto por especialistas de la más alta profesionalidad.

Wisac es el Servicio de Asistencia a Cliente creado por **Worthington**, para el servicio Post-Venta de sus equipos, aunque, bajo petición, también realiza revisiones y reparaciones de equipos de otras marcas.

El hombre de Wisac le ofrece servicios de:
Revisiones de bombas, turbinas y compresores con reparaciones en su planta o en los talleres de Wisac.

Instalaciones y mantenimiento por contrato.
Recuperación por metalización de piezas gastadas, con aportación en frío o en caliente.

Análisis de vibraciones y corrección de sus causas.
Fabricación de repuestos en casos de emergencia.

Confíe en el hombre de Wisac. No le defraudará.

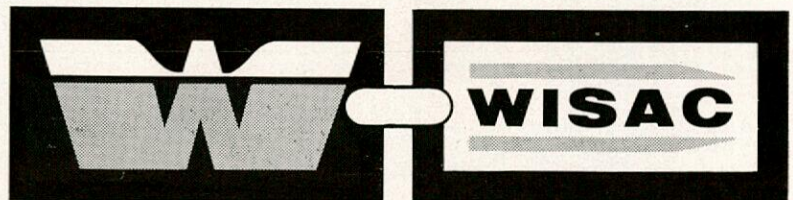
Solicite cuanta información precise a **Worthington Internacional**

Servicio Asistencia Cliente, S. A. - (WISAC)

Antonio Cabezón, 69

Apartado de Correos, 31044

Madrid-20 - Teléf.: 209 42 79 - 209 09 45



**WORTHINGTON INTERNACIONAL
SERVICIO ASISTENCIA CLIENTE, S. A.**



Nunca se "quedará en seco" con Shell Melina

¿Conoce usted la historia del Capitán que no pudo abrir su mueble-bar para invitar a una persona importante?

- La llave no pudo girar en la cerradura -

¡La primera vez que algo fallaba en su barco!

Una situación bastante violenta pero fácil de salvar: Debería haber usado MELINA, el aceite marino verdaderamente multifuncional.

Motores principales y auxiliares, servomotores, maquinillas, hélices de paso variable y un gran número de maquinaria auxiliar instalada sobre cubierta o en las salas de máquinas, son lubricadas por SHELL MELINA con plena garantía.

Como aceites de Sistema y Carter, SHELL MELINA proporciona, a cualquier temperatura, una perfecta y constante protección. La utilidad de estos aceites se complementa por su muy larga vida y su tolerancia a la contaminación por agua. Las múltiples aplicaciones de SHELL MELINA significan que Vd. puede prescindir del uso de otros aceites. Su fácil manejo y sus condiciones para un cómodo almacenamiento, le permitirán a Vd. hacer pedidos a granel, obteniendo así la ventaja de un interesante descuento.

No sorprende saber que más de 1.000 buques utilizan, con éxito, SHELL MELINA.



Melina
el aceite número uno

"Servicio SHELL de Marina en todo el mundo"

GRUPOS ELECTROGENOS

DE 5 a 145 KVA



**TERRESTRES
MARINOS
AUTOMATICOS
DE CONTINUIDAD**

**Apartado de Correos 1273 - MADRID
Teléfono 2265357/2762304**



"WAKODAG"

Calderas ● Turbinas ● Carderetas ● Quemadores.



"FRIEDRICH UHDE"

Ingeniería y construcción de plantas químicas ● petroquímicas ● fertilizantes ● refinarias, etc.



"DOCKBAU"

Proyectos de diques flotantes

M.A.N.

"M.A.N."

Motores Diesel ● Automotores ● Centrales térmicas ● Grúas, Puentes ● Gasómetros ● Bombas para diques, etc.



"HOWALDTSWERKE-DEUTSCHE WERFT"

Separadoras de agua de sentinas TURBULO ● Cierres de bocina SIMPLEX ● Chumaceiras SIMPLEX ● Bocinas ● Líneas de ejes.

PASCH Y CIA S.A.

BILBAO	- Alameda de Recalde, 30.	Telf. 21 78 64.	Telex: 33720
MADRID	- Capitán Haya, 9.	Telf. 270 01 00.	Telex: 22696
BARCELONA	- Tusset, 8-10.	Telf. 217 19 63.	Telex: 52063
GIJON	- General Mola, 52.	Telf. 35 09 39.	Telex: 37367

Agentes en:

VIGO - SANTANDER - VALENCIA - HUELVA - TENERIFE



"L.M.G."

Hélices transversales de proa "TORNADO"

Linde

"LINDE"

Plantas fraccionamiento aire ● Obtención de oxígeno ● Plantas de producción y recuperación de etileno ● Depósitos para gases licuados.



"THEODOR ZEISE"

Hélices ● Líneas de ejes completas ● Líneas de ejes de paso variable.



"PASCH"

Proyectos y suministros de instalaciones contra incendios.



"RUDOLF OTTO MEYER"

Instalaciones contra incendios ● Válvulas y tuberías para buques ● Equipos para diques flotantes.



"DE LIMON"

Instalaciones de engrase centralizado.



"SCHMELZBASALT"

Losetas de basalto fundido para recubrimientos contra abrasión mecánica o química.



"AUXILIAR DE PLANTAS INDUSTRIALES"

Montajes mecánicos ● Aislamientos industriales.

RADIOMAR

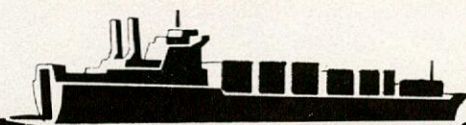
COMUNICACIONES • AYUDA A LA NAVEGACION

Toda clase de equipos
electrónicos para buques

- Proyecto
- Instalación
- Entretención
- Reparación

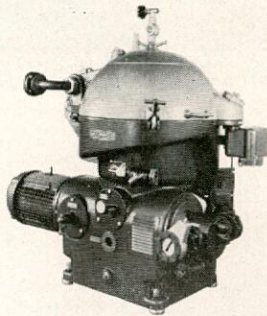
HISPANO RADIO MARITIMA, S. A.

Dirección y oficinas: Jorge Juan, 6 - MADRID-1
Tel. 276 44 00 - Telegramas RADIOMAR - Telex 22648



Incluso el más fuerte oleaje es incapaz de perturbar el equilibrio de una centrífuga WESTFALIA.

Si Ud. ha navegado alguna vez en un mineralero, entonces conoce lo que es bamboleo.



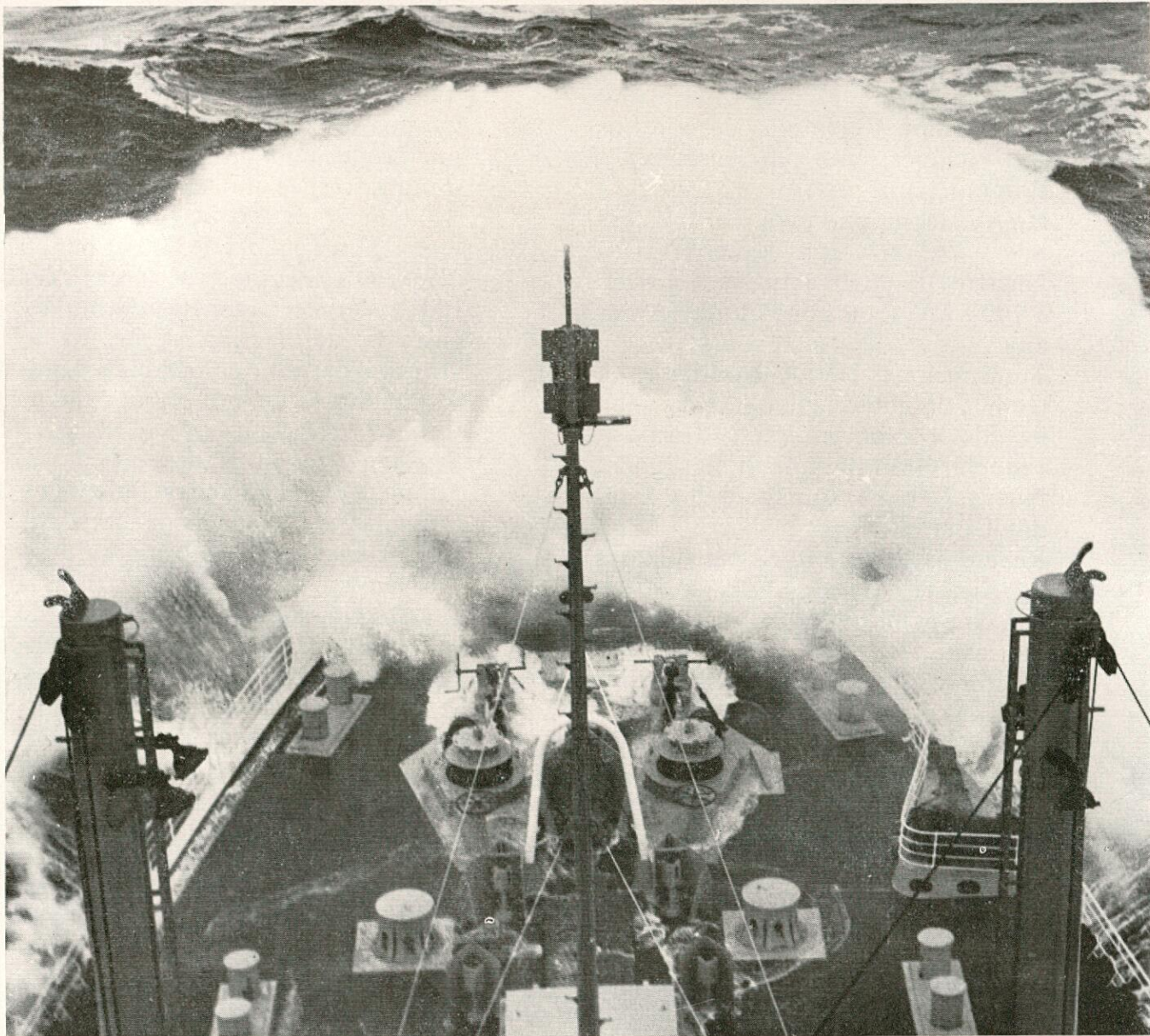
Esto no le afecta a Ud. (así lo confiamos). A las centrífugas WESTFALIA tampoco. Cada una de ellas está diseñada para la navegación. Y durante las tormentas más fuertes siguen funcionando a pleno rendimiento.

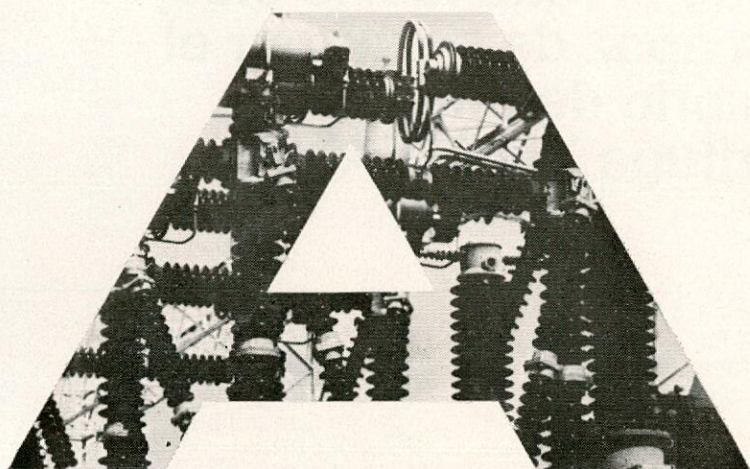
Incluso en aquellos momentos en los que los viejos lobos de mar desearían pisar un pedazo de tierra firme.

WESTFALIA SEPARATOR
IBERICA, S. A.
Polígono Congost
Avda. de San Julian
BARANOLLERS
Tel.: 2 70 21 04

**WESTFALIA
SEPARATOR**

2302





Generación y transmisión de energía

ASEA ocupa una posición de vanguardia entre los fabricantes de Ingeniería eléctrica pesada. No queremos hablar de récords mundiales. Unos cuantos ejemplos de nuestras realizaciones serán suficientes.

Primera transmisión de energía HVAC del mundo para 500 KV, 735 KV y 765 KV con equipo ASEA. Nuestros objetivos actuales se dirigen a 1000 KV y tensiones todavía más altas.

Transmisiones HVDC basadas en la técnica descubierta por ASEA, se han llevado a cabo en Escandinavia, Francia, Gran Bretaña, Italia, Japón, Nueva Zelanda, Canadá y los Estados Unidos.

Reactores del tipo BWR para plantas de energía nuclear. ASEA-ATOM, una compañía del grupo, es el primer fabricante europeo de este tipo de reactor, con pedidos en cartera por 2.350 MWe de planta de reactor.

Cuatro de las centrales eléctricas en las Montañas Nevadas, Australia, están equipadas con 22 generadores ASEA de una potencia total de 2.250 MVA.

Accionamientos industriales y metalurgia

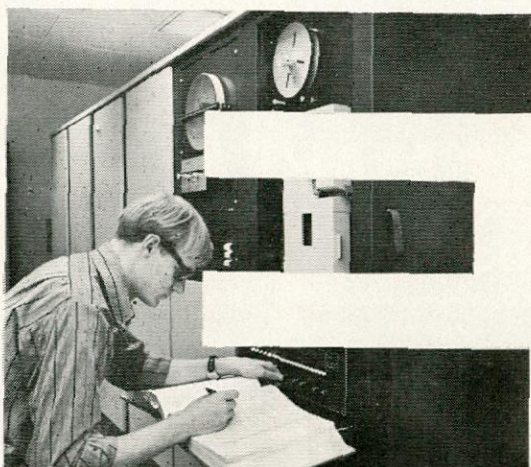
ASEA suministra, no sólo accionamientos y mandos de control seguros e importantes en sí mismos, sino también sistemas completos e integrados, diseñados para dar resultados de producción óptima. Algunas de nuestras especialidades:

Máquinas de extracción—que se encuentran en más de 300 minas en 21 países—locomotoras controladas por tiristores, vagonetas de mina y sistemas automáticos de pesada.

Hornos de arco con bobina agitadora, hornos de inducción, equipos refino y desgasificación al vacío.

Ya han sido entregados, o pedidos, alrededor de 200 accionamientos y sistemas de control con tiristores para trenes de laminación en unos 20 países.

La singular prensa QUINTUS de alta presión, ofrece nuevas posibilidades para el moldeo de metales, extrusión y prensado isostático. Los descubrimientos recientes han facilitado métodos para la producción de herramientas de acero de gran velocidad, con duración excepcional. Se han desarrollado también equipos avanzados de accionamiento y control para, prácticamente, cualquier rama de la industria—producción de papel, imprentas, fábricas textiles, refinamiento de azúcar.



Control de procesos por ordenadores

ASEA ha desarrollado y suministrado avanzados sistemas para controlar procesos industriales, sistemas de energía y transportes, basados en ordenadores trabajando "on-line". Aplicaciones típicas son: trenes de laminación, máquinas de papel, procesos de fibras de vidrio, centrales de energía nuclear, centrales eléctricas, almacenes automáticos y automatización marina. ASEA coopera con el fabricante de ordenadores Control Data Corporation, en la comercialización del poderoso ordenador de procesos ASEA-System 1.700 en todo el mundo.



Transporte y manejo de materiales

ASEA fue la primera compañía del mundo que comenzó la producción en serie de locomotoras controladas por tiristores. En la actualidad, 100 locomotoras de ASEA y 102 trenes de 2 coches, con tiristores, han sido pedidos o funcionan en Suecia. El manejo de "containers" es un campo en la actualidad que sufrirá un desarrollo revolucionario. Las grúas para "containers" de ASEA pueden verse en acción en todo el mundo, en puertos y en barcos de carga. ASEA tiene también un programa completo que cubre las necesidades del manejo de materiales, motores de combustión interna y baterías para carretillas, grúas, cabrestantes, montacargas, cintas transportadoras, apiladores automáticos y locomotoras industriales.

ASEA ES UNA RENOVACION CONTINUA DE PRODUCTOS Y PROCESOS.

¿Está usted interesado?

Póngase en contacto con nosotros

ASEA
Eléctrica, S.A.

Oficina Central: Fernando El Santo, 20

Tfno. 419 05 62 - Madrid - 4

Delegaciones en: MADRID BARCELONA,
BILBAO, ZARAGOZA, SEVILLA,
SAN SEBASTIAN, PONTEVEDRA,
LAS PALMAS.

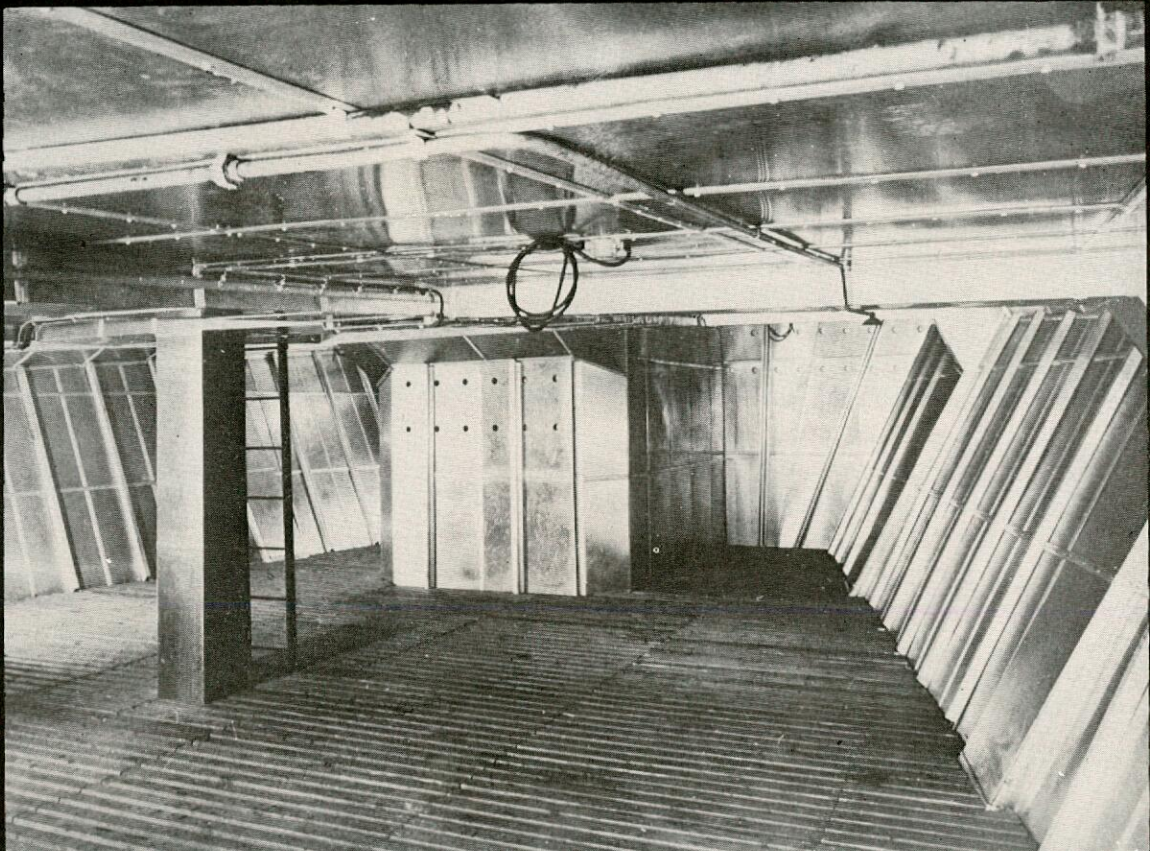


AISLAMIENTOS

RHEINHOLD & MAHLA, S. A.

CALOR FRIO SONIDO

estudios y montajes de aislamiento térmico y acústico para la industria naval, realizados bajo las técnicas más avanzadas.



NUESTROS INGENIEROS ESPECIALIZADOS SE OCUPARAN DESINTERESADAMENTE DE SU PROBLEMA, ACONSEJANDOLE EN CADA CASO, LA SOLUCION MAS ADECUADA.

- * TUNELES DE CONGELACION
- * BODEGAS REFRIGERADAS
- * BODEGAS ACONDICIONADAS
- * TUBOS DE ESCAPE

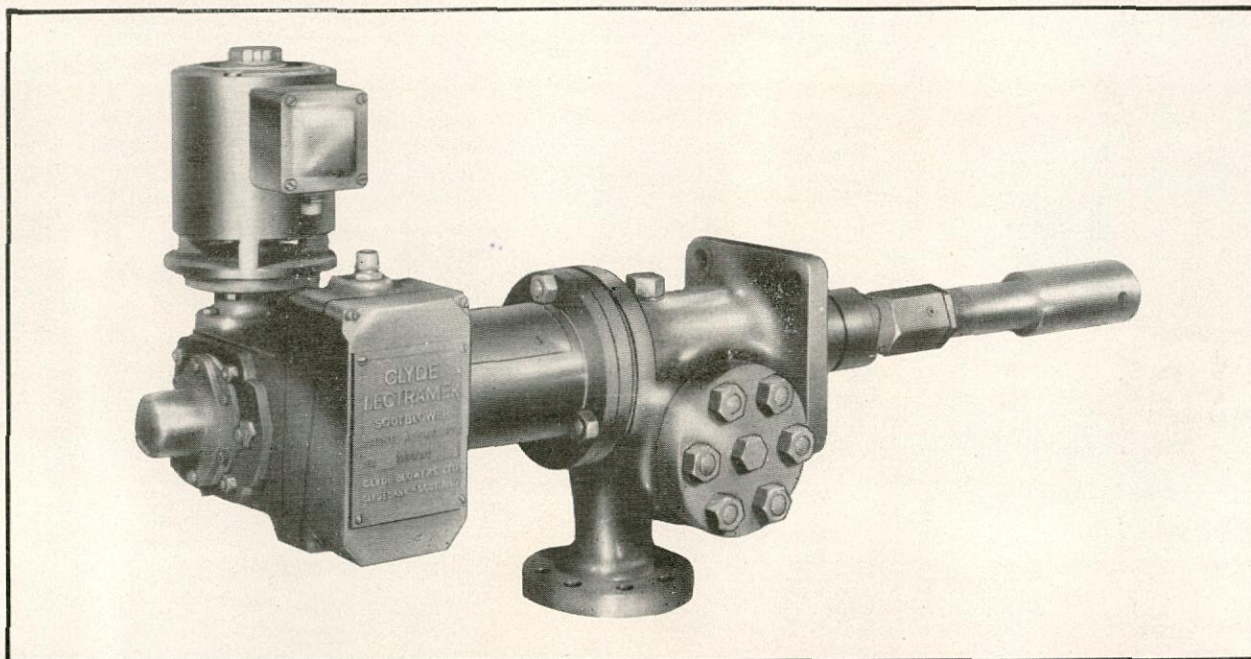
- * ACONDICIONAMIENTO ACUSTICO DE LA SALA DE T. S. H.
- * IDEM EN LAS CABINAS DE MANDO DE LA SALA DE MOTORES

AISLAMIENTOS RHEINHOLD & MAHLA, S. A. - Orense, 37 - Teléf. 254 40 04 - Madrid-20
Valencia, 70 - Teléf. 223 14 96 - Barcelona-15

CLYDE

SOPLADORES DE HOLLIN

mantienen sus calderas al máximo rendimiento



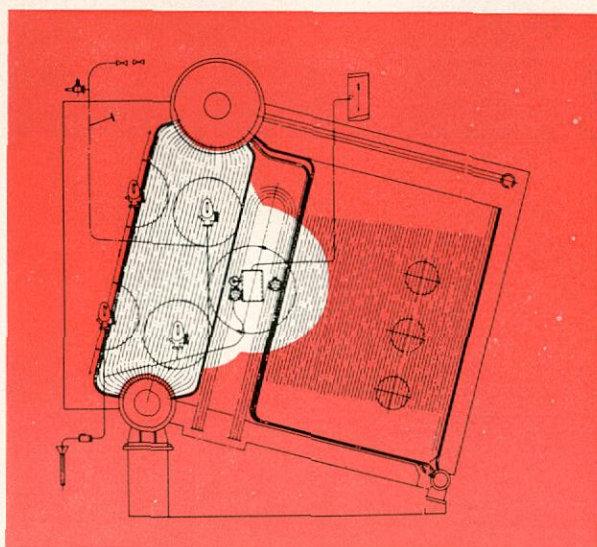
Se construyen en los tipos:

Retráctil
Multy-jet
Dual nozzel

y con accionamiento

manual
eléctrico
neumático

**Equipos de automatización
total de los sopladores**



CLYDE BLOWERS LTD·CLYDEBANK·SCOTLAND

IMNSA

REPRESENTANTE EN ESPAÑA:

INDUSTRIAL MAS NIETO, S.A.

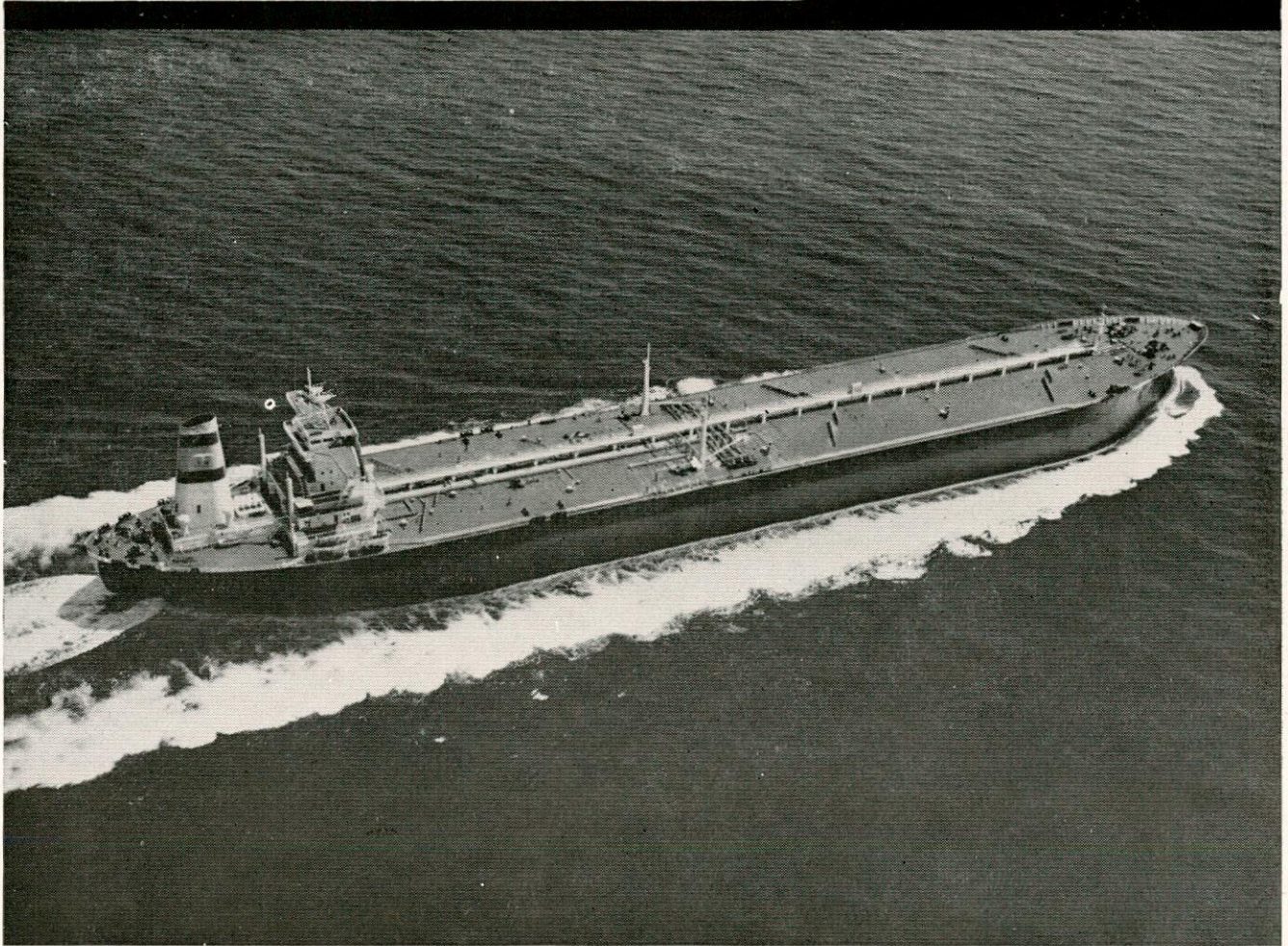
SAN FELIU DE LLOBREGAT (Barcelona)

Delegaciones: CASPE, 89 — T. 225 83 47 — BARCELONA-13 • QUINTANA, 23 — T. 248 78 73 — MADRID-8

El "MALAGA", construido en Cadiz, el mayor buque-tanque construido en Espana

Otros dos buques gemelos estaran equipados con turbo-generadores

BROTHERHOOD



La energia electrica del B/T Malaga en lar mar se la proporciona un grupo compacto turbo-generador Brotherhood de 750 kW que se alimenta con el vapor producido en la caldera caldeada por los gases de escape del motor propulsor.

Armador:

Marflet,
Antonio Maura, 16, Madrid 14, Spain.

Constructor del Buque:

Astilleros de Cadiz, S.A.,
Apartado 39, Cadiz, Spain.

Motor Propulsor:

27,600 BHP Manises Sulzer
12 RD-90

Solicitenos y le enviaremos las siguientes publicaciones:

BPTG/66 — Back pressure Turbo-generator sets.

CTG/68 — Self-Contained Turbo-Generator sets.

WHR/66 — Turbo-generator sets for installation in Motor Ships.

PETER BROTHERHOOD LIMITED



Peterborough, England

Tel: 0733 71321 Telex: Brotherhd Pboro 32154 London Office: Dudley House, 169 Piccadilly, W.1. Tel: 01-629 7356/7/8

MANUFACTURERS OF COMPRESSORS · STEAM TURBINES · SPECIAL PURPOSE MACHINERY

P2707



publivas

aire acondicionado en su barco?... sí, por qué no?

proyectamos, construimos e instalamos plantas completas de acondicionamiento de aire, calefacción y ventilación mecánica, a bordo de buques de pasaje, transbordadores, petroleros, cargueros de todo tipo y pesqueros.

suministramos equipos generadores con eyector de vapor, unidades de tratamiento de aire unizona o multizona, difusores de aire para aplicación en techos o murales.



Ramón Vizcaíno, S.A.

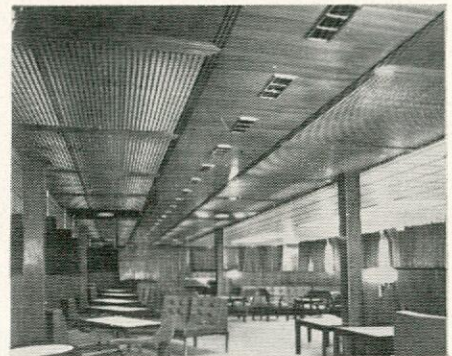
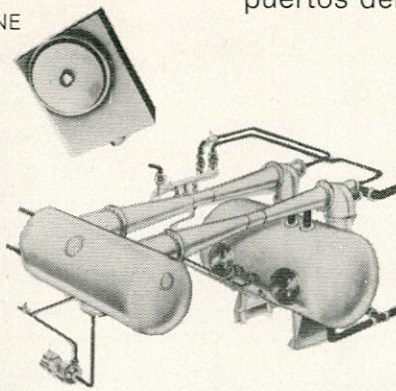
DIVISION NAVAL/AIRE ACONDICIONADO REFRIGERACION

SAN SEBASTIAN/APARTADO 1363

TELEX 36244 RVSA E

LICENCIAS: SEMCO A S MARINE

una gran organización de oficinas técnicas que, además extiende sus talleres de servicio por los más importantes puertos del mundo.



BULKARRIER "MANUEL YLLERA" DE 51.200 TONS. DE P.M.



Astilleros y Talleres del Noroeste S.A.

DIRECCION COMERCIAL:

Avda. del Generalísimo, 30 - MADRID-16

Apartado 14.603 - Telf. 250 12 07 (3 líneas)

Dirección Telefónica ASTANO-MADRID. Telex 27608

Astilleros en EL FERROL DEL CAUDILLO

Dirección Postal: Apartado, 994 FERROL

Teléfonos: 35 81 40 y 35 81 41 FERROL; 1 y 4 de FENE

Dirección Telefónica: ASTANO-FERROL

Ingeniería Naval

REVISTA TECNICA

ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE INGENIEROS NAVALES

FUNDADOR:

Aureo Fernández Avila, Ingeniero Naval

DIRECTOR:

Luis de Mazarredo Beutel, 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..... 500 pesetas

países hispanoamericanos: 600 »

Demás países..... \$ USA 12.—

Precio del ejemplar 60 pesetas

NOTAS

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

PUBLICACION MENSUAL

Depósito legal M. 51 - 1958.

DIANA, Artes Gráficas. Larra, 12. Madrid-1971

AÑO XXXIX N.º 434
A G O S T O 1 9 7 1

INDICE DE MATERIAS

Páginas

Artículos Técnicos

Y a Vd. ¿Le gustaría que le llamasen doctor?	342
Pruebas sobre la milla medida	343
Efecto de escala en el funcionamiento de propulsores en flujo uniforme, por <i>Honorio Sierra</i>	357

Extranjero

La fábrica de motores Burmeister & Wain como empresa independiente	365
Entrega del portacontainers "Eurofreighter"	365
Botadura del portacontainers "Kamakura-Marú"	366
Entrega del "Nordic Prince"	366
Moderno buque para prospecciones petrolíferas	366
Petróleo del Mar del Norte para Gran Bretaña	366
"Universe-Kure", el bulkcarrier más grande del mundo con sistema de autodescarga	367
Entrega del bulkcarrier "Janega"	367
Puesta en servicio del portacontainers "Vento di Levante"	367
El Norske Veritas	368
Pruebas de mar del petrolero "Nisseki-Marú"	368

Nacional y Profesional

Pruebas oficiales del bulkcarrier "Magdalena del Mar".	369
Pruebas oficiales del bulkcarrier "Soledad María"	370
Reparación y alargamiento del atunero "Alboniga" ...	372
Pruebas oficiales del bulkcarrier "Kopalnia Piasezno".	372
Normas UNE	373

Legislación

Ministerio de Trabajo	374
-----------------------------	-----

Portada

"Soledad María", bulkcarrier de 80.000 TPM, construido en la Factoría de Sestao de Astilleros Españoles, S. A., con destino a la Sociedad Naviera Letasa, S. A., de Bilbao, que ha efectuado sus pruebas oficiales en la bahía de Cádiz el día 10 octubre de 1971.

Y a Vd.

¿Le gustaría que le llamasen doctor?

Cualquier diferencia da lugar a que se inicie una transformación en el sentido de eliminarla. Esta es una idea tan básica en ingeniería, que si se le dice a un estudiante de cualquier escuela que cite un caso en el que aquélla sea de aplicación, responderá inmediatamente con una lista de ejemplos, en la que no faltarán los movimientos o transformaciones físicas producidos por diferencias de potencial, de temperatura, de presión, etc. Puede decirse que en estas transformaciones se basan todas las máquinas que utilizamos.

Pero hay otras diferencias sobre cuyos efectos nada nos enseñan en la Escuela y a las que la ley es igualmente aplicable: Son las que existen entre distintos individuos o grupos de la sociedad. Un ejemplo de estos efectos es la expansión de las titulaciones, que siempre se produce en el sentido de dar una titulación superior a personas que anteriormente no tenían derecho a ella. Naturalmente, estas personas no aumentan por ello de categoría, porque aparte de aquello de la mona y del vestido de seda, el título acaba por ser desprestigiado, no sólo por el nuevo grupo que lo utiliza, sino también por el que anteriormente lo poseía. Es algo así como una generalización del principio de clausius.

Es este el proceso que dio lugar a que se concediera el "Don" a los que terminaban el bachillerato; se hiciera "Caballeros" a todos los que fuera de su casa sentían una necesidad; "Señoritas Empleadas del Hogar" a las criadas, y "Directores" a la mitad de los titulados superiores en algunas empresas.

No es lógico suponer que los ingenieros fueran un grupo aparte y era de esperar que algo sucediera con ellos. Así ha sido, puesto que este título ya se ha concedido a personas a las que antes se les negaba el derecho de llamarse así y parece que se pretende ampliar todavía más el grupo que se ha de calificar con él. Pero no se ha producido la transformación, que antes se ha comentado, entre el ingeniero y un nivel superior, que seguramente existe, es esta una singularidad en esta ley de transformaciones irreversibles y el hecho de que no nos hayan regalado algún título más altisonante, por ejemplo el de doctor, como se ha hecho en las escuelas de ingenieros de Italia y como, según se dice, se va a adornar los nombres de un buen número de marinos mercantes, ya no es tan lógico.

Lo único que se ha hecho ha sido convertirnos en universitarios, ya desde este curso las escuelas de ingenieros y, por supuesto, la de ingenieros navales, forman parte de la Universidad. Claro que esta acción tiende también a suprimir diferencias, ya que en efecto, los ingenieros habíamos seguido la línea de los antiguos maestros e intendentes de los que en cierto modo somos descendientes y los licenciados de Universidad, si no exactamente descendientes —porque las órdenes recibidas no autorizaban esas actividades— eran por lo menos como sobrinos de los retóricos y teólogos que fundaron los primeros estudios generales. Pero hace tiempo que en la Universidad se enseñan distintas técnicas y que en las escuelas se ha alcanzado un nivel científico equivalente al de las facultades. Y no parece que los licenciados se hayan de sentir más orgullosos porque les llamen ingenieros, ni nosotros por llamarnos universitarios. Lo único que conseguimos es aumentar el número de antepasados. Y esto es un fallo.

Claro está que no sólo no nos importa, sino que seguramente queden así las cosas más en su sitio. Cuando vayamos al extranjero ya no tendremos que explicar por qué nuestra Escuela está no solamente separada de la Universidad, sino de las Escuelas de Ingenieros de otras especialidades, hasta el punto de tener profesores exclusivos de matemáticas y de dibujo de primer año. Simplemente diremos que nuestro título se concede en una Universidad y que ésta es la Universidad Politécnica de Madrid.

Y es posible que no solamente no nos importe, sino que prefiramos no ser doctores gratuitos. No sólo porque no le vayan a pedir a uno un remedio para la ictericia, sino porque no nos pregunten en qué consistió la tesis y dónde fue publicada. Si los estudios se complican, y así debe ser, seremos mejores ingenieros, pero no por ello doctores, que es otra cosa. Tampoco porque nuestras mujeres trabajen con máquinas de funcionamiento programado, utilicen los biodetergentes, discutan la conveniencia de inyectar un antibiótico de amplio espectro y tengan olvidado el significado de la U. H. F., vamos a llamarlas doctoras. Que el único título de doctora que la eterna Iglesia ha concedido hasta ahora ha sido el de nuestra Santa Teresa y no precisamente por sus estudios, sino porque supo encontrar a Dios entre los pucheros.

PRUEBAS SOBRE LA MILLA MEDIDA

Propuesta de norma de la Asociación de Investigación de la Construcción Naval, comentada en el texto por L. Mazarredo y al final, por otras personas que interesadas en el tema asistieron a una reunión convocada en abril de este año 1971, para tratar de aquél.

1 OBJETO.

Objeto de esta norma son las pruebas de mar que se realizan para determinar la velocidad del barco, revoluciones de los propulsores, potencia de máquinas correspondientes y, en su caso, el empuje de las hélices; todo ello en buques de superficie del tipo normal.

Estas pruebas se denominan de esta forma con el fin de no confundirlas con otras pruebas de mar, como puedan ser las de máquinas, maniobrabilidad u otras, que son objeto de otras normas o instrucciones. Aunque la denominación suponga la existencia de una base o milla medida, no se excluye la posibilidad de medir la distancia recorrida mediante dispositivos electrónicos que permitan fijar la posición del buque.

La razón de que el título se refiera específicamente a la milla medida está en que es este el método que normalmente se utiliza, no sólo por tradición, sino por ser el que menos se presta a falsas interpretaciones y poder ser, en principio, tan exacto como pueda serlo otro método cualquiera.

El empleo del Decca puede suponer ventajas, tales como la eliminación de los fondos de poca profundidad de que suelen adolecer las aguas en que se corre la milla y la libertad de elegir el rumbo, con lo que si bien no llega a eliminarse, se puede disminuir al menos los efectos del viento o de la mar. Pero no puede considerarse de momento como un método de empleo general. El Toran, empleado alguna vez para pruebas de carácter científico, está todavía menos generalizado y supone la existencia de unos aparatos a bordo y unas estaciones en tierra, de carácter especial. Respecto a la medida de la velocidad mediante la variación de la frecuencia producida por el efecto Doppler en una emisión de sonar que se refleja en el fondo u otro lugar cualquiera, no puede considerarse a los efectos de esta norma, por no dar una exactitud suficiente. Lo mismo puede decirse de las correderas, embudos u otros sistemas que miden por procedimientos mecánicos la velocidad del buque con respecto al agua; aunque tengan las mismas ventajas citadas antes para el Decca y eliminen, además, el efecto de las corrientes, no puede asegurarse que con ellos se ob-

tenga, en todo los casos, la exactitud deseable en unas pruebas de recepción o que se desee tengan valor científico.

Ciertamente, las pruebas de un buque deben realizarse con la mayor precisión posible. Los Constructores y particularmente los ingenieros proyectistas tienen en ellas una ocasión única para comprobar el resultado de sus esfuerzos y adquirir la experiencia necesaria para poder desarrollar futuros proyectos. Los armadores pueden obtener datos fehacientes que les permitirán enjuiciar en las próximas singlaturas el comportamiento del buque que van a recibir. Esto bastaría para que se prestase la máxima atención a estas pruebas. Pero, además, éstas constituyen el ensayo de recepción de un producto encargado por una empresa a otra y como tal tienen aspectos legales y comerciales de la mayor importancia para ambas partes.

Y en efecto, todas las personalidades a bordo —y el buque suele llenarse, como los antiguos tranvías, hasta los topes— van llevados por el mismo interés, de que alcance una velocidad previamente establecida con una precisión de centésimas de nudo. Si bien, no se presta demasiada atención a la potencia con que se consigue esta velocidad, que, si se mide, lo es con una precisión mucho menor. Y apenas se suele prestar atención a la maniobrabilidad, a las vibraciones, o al hecho de que algunas máquinas o servicios no funcionen correctamente. Como si estas cuestiones fueran de segundo rango, no se exigen al constructor grandes responsabilidades por estos posibles defectos.

Pero si no se alcanza la velocidad deseada, caerán sobre él anatemas y, lo que es peor, multas que pueden suponer millones. Cuando realmente, de todas las cuestiones citadas es ésta en la que su responsabilidad debiera estar más limitada, ya que depende de unos resultados previstos no por él, sino por el Canal de Experiencias donde fueron realizados los ensayos de propulsión. Que por lo demás, tampoco tienen todas las de acertar. Al menos en algunos tipos de buque, como los petroleros gigantes, que por serlo, son precisamente en los que pueden ser mayores las multas. Por curioso que esto sea, es así como por ello, las pruebas son esperadas con una

cierta ansiedad, tiene cierto interés tratar con algún detenimiento de los resultados obtenidos en la milla medida y de la forma de poderlos calcular a bordo de una manera sencilla y que pueda ser fácilmente aceptable y comprendida por todas las personas interesadas, que no siempre tienen una formación técnica suficiente para poder analizar estos resultados en la forma que lo haría un especialista. Por estas razones se ha redactado esta norma, en la que ni siquiera se tratará del análisis de las pruebas más que en lo que afecte a la forma de realizarlas y esto de una manera sencilla. Por supuesto, el alcance de la norma es puramente técnico, limitándose a establecer las condiciones necesarias para que las pruebas tengan valor científico. Deberán ser tenidas en cuenta las disposiciones legales o acuerdos contractuales.

2. Condiciones para la prueba.

2.1. La base.

La longitud de la base conviene que sea de una milla, o algo mayor. Deberá estar situada de forma que las corridas se realicen aproximadamente paralelas a tierra y en aguas en las que los efectos de mareas y corrientes no sean grandes.

No conviene que la longitud sea muy grande para poder acortar el tiempo de las pruebas, no sólo por comodidad y por razones económicas, sino por las que se indican en el apartado 3.2. El error que se pueda cometer en la medición del tiempo en una base relativamente corta no es importante en tanto que no se trate de buques muy rápidos.

Deberá tener enfilaciones en tierra, situadas de tal forma que las de los dos extremos limiten líneas paralelas. Las marcas anterior y posterior de cada enfilación serán todo lo estrechas que permita la visibilidad normal desde el buque en pruebas y estarán lo más separadas posibles, para que el paso del buque por cada enfilación sea rápido y pueda definirse con precisión el tiempo empleado.

Siempre que sea posible debe señalarse mediante balizas o referencias en tierra la enfilación que ha de seguir al buque durante las corridas, para que éstas se realicen siempre con el mismo rumbo, o el opuesto, y en las mismas aguas. En caso de que no existan tales referencias se mantendrá la distancia a tierra empleando el radar u otro medio equivalente.

Tiene importancia que el buque navegue siempre por las mismas aguas, por los efectos de los fondos y de las corrientes. Este requisito sería imprescindible si el buque tuviera que correr una milla en la que las enfilaciones no definiesen líneas paralelas. Pero aunque en algún caso pueda tenerse que correr en estas condiciones, no se admite en la norma tal posibilidad.

Es esencial disponer de espacio suficiente para las

maniobras y los recorridos de acercamiento, de acuerdo con los apartados 3.3. y 3.4.

La profundidad del agua deberá ser, en todo el recorrido, recto —incluso en el acercamiento— mayor que cualquiera de los valores que se deducen de las siguientes fórmulas:

$$\begin{aligned} h &> 3\sqrt{BT} \\ h &> 0,074 V^2 \end{aligned}$$

siendo h , B y T la profundidad del agua y la manga y calado del buque respectivamente, todos ellos en metros, y V la velocidad del buque en nudos.

Los parámetros escogidos para definir la profundidad mínima son los que se utilizan en el conocido método de Schlichting para estimar la pérdida de velocidad por efecto de aguas poco profundas. El criterio que da la profundidad en función de la velocidad supone una limitación en el número de Froude calculado con la profundidad del agua y limita el error debido a la variación que pueda experimentar la resistencia por formación de olas. El otro se deduce del estudio de la variación de la resistencia de fricción y es, por consiguiente, el de mayor aplicación a aquellos buques en los que esta resistencia juega el papel principal. Entrando con estos coeficientes en las curvas con que suele estimarse la pérdida de velocidad (4) se obtiene que, con los valores indicados, la velocidad medida tendrá un error, pero próximo al 2 por 100. Es evidente, por tanto, que convendrá que la profundidad sea mayor que la que se indica. Pero para los grandes petroleros que actualmente se construyen es difícil conseguir en muchas de las millas disponibles los valores que antes se recomendaban (por ejemplo, $h > 20 T$ como se indica en (1), lo que supondría cuadruplicar aproximadamente el valor que se deduce de $h > 3\sqrt{TB}$). Por lo cual, la recomendación que se hace, y que transcribe los valores aceptados por la ITTC (16), es una solución de compromiso.

2.2. El buque.

El casco del buque deberá estar limpio y en cuanto sea posible recién pintado. Siendo importante la rugosidad de la carena y de la hélice, se observarán éstas —midiéndolas, además, cuando habiéndose establecido una norma para ello, así se requiera en la última entrada en dique antes de las pruebas. También se comprobarán la escala de calados, los apéndices y otras irregularidades existentes, anotando, en particular, las diferencias con los previstos para los ensayos en el Canal. Antes de montar las hélices se habrá comprobado su paso y diámetro. Se recomienda que las pruebas se realicen dentro de las dos semanas primeras que siguen a la salida del dique. En particular, se recomienda acortar lo más posible este período durante el verano, sobre todo si el buque ha estado fondeado en aguas en las que se producen rápidamente incrustaciones. En cualquier caso de-

berá anotarse el tiempo transcurrido desde la última salida de dique, la situación del buque en ese período y la temperatura del agua.

La rugosidad de la carena tiene importancia por el aumento que origina en la resistencia de fricción. De (10) y (11) se deduce que el aumento diario de esta resistencia por las incrustaciones que se producen durante la estancia en puerto puede estimarse en 0,3 por 100 en otoño e invierno y en 1 por 100 en primavera y verano. Otros autores (17 y 18) proponen una fórmula,

$$100 \frac{\Delta R_p}{R_p} = \frac{a t}{b + t}$$

que indica que el porcentaje de aumento diario de la resistencia de fricción disminuye con el tiempo t , limitándose este aumento a un valor del orden del 1 por 100 al cabo de los ocho primeros días.

Evidentemente el aumento que realmente se produzca dependerá de las condiciones de lugar y tiempo y todos los valores indicados pueden ser ciertos. Dadas las condiciones que afectan a las incrustaciones, es de suponer, por ejemplo, que éstas se desarrollen con mayor actividad en las rías gallegas y tengan dificultades para producirse en el Nervión, aunque en este río pueda, en cambio, aumentar la rugosidad por efecto de la corrosión. Además, no está claro si incrustaciones típicas del Mediterráneo, como son los gusanos anélidos (que generan tubos calcáreos), producen distintos efectos que los balánidos y las algas, comunes en otros mares (12). Por ello y como en el mejor de los casos, una investigación más profunda en esta cuestión sólo podría conducir a una media más exacta de un conjunto en el que las desviaciones podrían ser superiores al 100 por 100 de dicha media, no se indican cifras para este aumento de resistencia, ni por consiguiente, para el límite de días que pueda estar el buque fondeado desde el último carenado.

No obstante, se ha considerado necesario resaltar la importancia que pueda tener la rugosidad de la carena y, por supuesto, las irregularidades que pueda haber en ella. A estos efectos, no solamente deberá tenerse en cuenta las quillas de balance y otros apéndices, sino las juntas remachadas, ánodos de zinc, aperturas para propulsores laterales, tomas de mar, y ondulaciones que pueda tener el casco como consecuencia de la soldadura o una construcción poco precisa.

Los efectos de la rugosidad se acentúan en las hélices, ya que un aumento de la resistencia de las palas da lugar a que aumente el momento absorbido. De modo que si no se desea sobrecargar la máquina habrá que disminuir las revoluciones y, por tanto, no se empleará toda la potencia disponible. Como además, el rendimiento de la hélice disminuye francamente como consecuencia de esta supuesta rugosidad, la velocidad máxima puede ser sensiblemente menor de la que debiera dar el buque. En cualquier

caso, los resultados no serán comparables con los obtenidos de los ensayos realizados en el Canal.

El barco deberá tener la carga o lastre distribuidos de tal forma que esté adrizado, se reduzca en lo posible la deformación del casco, el asiento sea normal y el calado a popa sea suficiente para que la hélice trabaje sin aspiración de aire. Se tomarán los calados a proa y popa, a la salida y al volver de pruebas. Si los hubiere, conviene asimismo tomar los calados medios a ambas bandas antes de la prueba. Estas observaciones deberán hacerse en aguas tranquilas y con la mayor precisión (1 cm. si esto fuera posible). Es muy recomendable que la situación de carga coincida con la correspondiente a los ensayos realizados en el Canal de Experimentación.

Es normal que el buque tenga que salir a pruebas con unos calados distintos que los correspondientes a los ensayos realizados en el Canal. Por ello no se exige, como se hace en (20), y solamente se recomienda que la situación de carga coincida con la de los ensayos. Debe observarse, sin embargo, que la variación puede ser muy sensible y a veces imprevisible en barcos con proa de bulbo o en embarcaciones de elevada velocidad. Al encargar los ensayos al Canal debe tenerse en cuenta las condiciones probables en que se realizarán estas pruebas.

2.3. La mar.

Las pruebas deberán realizarse con buen tiempo. Es deseable que no haya mar de fondo y que la mar y el viento sean inferiores a 3 y 4 de la escala de Beaufort, respectivamente. Si se trata de un barco pequeño, convendrá que estos valores sean menores en una unidad, por lo menos. No se considerarán como fehacientes los resultados obtenidos si, durante la prueba, el viento o la mar hubieran producido en el barco movimientos de cierta importancia o si el cálculo de la resistencia debida al viento diera un valor superior al 8 por 100 de la resistencia total.

Hay buenas razones para que tanto el astillero como el armador estén deseando que se entregue el barco cuya construcción está llegando a término. Hay siempre una fecha optimista en la que no se puede probar porque no está terminado. Pero hay otra en que sí puede serlo y para la cual se invita a una serie de personalidades. Por ello, además del perjuicio económico que pueda suponer un aplazamiento de las pruebas, puede éste resultar desagradable.

Pero quizás lo sea aún más, el que el barco no alcance la velocidad, porque aunque estén en él las autoridades, el tiempo se lo impida. En la figura que se adjunta (tomada de 19), puede observarse el orden de magnitud del aumento de potencia que supone el mal tiempo. Lo que no se compensa con corridas a favor, como luego se indica en el apartado 3.2. Por ello, y aunque esto pueda suponer dificultades, apenas se han hecho concesiones sobre los límites

2/3 —según el tamaño del buque— especificado por la ITTC (16).

tamente deseable si se desea obtener de las pruebas resultados de valor científico. En esos casos se hará siempre que sea posible.

2.4. *La preparación.*

Antes de salir de pruebas deberá prepararse el programa, el sistema de señales entre la cámara de máquinas y el puente, y hechos los tarados de aparatos, ejes, etc., que se hayan de utilizar. Se sincronizarán los relojes de los observadores de puente y máquinas. Antes de la prueba se comprobará el funcionamiento de los aparatos de navegación y de la corredera, si la hubiere.

3. REALIZACIÓN.

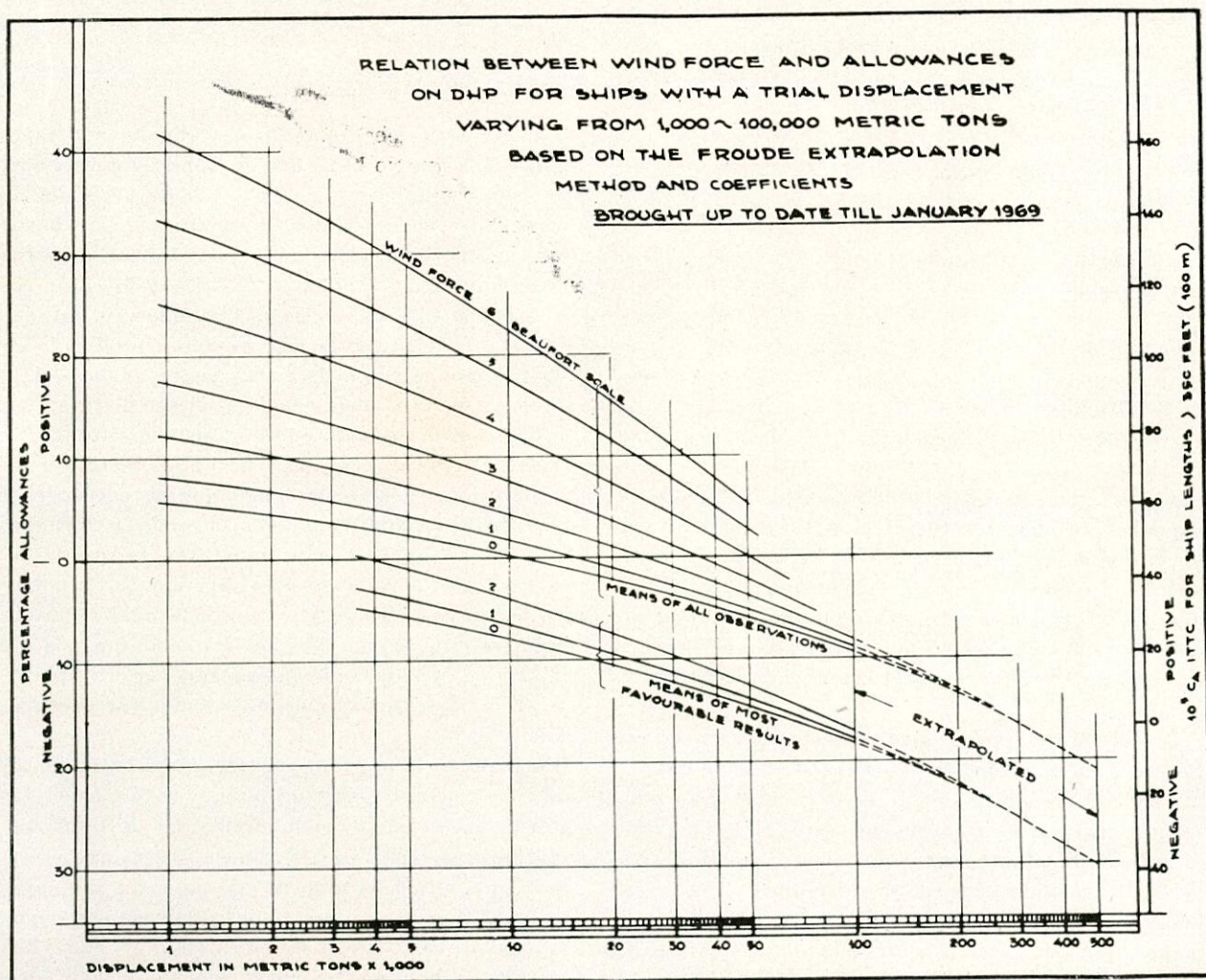
3.1. *Generalidades.*

Se recorrerá varias veces la base medida, por lo menos dos veces a cada velocidad, una en cada sentido. Durante estas corridas se limitará al mínimo imprescindible el uso del timón y se mantendrá a régimen la instalación propulsora. Se determinará la potencia de máquinas. La medida del empuje es al-

3.2. *Las corridas.*

Se recomienda hacer, como mínimo, tres grupos de corridas, consistiendo cada grupo en dos consecutivas, excepto para la velocidad máxima, que se medirá, también consecutivas. En tanto que sea posible deberá realizarse todas las corridas de forma regular e ininterrumpida. En cualquier caso, las corridas consecutivas serán siempre en sentidos opuestos. Se realizará alguna corrida más o se repetirán todas las del grupo si los resultados de las dos primeras corridas mostraran alguna inconsistencia.

Un grupo de corridas se realizará siempre a la potencia máxima normal. De no existir otras condiciones previamente definidas (por ejemplo 80 por 100 de la potencia) conviene correr otros dos grupos a unos regímenes de revoluciones 5 y 15 por 100 menores del correspondiente a la velocidad máxima. Las pruebas serán progresivas empezando por la velocidad más baja.



Deberá tenerse en cuenta que todas las corridas de un mismo grupo deben hacerse mientras la corriente esté dirigida en un sentido. No se podrán promediar resultados de corridas no sucesivas, ni aun siéndolo, si siendo más de dos hubieran sido distintos los intervalos de tiempo entre ellas: si se pierde la segunda corrida hay que volver a empezar.

Estas observaciones son válidas aún en los casos en que las pruebas se reduzcan a un sólo grupo de tres corridas.

Desde el punto de vista de la sencillez, tan necesaria por las consideraciones hechas en el apartado 1, el tradicional método de hallar la media, o la media de las medias, es irremplazable. El razonamiento es simple hasta poderse casi calificar de primitivo. Pero nadie lo discute y es muy adecuado para eliminar de la velocidad los efectos de las corrientes en cuanto es posible. Conviene, sin embargo, hacer unos comentarios acerca de la habitual pretensión de aumentar la exactitud con el número de corridas por grupo.

Si en mar llana y sin viento se toman dos corridas al mismo régimen, el barco tendrá con respecto al agua una velocidad constante V . Pero de una corrida a otra la corriente media puede haber variado y pasar de ser C_1 a ser C_2 . Tomando la media se obtendrá el error que indica la fracción del segundo término de la igualdad siguiente:

$$\frac{V_1 + V_2}{2} = V + \frac{C_1 - C_2}{2}$$

Aplicando a esta diferencia de velocidades el teorema del valor medio, y llamando θ al intervalo de tiempo entre los momentos en que el buque está a mitad de cada una de las corridas, la fracción que, como antes se ha indicado, muestra el error cometido al hallar la media, se convierte en

$$\frac{\theta}{2} C'(t_{12})$$

siendo t_{12} un valor del tiempo comprendido entre los correspondientes a las corridas 1 y 2.

Si se trata de 3 corridas y θ es constante se obtendrá de forma análoga a la anterior

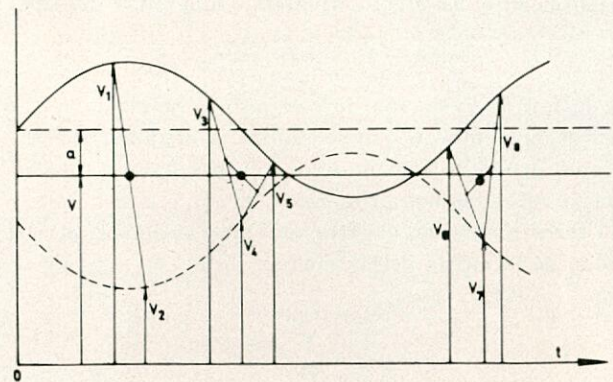
$$\frac{1}{2} \left(\frac{V_1 + V_2}{2} + \frac{V_2 + V_3}{2} \right) = V + \frac{1}{4} ((C_1 - C_2) - (C_2 - C_3)) = V + \frac{\theta^2}{4} C''(t_{13})$$

Si se trata de 4, se obtendrá igualmente

$$\frac{V_1 + 3V_2 + 3V_3 + V_4}{8} = V + \frac{\theta^2}{8} (C''(t_{13}) - C''(t_{24})) = V + \frac{\theta^3}{8} C'''(t_{14})$$

y así sucesivamente

El error cometido depende, por tanto, de la función que expresa la variación de la velocidad de la corriente con el tiempo, del momento en que se realizan las corridas y del intervalo entre ellas. Como este intervalo actúa como un factor, independientemente de la ley que pueda tener la corriente, es aplicable a todos los casos el hecho de que conviene que sea lo más pequeño posible. Por consiguiente, ni la base ni los recorridos de acercamiento deben ser más largos de lo que sea necesario.



Respecto a la exactitud obtenida según el número de corridas, dependerá de los otros dos factores que se acaban de indicar. Suponiendo que la marea siga una ley sinusoidal con un período de doce horas y que la corriente sea la suma de la producida por ella y de un valor constante mientras se hacen las corridas, serán

$$C = a + K \operatorname{sen} \frac{\pi}{6} t$$

Por consiguiente cuando $t = 6$, lo que corresponde a un repunte de marea se obtendrá: un error prácticamente nulo, con tres corridas

$$\frac{\theta \pi K}{12}$$

si son dos las corridas; y

$$-K \left(\frac{\pi \theta}{12} \right)^3$$

si son cuatro. En cambio tres horas antes o después, será preferible realizar dos o cuatro corridas si se desea hacer mínimo el error. Esto puede verse claramente en la figura adjunta, en la que se ha dibujado la curva de corriente y su simétrica para representar las velocidades obtenidas en corridas sucesivas con una velocidad constante V respecto al agua, sus medias y la media de las medias, representada por un circulito. El caso de la derecha corresponde a intervalos desiguales entre corridas, de lo que luego se trata.

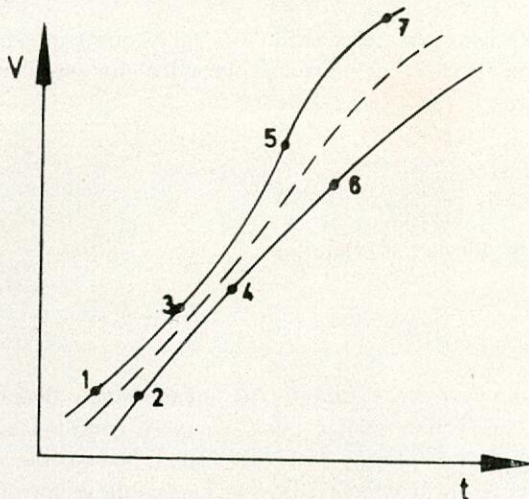
Se ve claramente que no siempre se obtiene mayor precisión aumentando el número de corridas. Debe además observarse que al aumentar dicho número, las corridas intermedias quedan afectadas en el cálculo de la velocidad media final por factores crecientes. Por tanto, cualquier error cometido en una de dichas corridas intermedias puede afectar considerablemente al resultado final. Otro error que puede aumentar con el número de corridas es el debido a que el intervalo de tiempo entre ellas no se mantenga constante. Lo que no siempre se valora suficientemente. En efecto, ajustando una curva del tipo

$$C = a + bt + ct^2 + dt^3 + \dots$$

a la ley de variación de corriente y tomando $t = \theta$ en el momento en que se realiza la segunda corrida de un grupo de tres, en el que el intervalo de tiempo sea θ_1 entre las dos primeras y θ_2 entre la segunda y la tercera corrida, el error obtenido al aplicar el método de la media de las medias será

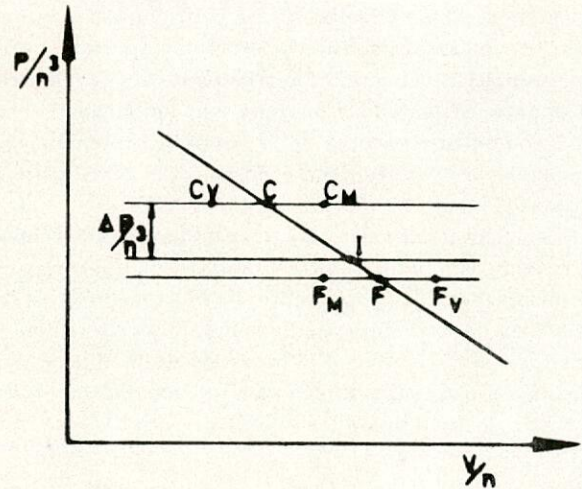
$$\begin{aligned} \frac{1}{4} ((C_1 - C_2) - (C_2 - C_3)) &= \frac{1}{4} (\theta_1 C' (t_{12}) - \\ - \theta_2 C' (t_{23})) &\approx \frac{1}{4} (b(\theta_1 - \theta_2) + C(\theta_1^2 + \theta_2^2) + \\ &+ \frac{3}{4} d(\theta_1^3 + \theta_2^3) + \dots) \end{aligned}$$

indudablemente mayor que el error $C\theta^2/2$ que se hubiera obtenido en caso de intervalos iguales, si todos los coeficientes son positivos. A la derecha de la figura, en donde se ha dispuesto los tres puntos en una zona de la curva donde el error debiera ser nulo, puede verse gráficamente esta consecuencia.



El método más seguro para eliminar las diferencias entre intervalos sucesivos es, indudablemente, que sólo exista un intervalo por grupo, es decir, que cada uno de ellos se componga de sólo dos corridas. Esto es perfectamente admisible si se corren varios grupos, con un mínimo de tres. Ya que con tres co-

rridas en cada sentido se obtienen tres puntos de cada una de las curvas de velocidad en contra y a favor de la corriente (9) (14). Trazándolas sobre una base de tiempos se puede obtener la curva media (véase figura) que determinará la velocidad en cada corrida. O si se prefiere, lo que prácticamente es equivalente, trazar una curva con el tiempo por abscisas y en la que las ordenadas situadas en el tiempo intermedio entre corridas sean la mitad de la diferencia entre las velocidades medidas en cada grupo. Con tres grupos se obtiene así tres puntos de la curva $C(t)$, que pueden utilizarse para corregir individualmente cada corrida. Lo que es evidentemente-



te más correcto y da mayor información que un ajuste con los datos primarios o una reducción del número de éstos por la obtención de medias.

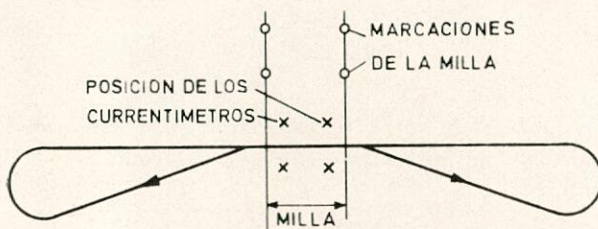
Debe observarse que el número de tres grupos, por ser el mínimo para poder trazar una curva, no es precisamente el ideal. La ITTC (16) recomienda 5 ó 6, con un mínimo de 4. Lo que se deberá tener en cuenta cuando se desee una exactitud de la que se ha prescindido en la norma para no poner dificultades de las que se puede prescindir. El extremo de la curva queda, en cualquier caso, sin definir suficientemente con dos corridas y como en uno de los extremos está la velocidad máxima, es recomendable hacer más de 2 corridas para su determinación.

Por supuesto conviene realizar todas las corridas sin interrupción, ya que de otra forma no quedaría bien definida la curva y aún pudiera suceder que por efectos del viento u otra causa cualquiera la corriente hubiera podido variar siguiendo una ley distinta que la inicial. También conviene para el mejor trazado de las curvas $C(t)$ que las pruebas sean progresivas. Lo que también conviene por ir aumentando el régimen de máquinas, partiendo del más bajo. Puede observarse, por otra parte, que a velocidades bajas pueden observarse mejor las anomalías que pueda haber no sólo en máquinas sino también en la carena: no hace falta resaltar que en cualquier caso deben compararse inmediatamente después de

cada corrida los resultados obtenidos con la corrida anterior y las curvas previstas por el Canal.

Todas las consideraciones anteriores se refieren exclusivamente a la corrección del efecto de las corrientes, que puede ser muy importante, ya que no es raro que éstas alcancen velocidades superiores a un nudo y lo que es peor, diferencias de 1/2 nudo en corridas sucesivas. Pero no se eliminan los efectos de la mar y el viento, ya que si éstos están en contra originan una disminución de la velocidad —a potencia constante— mucho mayor que el aumento que producen al cambiar el rumbo en 180°. Por lo que las medias darán siempre una velocidad menor que la que se habría obtenido si no hubiese viento y hubiera estado la mar en calma.

Para corregir estos efectos suele partirse de las curvas características de la hélice (9) (14), supo-



TRAYECTORIA RECOMENDADA

niendo —lo que no es cierto si el barco deriva por efecto del viento— que la estela permanece constante. En esas condiciones no hay inconveniente en suponer una variación lineal de K_Q

$$K_Q = A - B J$$

o lo que es lo mismo

$$\frac{P}{n^3} = m - b \frac{V}{n}$$

Por lo que todos los puntos se podrán situar sobre una línea recta en un diagrama como el de la figura, si no hay corrientes ni errores de medida. Una pareja de corridas, una a favor (F) y otra en contra (C) del viento, estarían situadas en la forma que se indica, correspondiendo un valor menor de V/n al punto C , que es donde está más cargada la hélice. El punto correspondiente a las condiciones ideales de pruebas (I) estaría próximo al F , ya que dependiendo la diferencia de carga del cuadrado de la velocidad relativa del viento $V_R = V \pm V_v$, se apartará mucho menos de F que de C .

Si se calcula la diferencia entre la resistencia con viento y con el aire en calma.

$$R = \frac{2}{1} \rho A (V_R^2 C - V^2 C_i)$$

—donde A es el área de la proyección de la obra muerta en el transversal y C un coeficiente que osci-

la alrededor de 0,8 (15) si el viento relativo forma un ángulo menor de 45° con la proa o la popa— y con este valor, el incremento de potencia debido a la acción del viento,

$$\Delta P = \frac{R V}{\eta}$$

—siendo V lo velocidad del buque y η el coeficiente propulsivo, que se puede estimar, conocidos los resultados del ensayo de autopropulsión—, podrá hallarse $\Delta P/n^3$ y situar así el punto I , que trasladado a las curvas $P(V)$ y $n(V)$ daría los resultados deseados.

Desgraciadamente, ni las medidas son exactas ni, sobre todo, suele ser nula la corriente durante las corridas. Si no hay marea, como prácticamente sucede en el Mediterráneo, puede muy bien suceder que la corriente tenga el mismo sentido que el viento, y que los puntos medidos sean C_V y F_V . Pero la corriente de marea puede variar esta situación en cualquier sentido, pudiendo perfectamente llevar los puntos originales a C_M y F_M . En todo caso quedará indefinida la situación de la recta $P/n^3 (V/n)$ y por tanto la del punto I .

La media de las medias no ayuda, por sí sola, gran cosa. Aunque sí se obtiene una aproximación a la recta situando el punto definido por

$$\frac{V_C + V_F}{n_C + n_F}$$

y por

$$\frac{P_F - (\Delta P)_F}{n_F^3}$$

Haciendo lo mismo con los otros grupos, pueden obtenerse más puntos, y como se conoce —también aproximadamente, ya que no tiene por qué ser igual $K_Q (J)$ en el modelo que en el buque real— la inclinación de la recta buscada, puede ser ésta situada con un error admisible, si la resistencia opuesta por el mar y el viento no es muy grande. De todo lo cual, se deduce, de nuevo, que es preferible multiplicar el número de grupos que el de corridas, por grupo.

Se indica que conviene correr al 85, 95 y 100 por 100 de r. p. m., lo que aproximadamente equivale al 61, 84 y 100 por 100 de la potencia. Se ha preferido dar las revoluciones, porque siendo su medición más sencilla, es más fácil establecer el régimen. Pudiera haberse elegido el 80 por 100 de la potencia que, de acuerdo con el Código de Pruebas de SNAME de 1949 corresponde a las condiciones de servicio. Pero aparte de que el 85 por 100 sea una potencia adoptada con mucha frecuencia para dichas condiciones, al estar más próxima de la máxima, permite definir la curva con mayor precisión en la zona que más in-

teresa. Por razones análogas se ha adoptado el 61 por 100, en lugar del 50 por 100 que especifican otras normas.

3.3. *Puesta a régimen.*

En el buque se mantendrá el régimen y el rumbo, no solamente durante la corrida de la base medida, sino mientras recorre la distancia de entrada. Se recomienda que, en principio, ésta no sea menor de 25 ó 40 veces la eslora del buque, según se trate de barcos con mucha formación de olas o de buques en los que la resistencia sea toda friccional (buques grandes lentos, o rápidos a media máquina). Si bien, el recorrido de acercamiento puede reducirse si durante las pruebas progresivas anteriores se hubiera demostrado, por observaciones sucesivas de la corrida, que el período de aceleración sensible termina antes de llegar a la base.

Se refiere, en particular, este apartado a la distancia que ha de recorrer el buque para que vuelva a recuperar la velocidad que perdió en la virada. Como en el resto de este trabajo, sólo se hacen consideraciones muy elementales, aunque suficientes para mostrar de qué variables depende dicha distancia:

Expresando que la masa por la aceleración es igual a las fuerzas exteriores, se obtiene:

$$\frac{\Delta}{g} V \frac{dv}{ds} = T(1-t) - R$$

siendo: R la resistencia al avance de la carena; t el coeficiente de succión y T el empuje de la hélice, que puede expresarse por

$$T = \frac{2\pi Q_n}{V(1-w)} \eta$$

Como durante el recorrido de acercamiento la variación de velocidad es relativamente pequeña, puede suponerse constante el coeficiente de estela w y que el rendimiento η de la hélice es una función lineal del grado de avance J ,

$$\eta = mJ + p$$

con lo que se obtiene,

$$T = \frac{2\pi}{D} Q \left(m + \frac{p}{J} \right)$$

Durante el período de la aceleración, el empuje va disminuyendo y el grado de avance, aumentando. Pero si se trata de un barco de una sola hélice, ésta suele ir tan cargada, que trabaja en la rama ascendente de la curva de rendimiento. Por lo que p tiene un valor pequeño y no siendo muy grande la variación de J puede, en primera aproximación, suponerse constante la cantidad entre paréntesis. Si se trata además de un buque a motor y el control de la má-

quina permanece invariable durante la prueba, será también Q constante. Por lo cual, y aunque físicamente no tenga sentido, puede ponerse $T \simeq T_\infty$ en buques de una hélice propulsada por motor.

Consideraremos este caso, por el más corriente. Si suponemos además que la resistencia puede expresarse en el margen de variación que estamos considerando por

$$R = R_\infty \left(\frac{V}{V_\infty} \right)^n$$

y para concretar, que $n = 2$, aunque pueda ser algo menor para bajas velocidades y mayor para números de Froude altos, la relación de proporcionalidad establecida antes se convertirá en

$$dS = \Delta \frac{V dV}{R_\infty \left(1 - \left(\frac{V}{V_\infty} \right)^2 \right)}$$

que integrada entre la velocidad V_o a la salida de la virada y la correspondiente V_m a la entrada de la milla

$$S = \frac{\Delta V^2_\infty}{R_\infty} \left(\text{lge} \left(1 - \frac{V_o^2}{V^2_\infty} \right) - \text{lge} \left(1 - \frac{V_m^2}{V^2_\infty} \right) \right)$$

Es evidentemente deseable que las pruebas se realicen con el mínimo de error, pero en todo caso, con el mismo margen, cualquiera que sea el tipo de barco. Por tanto V_m/V_∞ debe tener un valor muy próximo a la unidad y es deseable que sea constante. Siendo esto así, el otro logaritmo tendrá, en relación con el segundo, un valor despreciable en valor absoluto y se podrá poner:

$$\frac{S}{L} = \frac{\Delta V^2}{R L} = \frac{1}{C_{TL}}$$

siendo C_{TL} el coeficiente de resistencia propuesto por Telfer, que depende, por supuesto, del tipo de buque y del número de Froude.

El razonamiento es grosero, pero es suficiente para mostrar que la distancia necesaria para alcanzar una velocidad lo suficientemente próxima a la de régimen, se puede medir en esloras y que su magnitud será mayor en los buques de formas llenas que en buques rápidos, en los que C_{TL} es pequeño.

En (6) se indica para S distintos valores que oscilan entre 2,7 y 4,4 millas, comparables a la cifra de dos millas como mínimo y tres para grandes buques que indicaba Acevedo en (1). Podrían calcularse los valores teóricos que resultan de una consideración más concreta de la ecuación de la que se ha partido (21). Pero se ha considerado que como orientación son suficiente los valores que se indican en la

norma, que proceden de los datos indicados en (6) y que se han citado antes. Es interesante señalar la necesidad de aumentar la distancia requerida en buques grandes y lentos y la posibilidad de disminuirla en los rápidos. Sobre todo, en los pequeños.

Por supuesto, si se tratara de buques de dos hélices o propulsados por turbinas, el razonamiento que antes se ha hecho y que ha conducido a suponer que el empuje era constante, no sería válido y los recorridos previos a la milla podrían ser menores. No se indica así en la propuesta de norma para no inducir a error. Convendrá observar, sin embargo, la variación de velocidades mediante la corredera (que deberá ser tarada durante las pruebas) para evitar que el período de aproximación sea innecesariamente largo, lo que no es conveniente desde ningún punto de vista. Por una razón análoga, puede admitirse que cuando se estén corriendo velocidades bajas, se aumente el régimen de máquinas durante la virada, volviendo al correspondiente a la prueba en cuanto el buque esté en rumbo.

3.4. Maniobra.

El timón deberá ser confiado a un timonel experto con el fin de que mantenga correctamente el rumbo con un accionamiento mínimo: se recomienda no meter la caña del timón a ángulos mayores de 3°, y ésto no solamente durante la corrida, sino una milla antes de la entrada. Si durante la corrida se hubiera metido el timón más de 6°, deberá ser repetida. No hay inconveniente, en cambio, en aceptar una desviación de 1° sobre el rumbo previsto. El rumbo real deberá anotarse en cualquier caso.

Es conveniente que queden registrados los ángulos de timón utilizados. Por tanto, deberá utilizarse el registrador automático de rumbo si se dispone de este aparato. Si no fuera así deberá observarse con frecuencia el indicador del ángulo del timón, anotando las observaciones.

La posición respecto a tierra deberá mantenerse en todas las corridas, asegurándola mediante marcas, utilizando el radar o cualquier otro método adecuado.

Terminadas las mediciones en máquinas y una vez rebasada la enfilación de salida, el buque meterá hacia fuera para preparar la virada. Para evitar que el buque pierda mucha velocidad se recomienda no emplear en la virada ángulos de timón superiores a 10°. En caso de tener que meter más de 15° deberá observarse con la corredera la variación de velocidad para asegurarse de que es suficiente el recorrido de acercamiento para conseguir una velocidad constante.

No puede despreciarse el aumento de resistencia originado, no por el timón a 6°, sino por las derivas que toma un buque que va dando guiñadas. La limitación del ángulo del timón es más bien indicativa

del efecto que se desea suprimir. Por ello es necesario un buen piloto. Sobre todo si las condiciones meteorológicas no son precisamente las ideales y el buque estuviese en lastre, como con frecuencia sucede.

3.5. Máquinas.

Mientras se efectúan las corridas correspondientes a un mismo grupo se mantendrá con todo rigor el régimen de máquinas establecido para la primera. Por tanto no se variará la posición de los mecanismos de mando o control, aunque lo hagan las revoluciones por efecto de la virada, del viento o de las corrientes. Si se trata de máquinas de vapor, se recomienda poner la mayor atención en que las condiciones de entrada y exhaustación sean constantes. A estos efectos mientras se recorre la base se registrarán de minuto en minuto la temperatura y presión del vapor en la válvula de cuello y el vacío del condensador. Aunque no tenga tanta importancia a los efectos de estas instrucciones, también se anotarán, y con la misma frecuencia las temperaturas de los gases de escape de los distintos cilindros si se trata de buques propulsados por motor.

Para correr un nuevo grupo de velocidades se variará el régimen lo antes posible después de haber cruzado la enfilación de salida de la última corrida. No se iniciarán las corridas del nuevo grupo hasta que pueda asegurarse que las máquinas están al nuevo régimen. Aunque no sea éste el objeto de esta norma, conviene recordar que al ir aumentando la velocidad debe comprobarse que no se producen calentamientos anormales en la bocina o línea de ejes.

Desde el punto de vista de análisis de resultados, puede ser conveniente mantener constantes las revoluciones por minuto en corridas sucesivas de un mismo grupo. Sin embargo, y volviendo a la recta $P/n^3 (V/n)$ de la que se trató en el apartado 3.2, o lo que es lo mismo, a

$$Q = an^2 - bVn$$

puede observarse que manteniendo las revoluciones constantes se obtiene

$$\frac{dP}{P} = \frac{-b}{2an - bV} dV$$

y en cambio, haciendo $dQ = 0$

$$\frac{dP}{P} = \frac{b}{2an - bV} dV$$

Aparte de que con la última suposición, que equivale a mantener invariable el control en un motor Diesel, la variación de potencia es menor, ésta aumenta con la velocidad, en lugar de disminuir como en el primer caso supuesto. Por lo que con $Q = cte$ podrán obtenerse resultados más próximos a la curva teórica, cualquiera que sea el método de correc-

ción y análisis que se emplee. Si a ello se suma las ventajas de que con este método el régimen de las máquinas es, como debe ser, menos variable, que son más fáciles de llevar las pruebas en Cámara de Máquinas y que se evita el peligro de sobrecarga con viento en contra, queda suficientemente justificada la propuesta.

4. MEDICIONES A BORDO.

4.1. *Velocidad.*

Se determinará dividiendo la longitud de la base medida por el tiempo empleado para recorrerla.

Si la longitud de dicha base se determina por enfilaciones situadas en tierra, los cronometradores deberán ser, por lo menos, tres, los cuales realizarán la medición independientemente. La media de las cronometraciones válidas será la que se tome para la corrida. Los cronómetros utilizados con este fin deberán haber sido comprobados antes de las pruebas. El tiempo se medirá a la décima de segundo; la velocidad, en nudos, con dos cifras decimales.

Cuando la longitud de la base se mida mediante dispositivos electrónicos, tales como el Decca o cualquier otro método semejante, durante la corrida se registrarán los tiempos correspondientes a cada posición.

Merece un comentario la exactitud en la medida de la velocidad. Suponiendo que la longitud de la base sea de una milla, el buque tardará en recorrerla $3.600/V$ segundos. Este tiempo se mide con cronómetros de una exactitud de dos décimas de segundo. Por tanto, hay un error inevitable de

$$\frac{2}{10} : \frac{3.600}{V} = \frac{V}{18.000}$$

El error real será por lo menos, del doble. Por lo que la segunda cifra decimal podrá ser errónea a partir de la velocidad dada por

$$\frac{V}{9.000} = \frac{1}{100 V}$$

o sea, con velocidades mayores de 9,5 nudos. Del mismo modo, no se podrá precisar la décima de nudo a partir de 30.

Por otra parte, precisiones del 1 por 100 en la medida del par transmitido y del 0,2 por 100 en las revoluciones, pueden considerarse excelentes. Por tanto, para una potencia dada no se puede precisar la velocidad —supuesta la ley cúbica— con un error menor de 0,4 por 100. Lo que supone junto con el anterior, un error total del orden de la décima a partir de 17 nudos.

Para disminuir el error en la medida del tiempo es por lo que se ha recomendado que haya tres observadores. Por la misma razón deberá rechazarse

la corrida en buques rápidos si las diferencias en los tiempos medidos son superiores a 0,5 segundos.

4.2. *Revoluciones.*

Las revoluciones por minuto de la hélice se obtendrán dividiendo el número total de revoluciones durante la corrida por el tiempo transcurrido. Esta medida de las revoluciones se puede obtener mediante un totalizador mecánico o eléctrico. Conviene disponer de un aparato que registre las revoluciones a intervalos regulares para conocer su variación durante la corrida. Cuando ésto no sea posible se efectuarán lecturas de las revoluciones cada minuto, empezando dos minutos, por lo menos, antes de entrar en la primera enfilación.

En buques de dos hélices la diferencia entre las revoluciones medidas en cada uno de los ejes deberá ser inferior al 2 por 100.

En algunas normas se especifica que si la diferencia de r. p. m. en dos corridas sucesivas fuera superior al 3 por 100 deben éstas ser rechazadas. Suponiendo esto una diferencia del orden del 9 por 100 de la potencia parece una precaución lógica. Aunque no se haya considerado necesario introducir esta restricción en la norma, si deberá analizarse cuanto antes las causas de esta diferencia, si la hubiere, para repetir, en su caso, las corridas.

En cambio, se ha introducido un criterio para la diferencia de revoluciones en buques de dos hélices, ya que se estima que el 6 por 100 de potencia, que supone el límite establecido, es más que suficiente para sospechar que el barco haya navegado en cierta deriva, y que por tanto no ha dado la velocidad que debiera.

4.3. *Potencia en el eje.*

Se determinará a partir de la medida del par y de las revoluciones. Para medir el par se recomienda utilizar un torsiómetro situado lo más cerca posible de la bocina, pero siempre en una sección uniforme del eje y a prudente distancia de cualquier discontinuidad del mismo. Es importante realizar simultáneamente las mediciones del par y revoluciones. Si se efectúan de una manera continua deben quedar registradas sobre la misma base.

Es recomendable calibrar el torsiómetro en el propio eje antes de realizar las pruebas. Si esto no fuera posible, se calculará el par a partir del valor medio del módulo de elasticidad del material y de las dimensiones del eje. El torsiómetro deberá ponerse a cero, antes e inmediatamente después de las pruebas. Lo que se hará haciendo girar lentamente el eje, con el virador, en ambos sentidos, estando el buque situado en aguas tranquilas. A estos efectos se recomienda no realizar la prueba de atrás toda en la misma salida a la mar.

Independientemente de las medidas por torsiómetro se tomarán todos los datos (temperaturas, posición del control, etc.), que puedan utilizarse para comprobar la potencia.

En caso de inutilización o carencia de torsiómetro podrá medirse la potencia —si se trata de máquinas de émbolo— mediante diagramas de indicador, tomando las precauciones necesarias.

Las pruebas de máquinas deben ser objeto de otra norma. Por lo que ésta no se extiende en particularidades. No obstante y como no siempre puede calibrarse el eje sobre el que va montado el torsiómetro y la medida del momento transmitido tiene una importancia fundamental en el objetivo de estas recomendaciones, se indica un valor de $E = 8,31 \times 10^5$ Kg/cm² que puede aplicarse en esos casos, de acuerdo con (22).

4.4. *Velocidad del viento.*

La velocidad y dirección del viento relativo al buque se medirá en cada corrida mediante los aparatos adecuados. Estos aparatos deberán estar situados de modo que estén libres de interferencias del casco y la superestructura. Se recomienda no situarlos a menos de 6 m. de distancia sobre la caseta más alta.

Para comprobación es también recomendable que la fuerza y dirección del viento en la escala Beaufort sean observadas independientemente por un experto hombre de mar, durante cada corrida.

La altura de 6 m. sobre la última caseta o superestructura estará normalmente dentro de la capa límite que forme el viento sobre la superficie de la mar. Es, por tanto, una solución de compromiso, pero puede dar una exactitud suficiente (15).

Deberá hallarse la velocidad real del viento como diferencia de los vectores de las velocidades, relativa y del buque, medidas en cada corrida, como comprobación de aquellas mediciones. Por supuesto, esto es prácticamente necesario en aquellas circunstancias en las que el viento puede suponer un factor importante. Es decir, como en parte ya se ha indicado: con mal tiempo, con el buque en lastre o mucha diferencia de asiento, y en buques finos. Ya que todas estas circunstancias dan lugar a mayor resistencia y necesidad de maniobra. Y si además la mar va en el mismo sentido, a mayores movimientos.

En relación con la escala Beaufort que se cita en este y otros apartados de la norma, se ha añadido un apéndice al final de la misma. Conviene, por último, tomar la temperatura del aire si se ha de calcular el aumento de potencia debido al viento. Los datos de presión que se dan en el apéndice no son más que indicativos, ya que corresponden a una velocidad y densidad, que no tienen por qué ser las de la corrida.

4.5. *Medida de las corrientes.*

Es muy aconsejable medir la corriente mediante un currentímetro adecuado en varias posiciones y profundidades junto a la ruta (véase la figura). Al mismo tiempo, las condiciones de la corriente serán determinadas mediante tablas si se dispone de ellas. La fuerza de la corriente puede variar según la distancia a la costa, lo que deberá ser tenido en consideración durante el planteamiento de las pruebas. Como precaución mínima se anotará la hora de repunte de la marea.

4.6. *Estado del mar.*

El estado de la mar, tipo y dirección de las olas serán observados y anotados en cada corrida. Se registrará siempre que sea posible. Se recomienda tomar fotografías de la mar durante la prueba.

La observación del estado de la mar debe ser hecha por una persona experimentada, ya que es difícil estimar la altura de las olas y hasta, algunas veces, la dirección dominante. Esto puede ser importante para enjuiciar los movimientos del buque.

4.7. *Profundidad del agua.*

La profundidad del agua será medida mediante una sonda y registrada continuamente durante cada corrida. Si no se dispusiera de ella se anotará las profundidades dadas en las cartas marinas.

4.8. *Temperatura y densidad del agua del mar.*

Se tomarán muestras representativas del agua en que se está corriendo la milla, con el fin de determinar la temperatura y densidad. Se recomienda tomar, por lo menos, dos muestras: una cerca de la superficie y otra tomada en la profundidad correspondiente al calado máximo del buque. El desplazamiento del buque durante las pruebas se calculará con el calado y densidad medidas en el fondeadero antes de la partida. En caso de tratarse de una embarcación en la que los consumos supongan un tanto por ciento apreciable del desplazamiento, deberá tenerse en cuenta este hecho para corregir las variaciones que aquél haya podido experimentar a lo largo de las pruebas.

APÉNDICE.

La escala Beaufort fue adoptada en 1874 internacionalmente. Antes y después de aquella fecha ha sufrido modificaciones —la última en el Congreso Meteorológico Internacional celebrado en París en el año 1946—, pero se ha conservado el nombre del

Almirante inglés que, en época de Nelson, estableció para el barco que mandaba la escala que ha servido de base a la actual. Originalmente tenía por objeto clasificar el viento por sus efectos, no por su

velocidad, que por lo demás varía según la altura (véase cuadro I). Por lo que con frecuencia se denomina Escala de Fuerza del viento en lugar de Escala de Velocidades.

CUADRO I

Velocidad y presión según la altura en relación con las correspondientes a 10 m.

P_h/P_{10}	0,155	0,569	0,759	7,5	10	15	20	20
V_h/V_{10}	0,393	0,754	0,871	0,948	1	1,059	1,099	1,150
h	0	2,5	5,5	0,899	1	1,122	1,208	1,323

En el cuadro II, que se incluye al final de este apéndice, se da la velocidad y presión del viento correspondientes a una altura de 10 metros sobre la superficie de la mar, de acuerdo con la Escala actual (7), así como el margen de velocidades dentro del cual se puede calificar a un viento por un número de Beaufort. Esto último, de acuerdo aproximadamente con la norma japonesa de pruebas de máquinas en la mar (JIS-0801). Se suele admitir rachas de mayor velocidad dentro de un número Beaufort.

En el mismo cuadro se indica la escala correspondiente al estado de la mar —que puede llegar a producirse si soplara el viento durante el tiempo y es-

pacio suficientes— pero en general no tiene por qué existir relación entre el viento y el estado de la mar: ya que puede, por ejemplo, soplar un fuerte viento de tierra durante las pruebas que no dé lugar más que a una mar rizada. O a la inversa, existir olas grandes procedentes de un temporal lejano estando el aire en relativa calma.

En distintas publicaciones se da la altura de las olas correspondientes a un estado de mar. Pero tanto la definición de esta altura como su valor difieren sensiblemente de unas a otras. Para evitar confusiones no se citan dichas alturas y se acompaña, en cambio la descripción (13) de los estados de mar que corresponden a la escala Beaufort del viento.

CUADRO II

Escala Beaufort	Viento	Velocidad (nudos)		Presión debida al viento	Estado de la mar	Número Beaufort
		Escala 1.946	Margen			
0	Calma	0	0/0,9	0	Calma	0
1	Ventolina	1,62	1/2,9	0,0547	Rizada	1
2	Flojito	4,59	3/6,4	0,437		
3	Flojo	8,44	6,5/10,9	1,476	Marejadilla	2
4	Bonancible	13,00	10,5/15,4	3,50	Marejada	3
5	Fresquito	18,18	15,5/20,9	6,83	Fuerte marejada	4
6	Fresco	23,89	21,0/26,7	11,80	Gruesa	5
7	Frescachón	30,09	26,8/33,3	18,74	Muy gruesa	6
8	Duro	36,78	33,4/40,3	27,98		
9	Muy duro	48,88	40,4/47,5	39,84	Arbolada	7
10	Temporal	51,40	47,6/55,3	54,65		
11	Borrasca	59,29	55,4/63,4	72,74	Montañosa	8
12	Huracán	67,55	63,5 o más	94,44	Enorme	9

Discusión

Aparte de los comentarios que han dado lugar a pequeñas correcciones ya introducidas en la norma, hubo otras intervenciones de interés. Del resumen tomado de la reunión se han seleccionado algunas, que se indican a continuación.

El señor O'Dogherty observó que las particularidades que dan lugar a un incremento de resistencia suelen estar englobadas en el coeficiente de correlación, pero que habrá que tener en cuenta aquellas

circunstancias que se aparten de lo normal, cuando se comparen los resultados de pruebas y de ensayos en el canal, ya que los factores que se aplican son unos valores medios, que no tienen en cuenta cada caso particular. Hizo observar asimismo que si para aplicar la corrección por poca profundidad se tomaran los valores que indican las cartas, por no disponer el buque de sonda, deberá tenerse en cuenta que estos valores se refieren a sondas mínimas en baja-

mar y que por consiguiente deberá hacerse una estimación de la altura de la marea en el momento de la corrida.

Está de acuerdo en que la velocidad máxima sea objeto de tres corridas, pero observó que debiera hacerse resaltar que estas deben correrse en un repunte de marea. Aunque esta recomendación se haga implícitamente en los comentarios de la norma, en los que tanto por cálculo como en una figura se muestra que es en esas condiciones cuando se obtiene el error mínimo con tres corridas, no aparece así en el texto de la norma propiamente dicha.

El señor Gay estuvo de acuerdo con esta propuesta, ya que además del efecto de las corrientes sobre la velocidad se obtendrá normalmente una mejoría, por lo que al viento se refiere, que suele caer al cambiar la marea.

El señor Bonín hizo observar que la profundidad del agua en que se corre es muchas veces función de las condiciones atmosféricas, en cuanto éstas afectan a la visibilidad. En este aspecto sería deseable disponer de una zona en la que pudiese aplicarse el DECCA, como existen entre las Islas Británicas y el Continente. Por otra parte, observó, hay buques en los que hay que hacer corridas a velocidades más bajas de las que han sido especificadas.

Estuvo de acuerdo el señor Mazarredo en lo que al DECCA se refiere, comentando que si no se han extendido en consideraciones sobre el método indicado es por creer que no existen estaciones de DECCA suficientes para que el sistema pueda ser adoptado más que por algunos Astilleros. Respecto a las velocidades inferiores a las propuestas también estaba de acuerdo, pero en la norma se limitó, como ya se ha dicho en los comentarios, a dar unas condiciones mínimas. Por lo demás, quizás conviniera añadir que éstas se refieren a buques normales de un porte medio.

También el señor Montes mostró su acuerdo en que hay que encontrar un método que permita determinar las velocidades sin necesidad de tener que corregir la escasa profundidad de que se puede disponer con suficiente visibilidad en la mayor parte de las millas existentes.

Resaltó la conveniencia de encontrar un método para poder realizar las pruebas en parajes alejados de la costa. Con buques grandes, el lanzamiento se lleva mucho tiempo y en cambio es corto el que se dispone para tomar todas las medidas necesarias: convendría disponer de un sistema en el que la proporción fuera a la inversa y el tiempo útil mayor que el de preparación. Sugirió que por la AICN o por el Canal de El Pardo se adquiriera una corredera tarada que pueda acoplarse a los buques que deseen hacer pruebas en alta mar.

El señor Mazarredo estuvo de nuevo de acuerdo con las observaciones hechas, informando que ha sido ya aprobado por el Consejo de la Asociación que ésta debe estudiar y adquirir los aparatos necesari-

rios para poder obtener resultados de la mayor garantía posible.

El señor Espona presentó a continuación otra propuesta de norma, que no se transcribe, tanto por haber muchos puntos repetidos en ambas propuestas como por evitar confusión en los que indican criterios distintos. No obstante, se reproducen tres de los apartados de dicha norma, no sólo por tocar menos aspectos, sino por haber suscitado en comentarios que luego se indican.

Calados de pruebas.

Calado de lastre ligero C_1 . Es el calado alcanzado por el buque con todos los tanques de lastre llenos. Para buques de carga a granel (bulkcarriers) y buques tanques, dada la posibilidad de utilizar los tanques de carga como de lastre $0,45 c_c < c_1 < 0,55 c_c$. En el resto de los buques $0,30 c_c < c < 0,80 c_c$.

Calado de lastre pesado c_p . Es el calado alcanzado por el buque con todos los tanques de lastre y las bodegas inundables, llenos. Para buques de carga a granel, $0,55 c_c < c_p < 0,70 c_c$. Para buque tanque, $0,75 c_c < c_p < 0,80 c_c$.

Calado a plena carga c_c . Es el calado señalado por el disco de franco bordo. $c_c = h - f$ donde $h =$ puntal y $f =$ franco bordo.

Calado de pruebas reglamentario C_R . Es el calado requerido por la Reglamentación de la Administración Española.

Lugar de realización de las pruebas.

Las pruebas de velocidad tendrán lugar en los emplazamientos de las millas medidas señalados en las cartas marinas, próximos al puerto donde radique el astillero de construcción o el dique donde se haya puesto a punto el casco del buque. La milla medida debe tener una longitud superior a 1 milla marina (1.851,851 m.). Las enfilaciones de las marcas en la entrada y la salida deben ser paralelas, las marcas claramente diferenciadas del fondo del paisaje, de forma que con visibilidad normal se distingan con facilidad, a una distancia de la costa no mayor a L calculado por la fórmula:

$$L = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{l \cdot d \cdot k \cdot \Delta v}{\rho \cdot v}}$$

donde:

- $l =$ Distancia entre la marca anterior y la posterior en m.
- $d =$ Longitud de la milla medida en m.
- $k =$ Aumento de los prismáticos.
- $\rho =$ Poder resolutivo.

$\frac{\Delta v}{v} =$ Tolerancia relativa de la velocidad del buque exigible.

La profundidad de las aguas a esa distancia deberá ser superior a la mayor h calculada por las fórmulas

$$h = 3 \sqrt{BT}$$

$$h = 0,074 v^2$$

donde

h = Profundidad del mar en m.
 B = Manga en metros.
 V = Velocidad del buque en nudos.

Caso de incompatibilidad de esta condición se dará preferencia a aquélla y se hará una corrección de los resultados de velocidad, por aguas poco profundas, aplicando un método conocido, previo acuerdo con el Armador, y en caso necesario, la corrección avalada por una entidad de reconocida solvencia.

Condiciones de la mar.

Las pruebas de mar deben realizarse en condiciones normales de mar llana con viento de fuerza no superior a 2 de la Escala de Beaufort (6,5 nudos) y en ausencia de corriente. Como esto no siempre es posible, se admitirá realizar las pruebas, para buques de al menos 150 metros de eslora con marejada y fuerza de viento 5 de la escala de Beaufort (18,5 nudos) y para los de menos de 150 metros de eslora, con marejadilla y fuerza de viento 4 de la escala de Beaufort (14 nudos).

El señor Gay hizo observar que aparte de que existan los calados que se indican, convendría incluir otro que sería aquel con el que realmente se corrieran las pruebas y al que podría llamarse Calado Convencional de Pruebas. Este puede ser distinto para cada tipo de buque y la prueba que se haya de realizar. Por supuesto, las pruebas de velocidad, pueden realizarse con menor desplazamiento que las de maniobrabilidad, ya que estas últimas exigen menor diferencia de calados por deber quedar cubierto tanto la hélice como el timón.

El señor Espona contesta diciendo que en los calados que se indican para las situaciones de lastre ligero y pesado son los que normalmente se dan en los buques que se construyen en Matagorda. Evidentemente, puede haber otros, pero conviene dar una indicación para prever los ensayos que se han de correr en el Canal y que éstos se correspondan lo más posible a las condiciones del buque en pruebas.

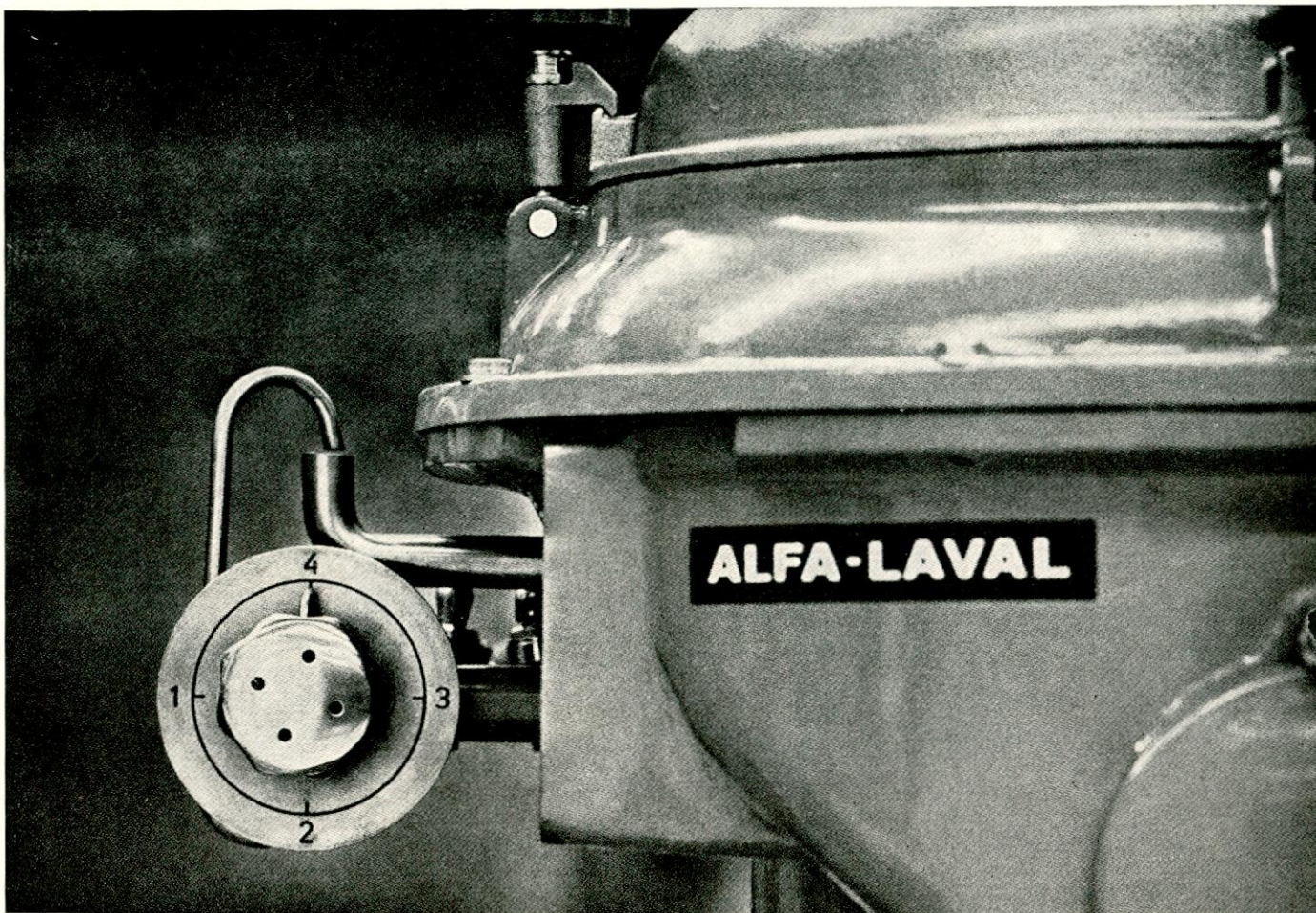
Habiéndose interesado alguno de los asistentes por la fórmula que determina la distancia a la costa para que las marcas puedan distinguirse con facilidad,

aclaró el mismo señor Espona que el poder resolutivo es análogo al ángulo de visión distinta y que de acuerdo con algunas experiencias que ha realizado personalmente tiene un valor del orden de 10^{-4} . La distancia L está en conflicto con las sondas deseables, pero estima que se debe dar preferencia a la visibilidad, ya que el efecto de la profundidad puede ser corregido. Las fórmulas que se indican para el fondo mínimo aceptable son las mismas que aparecen en la norma de la AICN. En otras normas aparecen otros criterios. Pero éstos son los más adecuados para el análisis.

El señor Mazarredo confirmó esta última observación. La fórmula empleada, por ejemplo, en la norma noruega, equivalente a otra deducida por Kinoshita (Hitachi) de los resultados de pruebas de mar con petroleros, es menos adecuada que las expuestas. Como además han sido adoptadas con carácter internacional no se hizo ningún comentario sobre estas u otras fórmulas. Respecto a las condiciones de mar, considera que, puede aceptarse la fuerza del viento 5 para buques grandes, pero sólo en condiciones excepcionales.

BIBLOGRAFIA

1. Pruebas sobre la milla medida. Publicación del Canal de Experiencias del Pardo. 1950 y 1953.
2. Propulsion Trial Code, presentado por Kamane Taniguchi en la 10ª ITTC, Londres, 1963.
3. Bureau of Ships Technical Manual. Navships 250-000.
4. S. T. G. 1934. Puede verse también en Resistance propulsion & steering of ships de V. Lammeren o en ISP, 1957, página 45.
5. Fundamentals of Ship Resistance and Propulsion por J. D. V. Manen, ISP, 1957, pág. 47.
6. Revised code of procedure for measure-mile trials. ESRA Report núm. 145, 1954.
7. Beaufort wind scale etc., por J. Petrovic, ISP 1964, página 193.
8. Code on instruments and Apparatus for Ship Trials. Publicado por SNAME en 1952.
9. Trial trip analysis for six sister ships. C. W. Prohaska, NECI. Abril 1962.
10. Schiffbautechnische Handbuch. Editado por Heuschke. Berlín, 1957-1965.
11. Progress in marine propulsion (1910-1950) Barnaby TINA. 1950.
12. Schiffsgewuchs und hafengebuchs, por Kühl, 1963 y S. U. H., 1962, pág. 347.
13. State of Sea Card. Metereological Office 688 A, Londres, 1960.
14. On Ship Speed Trial Analysis. J. R. Scott. Public. de Vickers, 1966.
15. Wind resistance. A suggested procedure for the correction of ship trial results. G. P. White. NPL Tech. M. número 116.
16. Guide for measured-mile trials, 12ª Conferencia de ITTC. Roma, 1969.
17. Sea Trials on two cross-channel twin-screw motorships. G. Aertssen. Intervención de E. Newton. RINA, 1961.
18. Service performance and trials at sea. G. Aertssen. ITTC 1969.
19. Effect of weather on trial speed results. H. J. de Jong. ISP, 1969.
20. Standardization code for trials and testing of new ships. Skipsteknisk Forbund. Oslo, 1965.
21. On the distance of approach runs. K. Taniguchi. ITTC, 1966.
22. Model ship correlation method in the Mitsubishi Experimental Tank K. Taniguchi. Mitsubishi Techn. Bulletin, 1963.



LA VALVULA INNECESARIA DE UNA SEPARADORA CENTRIFUGA DE ACEITE

Esta es la válvula para descarga manual de lodos de una separadora de aceite Alfa-Laval, tipo MAPX. De hecho es tan innecesaria como la manivela de arranque de un coche moderno, ya que las separadoras MAPX están diseñadas para poder trabajar en **cámaras de máquinas sin vigilancia**. Para las conexiones de mando y control a distancia no hace falta modificar las partes interiores de la separadora. El vaciado de lodos acumulados en el rotor se hace a intervalos regulares por un temporizador automático. ¿Para qué sirve entonces esta válvula manual? Digamos que proporciona una mayor seguridad. Aunque realmente no es necesario, el maquinista se siente más tranquilo si puede comprobar directamente el buen funcionamiento de los automatismos. Le basta accionar esa válvula. Y quedará satisfecho si escucha el golpe amortiguado del fondo deslizante del rotor y el «disparo» de los lodos acumulados. Además, las normas de seguridad obligan a que todos los sistemas automáticos a bordo lleven un mando manual. Por si acaso.

Hay también algunos detalles más:

Alfa-Laval es el fabricante de mayor importancia y experiencia en el mundo de separadoras centrífugas, y especialmente de las de aplicación marina.

Nuestros modelos modernos, MAPX para expulsión de lodos y MAB de retención de sólidos, están particularmente diseñados para servicio marino.

La serie MAPX de limpieza automática comprende seis tamaños. (Ofrecemos la serie MAB de separadoras de retención de sólidos, para centrifugar los aceites con bajo contenido de lodos.)

Veamos las cualidades de nuestro excepcional diseño para la descarga de lodos de las separadoras MAPX: fondo del rotor deslizante, apriete perfecto de las dos mitades del rotor, ausencia de fugas del aceite que se centrifuga, además de una expulsión inmediata y enérgica de los lodos acumulados sin dejar en el rotor la menor suciedad. Sorprendentemente, para toda esa misión Alfa-Laval sólo necesita una pequeña cantidad de agua dulce.

Como elementos adicionales de seguridad para los dos modelos citados podemos ofrecer: alarma, con interruptor de la alimentación de aceite a la separadora, cuando se rompe el cierre hidráulico, y un sistema de control de la interfase aceite/agua para compensar las variaciones de densidad en el aceite a centrifugar.

Disponemos en 70 puertos y en 37 países marítimos, de servicios de asistencia técnica para los equipos marinos Alfa-Laval-separadoras, intercambiadores de calor de placas y generadores de agua dulce NIREX.

TYCOSA ALFA-LAVAL

OFICINAS Y FABRICA:
 CALLE DE ANTONIO DE CABEZON, S/N. FUENCARRAL (MADRID - 20)
 TELS. 209 14 40-209 04 40-209 11 43 - APARTADO DE CORREOS: 31.015
 DIRECCION TELEGRAFICA: TYCOSA -J TELEX: 23172 LAVAL E



EL INTERCAMBIADOR DE CALOR ACCESIBLE 100 x 100

Para abrir un intercambiador de placas Alfa-Laval de tipo marino, usted no tiene que tocar las bridas. Todas las conexiones de tuberías se encuentran normalmente en la placa externa. Basta con aflojar los espárragos de apriete de los lados y deslizar las placas una a una a lo largo de las barras que las soportan. Con esto puede usted ver y tocar cada centímetro cuadrado de la superficie de transmisión de calor. Por las dos caras.

Si una placa se estropease, bastaría con que usted la descolgase y colocase otra nueva. No habría que taladrar, soldar ni mandrilar. Tampoco necesitaría usted disponer de un espacio libre tan grande como el propio intercambiador. Únicamente el necesario para pasar la mano entre las placas.

(Esto es de interés para muchos. No todos navegan en buques de cientos de miles de toneladas.)

Entre las placas corrugadas fluye un caudal altamente turbulento. Esto hace que el intercambiador de calor de placas sea más eficiente y, por tanto, más compacto que uno de tubos para la misma función (solicite especificaciones comparativas y verá hasta qué punto es esto cierto).

Pero aunque el espacio no sea un problema (hay quien sí navega en buques de cientos de miles de toneladas), hay otro aspecto en el que los intercambiadores de calor de placas Alfa-Laval se apuntan un tanto decisivo. Ofrecemos intercambiadores con placas de titanio.

¿Por qué de titanio?

Porque es el único material para intercambiadores de calor actualmente disponible, que resiste a la corrosión por los sulfuros orgánicos y otras sustancias que hoy en día contaminan las aguas de los puertos y de las costas en tantas partes del mundo.

Nuestra experiencia en intercambiadores de calor con placas de titanio, que en todo el mundo nadie puede hoy superar, nos permite ofrecerlos a un precio competitivo y con una **garantía de tres años frente a la corrosión.**

Un último detalle:

Disponemos en 70 puertos y 37 países costeros de servicios de asistencia técnica para equipos marinos Alfa-Laval: intercambiadores de calor de placas, separadoras centrífugas y generadores de agua dulce NIREX.

TYCOSA ALFA-LAVAL

OFICINAS Y FABRICA:

CALLE DE ANTONIO DE CABEZON S/N. FUENCARRAL (MADRID - 20)

TELS. 209 14 40-209 04 40-209 11 43 - APARTADO DE CORREOS: 31.015

DIRECCION TELEGRAFICA: TYCOSA - TELEX: 23172 LAVAL E

EFECTO DE ESCALA EN EL FUNCIONAMIENTO DE PROPULSORES EN FLUJO UNIFORME (*)

Por Honorio Sierra
Ingeniero Naval

SUMMARY

This paper deals with the scale effect on the propeller performance in a parallel flow. The Lerbs's theory about the equivalent profile is used in order to analyze the propeller experimental characteristics. K_T , K_Q proceeding from several tests carried out in the Towing Tank of the Naval Architecture School in Madrid. At last, a study on the surface roughness of the actual screw blades is made to estimate the propeller characteristics in ship trials.

1. INTRODUCCIÓN.

Entre los factores que afectan a las diferencias que pueda haber entre los resultados previstos partiendo de ensayos con modelos en un canal de experimentación y los resultados obtenidos en pruebas con el buque real, figura en primer lugar el efecto de escala. Desde el momento en que el ensayo se basa en la igualdad de números de Froude, no es posible obtener, si no se cambia el fluido, el mismo número de Reynolds. Por lo que cuando este parámetro tenga una influencia decisiva, los resultados obtenidos de un ensayo adolecerán de errores, por no haberse cumplido las condiciones de semejanza requeridas. En este caso se encuentra el flujo alrededor del propulsor que, por estar totalmente sumergido, está caracterizado, en tanto no se produzca cavitación, por el número de Reynolds.

En este trabajo se estudia la forma de corregir los resultados de ensayo de un propulsor aislado. Esta corrección no solamente tiene por objeto poder extender los resultados obtenidos a otras hélices geoméricamente semejantes, pero de otro tamaño, sino proporcionar un medio para lograr una mayor aproximación en la previsión de resultados en pruebas del buque real.

2. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DE ENSAYOS CON PROPULSOR AISLADO.

Consideremos una sección cilíndrica de una pala de un propulsor y el diagrama de velocidades y fuerzas elementales que actúan sobre ella (fig. 1).

Este artículo forma parte del programa de trabajos de la Asociación de Investigación de la Construcción Naval y fue distribuido entre los Astilleros y organismos miembros en febrero de 1971.

El empuje desarrollado y el par absorbido por cada sección están determinados por la sustentación del perfil, por su resistencia viscosa y por el ángulo de paso hidrodinámico β_1 . Por lo tanto, el efecto de escala en estos tres valores es el que determina la variación de K_T y K_Q con el número de Reynolds. Parece lógico estudiar el efecto de la viscosidad en distintas secciones y después integrar a toda la pala, pero esto requiere un cálculo demasiado complejo y no da mejor aproximación que el método del perfil equivalente descrito por Lerbs en referencia [1], de ejecución mucho más sencilla. Por lo que se parte de dicho método en las consideraciones que siguen.

Este método se basa en la hipótesis de que el rendimiento del perfil en la sección 0,75 coincide con bastante aproximación con el rendimiento total de la hélice.

Por consideraciones geométricas (ver fig. 1).

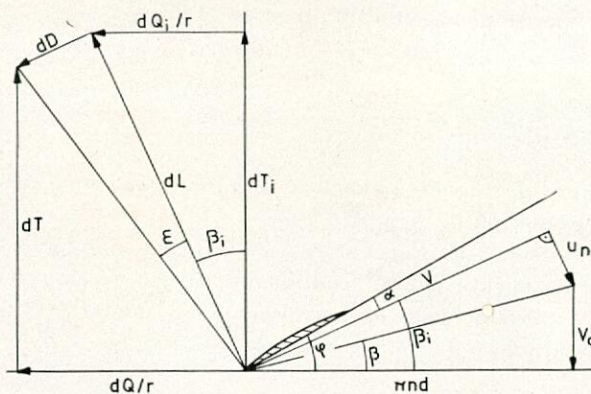


Fig. 1.

$$dT = \frac{dL}{\cos \varepsilon} \cos (\beta_i + \varepsilon)$$

y por definición

$$d K_T = \frac{d T}{\rho n^2 D^4} ; C_L = \frac{d L}{\frac{1}{2} \rho V^2 c d r}$$

en consecuencia,

$$\frac{d x}{d K_T} = \frac{\pi^3 z c C_L}{4 D \cos \varepsilon} (x^2 + \lambda^2 \cos^2 (\beta_i - \beta) \cos (\beta_i + \varepsilon)) \quad [1]$$

Si se conoce la distribución radial de empujes es posible determinar $d K_T/d x$ en función del K_T obtenido de los ensayos de propulsor aislado. Mazarredo en referencia [8] demuestra que para propulsores con mínima pérdida de energía la función

$$\frac{1}{K_{T_i}} \cdot \frac{d K_{T_i}}{d x} = \tau (x)$$

es independiente del grado de avance, número de palas y carga del propulsor, y calcula los valores de esta función en distintas secciones de la pala.

Para:

$$x = 0,75; \frac{1}{K_{T_i}} \cdot \frac{d K_{T_i}}{d x} = 1,84.$$

En primera aproximación es admisible suponer que la función $\tau (x)$ es prácticamente la misma, ya se trate de empujes ideales, o reales, por lo que se puede establecer.

$$\left[\frac{d K_T}{d x} \right] = 1,84 K_T \quad [2]$$

En hélices no muy cargadas, las velocidades inducidas son pequeñas por lo que prácticamente en todos los casos puede suponerse $\cos^2 (\beta_i - \beta) \simeq 1$, con lo que se puede ya establecer de [1]

$$C_L = 0,746 \cdot \frac{D}{z c} \cdot K_T \cdot \frac{\cos \varepsilon}{0,5625 + \lambda^2} \cdot \frac{1}{\cos (\beta_i + \varepsilon)} \quad [3]$$

expresión donde todos los términos son conocidos a excepción de β_i y ε .

La suma de estos valores se puede calcular teniendo en cuenta que el rendimiento de una sección del propulsor depende exclusivamente del ángulo $\beta_i + \varepsilon$ (figura 1):

$$t g (\beta_i + \varepsilon) = \frac{d Q}{r d T} = \frac{2}{x D} \cdot \frac{d Q}{d T}$$

$$\eta_x = \frac{d T \cdot V_a}{2 \pi n \cdot d Q}$$

$$t g (\beta_i + \varepsilon) = \frac{2}{x D} \cdot \frac{V_a}{2 \pi n \eta_x} = \frac{J}{x \pi \eta_x} \quad [4]$$

Según la hipótesis establecida para $x = 0,75$, $\eta_x = \eta$ y en consecuencia

$$t g (\beta_i + \varepsilon)_{0,75} = \frac{J}{0,75 \pi \eta} \quad [5]$$

Es frecuente suponer $\cos \varepsilon \simeq 1$, lo que es correcto, en general, pero como luego veremos, este método de análisis se emplea también para determinar el C_D mínimo de la sección, y este valor se encuentra con ángulos de ataque próximos a cero o incluso negativos. En esta zona de trabajo del perfil C_D es ya comparable a C_L , y en consecuencia no es admisible suponer $\cos \varepsilon = 1$. Por lo tanto, conviene introducir el valor real, aunque en los cálculos se puede partir de $\varepsilon = 0$ para continuar el proceso iterativo que se explica seguidamente.

Según la teoría de circulación,

$$C_L = \frac{4 \pi D}{z c} x \kappa \sin \beta_i t g (\beta_i - \beta) \quad [6]$$

de esta expresión es posible obtener el valor de β_i suponiendo en primera aproximación

$$\sin (\beta_i - \beta) = t g (\beta_i - \beta) = \beta_i - \beta$$

$$\beta_i = \beta - \frac{\lambda}{2 x} + \sqrt{\left[\frac{\lambda}{2 x} \right]^2 + \frac{C_L}{4 x \cos \beta} \cdot \frac{z c}{\pi D} \cdot \frac{1}{\kappa}}$$

el único término desconocido es el factor de Goldstein κ que, para una sección determinada, es función de λ_i y del número de palas. Como $\lambda_i = x t g \beta_i$ se puede obtener el valor de ambos λ_i y β_i por iteraciones sucesivas. Partiendo, por ejemplo, de $\lambda_i = \lambda$ sólo se requieren, normalmente, tres iteraciones para obtener tres cifras exactas.

Se pueden ya calcular los siguientes valores:

$$\alpha = \phi - \beta_i$$

$$\varepsilon = (\beta_i + \varepsilon) - \beta_i$$

Con este valor de ε se vuelve a repetir el proceso a partir de [3], donde se había supuesto como valor de partida $\varepsilon = 0$, hasta obtener el grado de exactitud deseado.

La resistencia viscosa del perfil, según este análisis, es

$$C_D = C_L t g \varepsilon$$

Por la misma razón que no se ha admitido anteriormente la simplificación $\cos \varepsilon = 1$, no se admite aquí $t g \varepsilon = \varepsilon$.

Se puede comprender, siguiendo esta exposición, que es sumamente rápido y sencillo deducir el diagrama completo de fuerzas y velocidades (fig. 1) del perfil equivalente de una hélice conociendo las curvas características $K_T = f_1 (J)$, $K_Q = f_2 (J)$ obteni-

das de los ensayos de propulsor aislado, si se emplea para el cálculo un ordenador. Naturalmente, este proceso debe repetirse para distintos grados de avance abarcando así todo el campo de funcionamiento del propulsor. El método pierde mucha exactitud en la zona de pequeños valores de J , ya que se basa en la hipótesis de que la hélice funcione con carga moderada.

3. EXTRAPOLACIÓN DE RESULTADOS AL PROPULSOR REAL.

3.1. Efectos de Escala en C_L .

Se dijo al principio que el efecto de escala en K_T y K_Q venía determinado por la variación de C_D , C_L y β_i del perfil equivalente con el número de Reynolds. Hasta hoy se ha venido considerando que la variación de C_L y β_i debida a la viscosidad pueden considerarse despreciables a partir de un Reynolds crítico que Lerbs fijó entre 3×10^5 y 4×10^5 .

Según este criterio, para obtener las curvas características de un propulsor real a partir de los resultados con un modelo, se calcula teóricamente el valor de C'_D , que corresponde al perfil equivalente de la hélice real, con lo que, suponiendo $C_L = c t e$, se obtiene $t g \epsilon' = C'_D / C_L$ (las letras prima indicarán valores de la hélice a escala natural). En la referencia [8] citada anteriormente, Mazarredo calcula la relación entre los empujes real e ideal y los pares real e ideal de cualquier hélice poco cargada de núcleo $d_n/D = 0,2$.

$$\frac{T}{T_i} = 1 - \frac{\lambda_i t g \epsilon}{x_{Q_i}} = 1 - 1,68 \lambda_i t g \epsilon \quad [8]$$

$$\frac{Q}{Q_i} = 1 + \frac{x_{T_i} t g \epsilon}{\lambda_i} = 1 + \frac{2}{3} \frac{1}{\lambda_i} t g \epsilon \quad [9]$$

x_{T_i} y x_{Q_i} son las abscisas de los centros de gravedad de las curvas de distribución radial de empujes y fuerzas tangenciales respectivamente, y que para los propulsores Betz toman los valores numéricos que se indica.

En consecuencia, las características del propulsor real del buque vendrán determinadas por las siguientes expresiones:

$$K'_T = K_{T_i} (1 - 1,68 \lambda_i t g \epsilon') = K_T \frac{1 - 1,68 \lambda_i t g \epsilon'}{1 - 1,68 \lambda_i t g \epsilon} \quad [10]$$

$$K'_Q = K_{Q_i} \left(1 + \frac{2}{3} \frac{1}{\lambda_i} t g \epsilon' \right) = K_Q \frac{1 + \frac{2}{3} \frac{1}{\lambda_i} t g \epsilon'}{1 + \frac{2}{3} \frac{1}{\lambda_i} t g \epsilon} \quad [11]$$

$$\eta' = \frac{J}{2\pi} \frac{K'_T}{K'_Q} \quad [12]$$

Obsérvese que el criterio $C'_L = C_L$; $\beta'_i = \beta_i$ tiene como consecuencia que al aumentar R_n , K_T aumente en la relación $A' C' / AC$ y K_Q disminuya en la relación $A' B' / AB$ (ver fig. 2).

Esta conclusión no se ve contrastada por los resultados de ensayos con modelos a números de Reynolds crecientes, pues mientras K_T aumenta en todos los casos, K_Q disminuye unas veces, y otras, quizás más frecuentes, aumenta.

Para tratar de esclarecer este problema, hemos analizado los resultados de ensayos realizados en el Canal de la Escuela de Ingenieros Navales de Madrid con el propulsor número 8, de 112 mm. de diámetro construido de acuerdo con la serie B de Wageningen y cuya relación espesor/diámetro coincide prácticamente con la relación standard de dicha serie B. Las curvas características del propulsor semejante en esta serie ha sido igualmente analizado

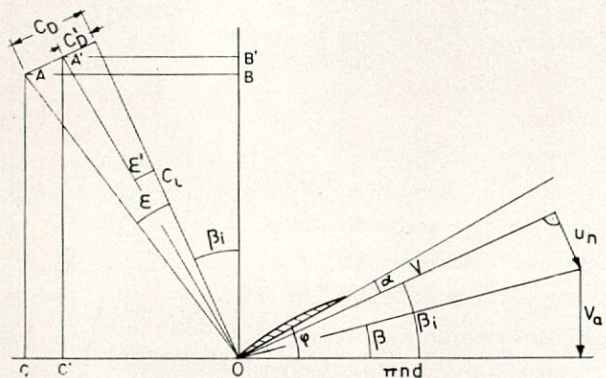


Fig. 2.

por el método descrito. En la figura 3 se presenta el diagrama de fuerzas de los respectivos perfiles equivalentes con un grado de avance $J = 0,4$ correspondiente a la zona de proyecto normal. Se debe recordar que AB es una medida de K_Q en la escala conveniente (distinta de la empleada para C_D y C_L), y OB la medida de K_T también en una escala adecuada. La diferencia entre los valores de C_L , K_T y K_Q de ambos propulsores es de $-10,6 \%$, $-11,8 \%$ y $-3,7 \%$ respectivamente.

Es evidente que la hipótesis universalmente aceptada $C'_L \simeq C_L$ supone en sí un error del mismo orden que el efecto de escala en K_T que se desea corregir, y muy superior al efecto de escala en K_Q . De modo que si se pretendiera obtener las curvas características de la hélice de Wageningen ($D = 240$ mm.), basándose en los resultados de ensayos con el modelo de 112 mm. y en la hipótesis $C'_L = C_L$, se cometería un error por defecto del orden de $10,5 \%$ en la previsión de los valores de K_T y K_Q .

Gráficamente (fig. 3), esto supondría aceptar $A''B''$ como medida de K'_Q en lugar de $A'B'$, y OB'' como medida de K'_T en lugar de OB' .

En la figura 4 se representa el diagrama de fuerzas del perfil equivalente de otro propulsor de menor tamaño ($D = 73$ mm. y $P/D = 0,61$). Se ha ensayado dos veces a distintos números de Reynolds. En este caso K_Q ha disminuido al aumentar R_n , pero no en la proporción que cabría esperar si C_L hubiera

Victory (referencia [6]) que cubren una amplia gama de tamaños desde $\lambda = 50$ ($D = 106$ mm.) hasta $\lambda = 6$ ($D = 883$ mm.). Se trata de un propulsor proyectado por teoría de circulación distinto del proyecto original para este tipo de buques.

En la citada referencia [6] los propios autores analizan los resultados de los ensayos en aguas libres por el método de Lerbs y presentan una tabulación de los coeficientes y ángulos que determinan el diagrama de velocidades y fuerzas de los perfiles equivalentes. Con estos datos hemos construido un

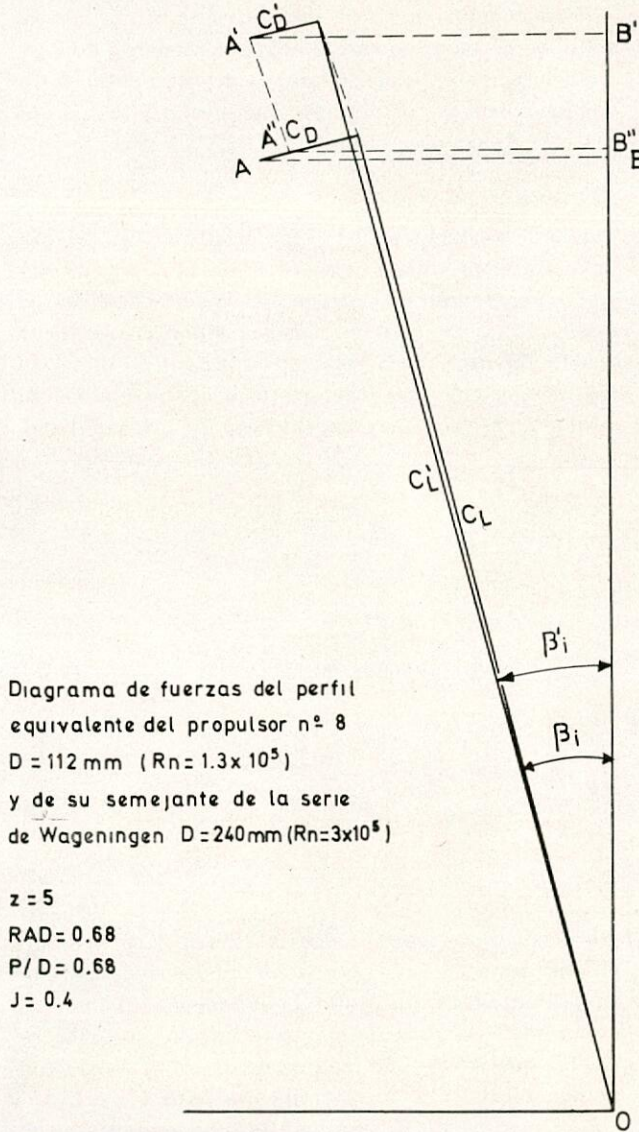


Fig. 3.

sido constante. En este caso las diferencias en C_L , K_T y K_Q son respectivamente $-8,3\%$, $-9,8\%$ y $+4,5\%$, valores similares a los obtenidos para el propulsor número 8 con la excepción de $K'_Q - K_Q$ que cambia de signo.

Se han presentado resultados de ensayos subcríticos porque los propulsores de los modelos de buques que se ensayan en el Canal de la Escuela tienen normalmente diámetros inferiores a 150 mm. Pero la necesidad de conocer el mecanismo de extrapolación a propulsores reales, ha obligado a dar un carácter más general a este trabajo, y a analizar el comportamiento de modelos propulsores de tamaño intermedio. Para lo cual se ha elegido los geosim del

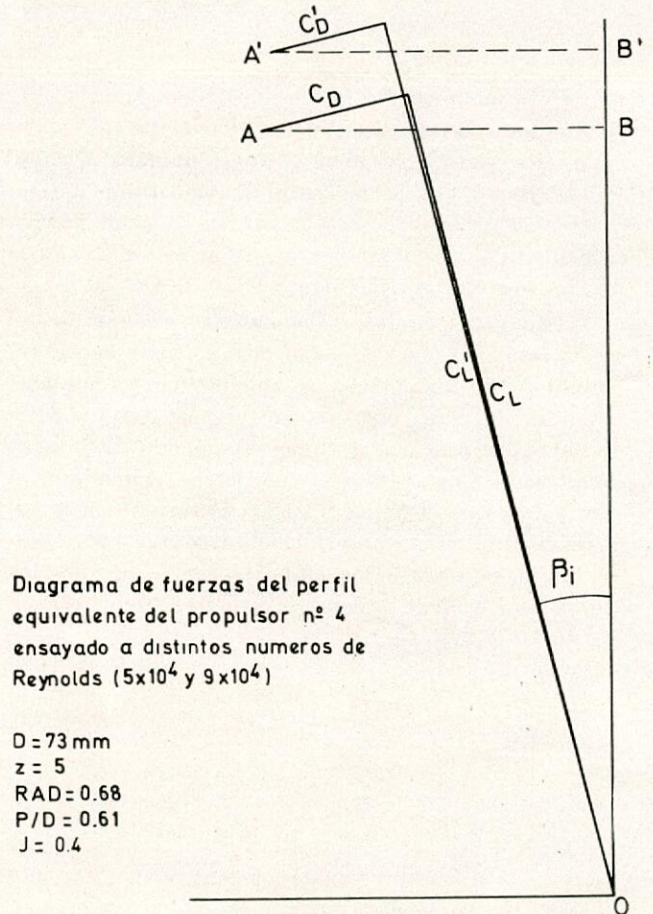


Fig. 4.

diagrama de fuerzas (fig. 5), de modo semejante a los representados en las figuras 3 y 4. Se puede observar que los extremos de los vectores $C_L + C_D$, $C'_L + C'_D$, etc., se encuentran en una línea próximamente paralela al eje de la hélice, lo que equivale a decir que K_Q es prácticamente constante si se compara con las variaciones de K_T y C_L . En efecto la diferencia entre los valores de C_L , K_T y K_Q de los modelos $\lambda = 50$ y $\lambda = 6$ es de $-8,5\%$, -9% y -3% . Es decir, se confirma en modelos mayores el comportamiento que ya habíamos observado en modelos subcríticos.

Es interesante considerar el modelo $\lambda = 23$ por tener un diámetro de 230 mm. tamaño del orden del adoptado para ensayar los modelos de las series sistemáticas cuyas curvas características se emplean

con tanta frecuencia en el proyecto de propulsores de buque. El número de Reynolds correspondiente a estos ensayos puede considerarse supercrítico y, en consecuencia, el efecto de escala en C_L debiera ser despreciable. Pues bien, la diferencia entre los valo-

valor de C_D , ya que de esta manera quedaría resuelto el problema del efecto de escala en propulsores. Pero entre tanto, y como una solución práctica puede ser aceptable sustituir la hasta hoy admitida hipótesis $C_L = cte$ por la aproximación $K_Q = cte$.

En este caso, para cualquier K'_T es necesario conocer previamente el rendimiento, y éste se puede determinar a partir de [5]

$$\eta' = \eta \frac{tg(\beta_i + \varepsilon)_{0,75}}{tg(\beta_i' + \varepsilon')_{0,75}} \quad \varepsilon_i' = \arctg \frac{C'_D}{C'_L} \quad [13a]$$

El efecto de escala en β_i es pequeño, como puede verse en figuras 3, 4 y 5, y su variación es tal que $\beta_i' > \beta_i$. Además como $C'_D/C'_L < C_D/C_L$, y la diferencia entre estos valores es también pequeña y del mismo orden que $\beta_i' - \beta_i$, se puede establecer $\beta_i' + C'_D/C'_L = \beta_i + C_D/C_L$, y en consecuencia [13a] se convierte en

$$\eta' = \eta \frac{tg(\beta_i + \varepsilon)_{0,75}}{tg(\beta_i + \varepsilon')_{0,75}} \quad \varepsilon' = \arctg \frac{C'_D}{C_L} \quad [13b]$$

con lo que se puede ya obtener el valor del empuje,

$$K'_T = \frac{2\pi}{J} K_Q \eta' \quad [14]$$

Para tener una idea cuantitativa de la influencia de la adopción del nuevo criterio en la extrapolación de resultados de ensayos, hemos calculado los valores de K_T , K_Q y η para el modelo del propulsor del Victory a escala $\lambda = 6$ partiendo de los resultados de ensayos con el modelo $\lambda = 23$, basándonos sucesivamente en las dos hipótesis $C'_L = C_L$ y $K'_Q = K_Q$, y los valores hallados se han comparado con los obtenidos experimentalmente con el modelo $\lambda = 6$.

Los resultados se resumen en el siguiente cuadro:

	Valores reales	Hipótesis $C'_L = C_L$	Error	Hipótesis $K'_Q = K_Q$	Error
K_T	0,248	0,243	- 2,0 %	0,246	- 0,8 %
$10 K_Q$	0,386	0,376	- 2,6 %	0,381	- 1,3 %
η	0,614	0,617	+ 0,5 %	0,616	+ 0,3 %

Puede ser de interés repetir estos cálculos partiendo de los resultados de ensayos con el modelo $\lambda = 40$ cuyo tamaño ($D = 132$ mm.) es similar al de los modelos utilizados en el Canal de la Escuela.

	Valores reales	Hipótesis $C'_L = C_L$	Error	Hipótesis $K'_Q = K_Q$	Error
K_T	0,248	0,233	- 6,0 %	0,246	- 0,8 %
$10 K_Q$	0,386	0,360	- 6,7 %	0,379	- 1,8 %
η	0,614	0,618	+ 0,6 %	0,620	+ 1,0 %

Como es lógico ningún autor recomienda extrapolar los resultados de ensayos con modelos subcríticos a causa de la sensible variación de C_L , pero, aún así puede verse que la aplicación de la hipótesis

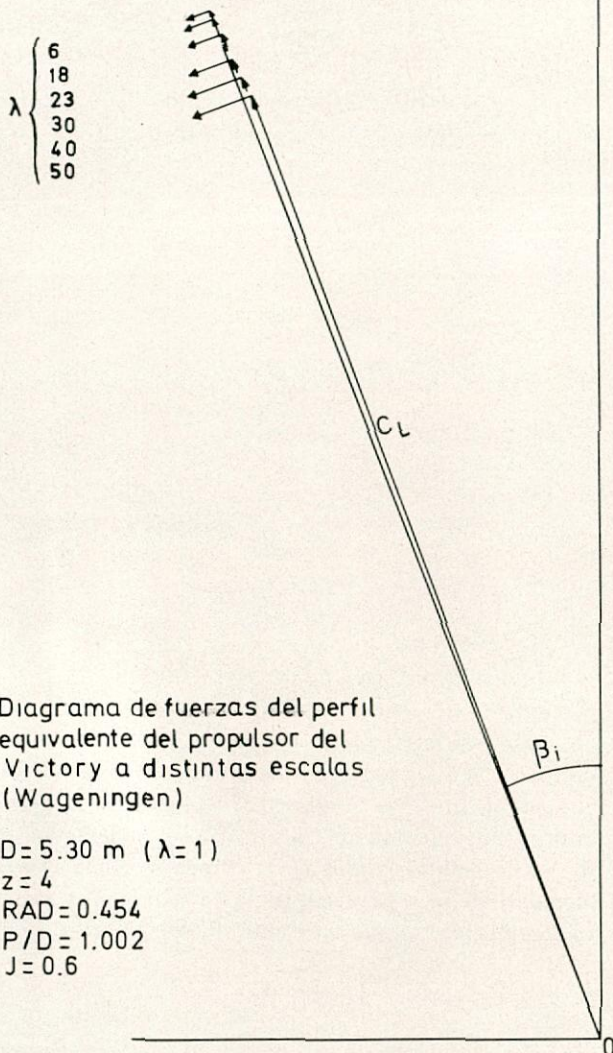


Diagrama de fuerzas del perfil equivalente del propulsor del Victory a distintas escalas (Wageningen)

$D = 5.30$ m ($\lambda = 1$)
 $z = 4$
 $RAD = 0.454$
 $P/D = 1.002$
 $J = 0.6$

Fig. 5.

res de C_L , K_T y K_Q de los modelos $\lambda = 23$ y $\lambda = 6$ es de - 2,7 %, - 2,6 % y - 1,5 respectivamente.

A la vista de estos resultados no parece correcto admitir la constancia de C_L con el número de Reynolds ni siquiera a partir de los valores considerados críticos, ya que, como se dijo anteriormente, esta hipótesis conduciría a prever valores de K_Q decrecientes al aumentar R_n , cuando la realidad es que su disminución con C_D se ve compensada e incluso superada por el incremento debido al crecimiento de C_L . En cuanto a K_T , el error que se comete al considerar C_L constante es muy superior debido a que el efecto de escala en ambos valores es de la misma magnitud.

Sería deseable conocer la variación de C_L con los R_n empleados en los ensayos y a escala natural, del modo que se conoce con bastante aproximación el

$K_Q = cte$ en el segundo ejemplo mantiene las previsiones de K_T , K_Q y η dentro de una aproximación similar a la conseguida en el primer ejemplo, y en cualquier caso mejor que la conseguida con la hipótesis clásica $C_L = cte$.

3.2. Efecto de Escala en C_D . Rugosidad.

Hemos visto que el análisis de resultados de ensayos con modelos proporciona también el valor de la resistencia viscosa C_D del perfil equivalente, lo que supone una importante herramienta en la extrapolación al propulsor real. En la figura 6 se pre-

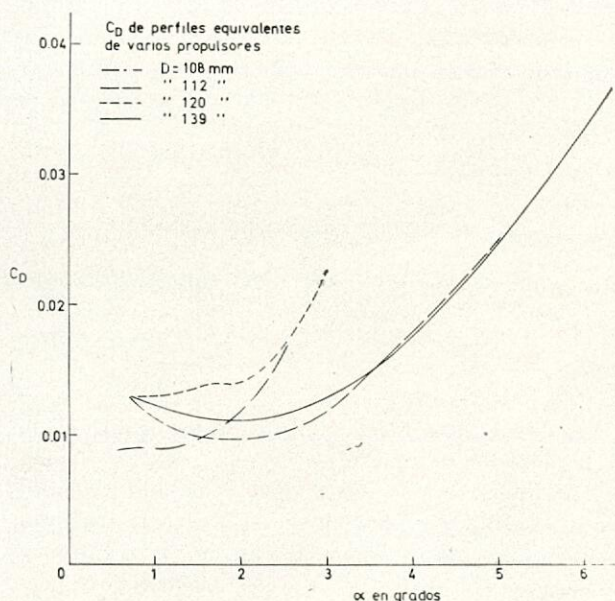


Fig. 6.

senta la variación de C_D con el ángulo de ataque α del perfil equivalente de varios modelos de hélice ensayados por la A. I. C. N. A pequeños ángulos de ataque se produce un mínimo de resistencia que prácticamente es toda ella de fricción y su valor será equivalente al de una placa plana de igual longitud multiplicado por un factor de forma que, según Hoerner, es $1 + 2 t/c$. Por lo que se puede escribir

$$C_{D \text{ min}} = 2 C_f \left(1 + 2 \frac{t}{c} \right) \quad [15]$$

donde C_f es el coeficiente de fricción de una placa plana, cuyo valor puede ser expresado por la fórmula de Hughes (la ITTC-57 lleva implícito un factor de forma) para superficies lisas.

$$C_f = \frac{0,067}{(\log_{10} R_n - 2)^2} \quad [16]$$

o por la de Schlichting para superficies totalmente rugosas,

$$C_f = \left(1,89 + 1,62 \log_{10} \frac{c}{K_s} \right)^{-2,5} \quad [17]$$

Si se admite que, en primera aproximación, la diferencia entre el valor de C_D para un ángulo de ataque cualquiera y $C_{D \text{ min}}$ es independiente del número de Reynolds, se puede estimar el valor de la resistencia al avance del perfil equivalente en el propulsor real por la siguiente expresión,

$$C'_D = 2 C_f \left(1 + 2 \frac{t}{c} \right) + (C_D - C_{D \text{ min}}) \quad [18]$$

donde los valores de C_D son obtenidos por análisis de los resultados de ensayo.

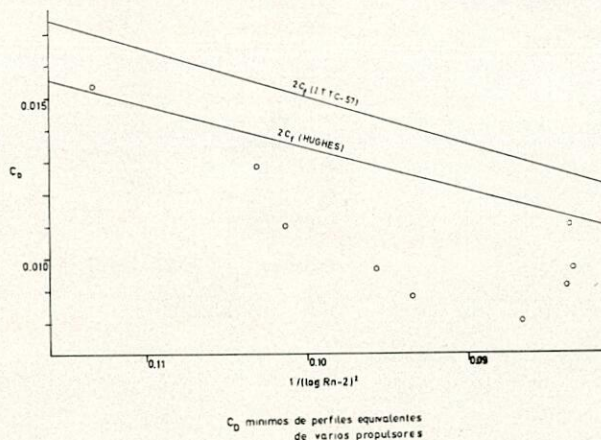
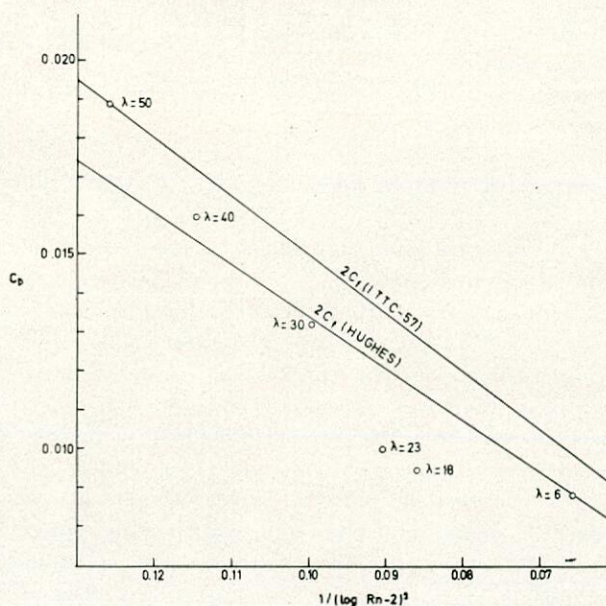


Fig. 7.

En la figura 7 hemos llevado los valores de $C_{D \text{ min}}$ obtenidos en la figura 6, en función de R_n . Se observa que la mayor parte de los puntos quedan por debajo de la línea de Hughes para placas planas. Los puntos correspondientes a los valores más bajos de R_n están más próximos a esta línea a causa probablemente de la separación de la capa límite en la cara de succión. Según aumenta R_n se alejan de ella



$C_{D \text{ min}}$ de perfiles equivalentes de varios modelos del Victory

Fig. 8.

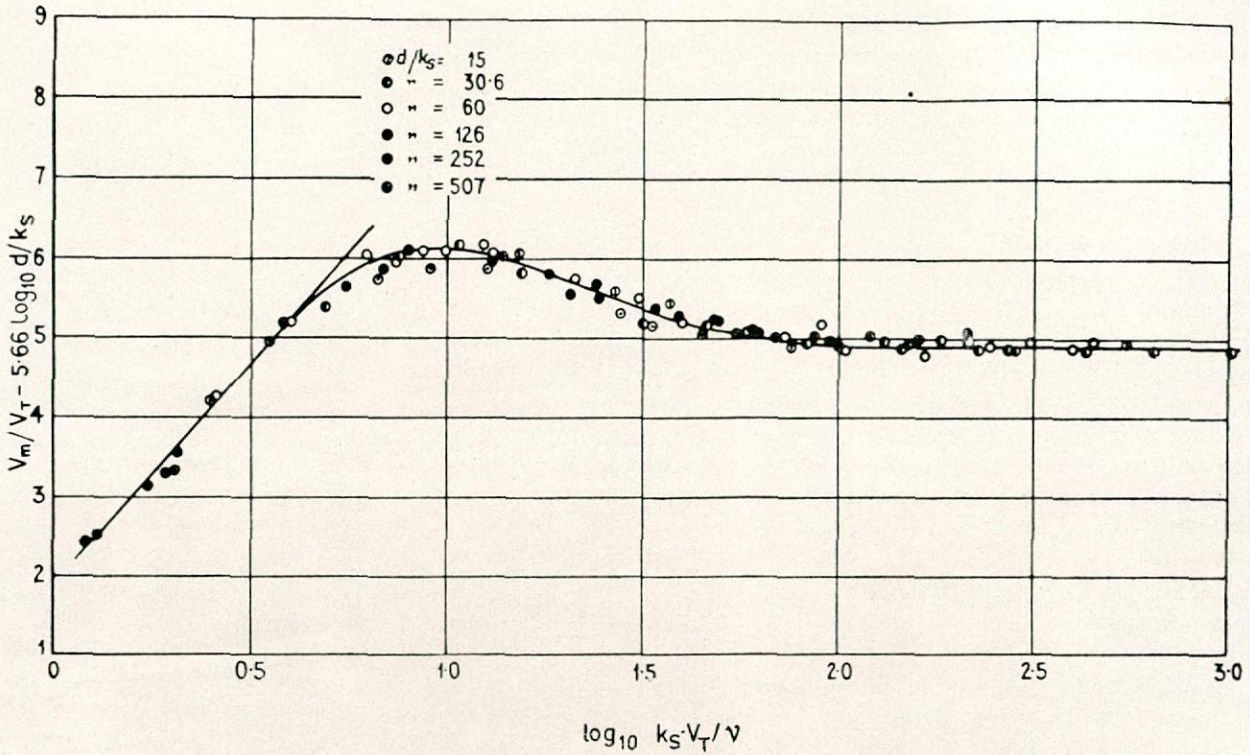


Fig. 9.

debido al flujo laminar, para volver a acercarse cuando parte del flujo empieza a ser turbulento.

En la figura 8 se ha representado un gráfico semejante con el resultado de análisis de ensayos con los modelos de Victory, referencia [6], y en él se puede observar la misma tendencia que en los puntos de la figura 7.

Por todo esto es importante resaltar que en la fórmula (18) se considera que la variación de C_D con el ángulo de ataque es igual en el propulsor real que en el modelo, y se suma a este incremento de resistencia debido al ángulo de ataque, el valor mínimo de C'_D calculado según [15] para el propulsor grande.

Sólo queda analizar el grado de rugosidad de la superficie de las palas de la hélice para poder estimar el valor de C_f . Wellman (referencia [7]) presenta los resultados de las medidas de rugosidad realizadas por la B. S. R. A. desde 1954 en hélices de 43 buques de nueva construcción y 15 buques después de períodos de seis meses a seis años en servicio. La rugosidad de los propulsores considerados antes de las pruebas de mar oscila entre 0,025 mm. y 0,075 milímetros, y el valor medio ponderado es $K_s = 0,048$ milímetros, en tamaño de grano equivalente.

Para los propulsores en servicio se puede adoptar $K_s = 0,12$ mm. para condiciones medias, si bien este valor puede variar ampliamente con las condiciones de servicio y tiempo fuera de dique.

Es sabido, desde la publicación de los experimentos de Nikuradse con tubos rugosos, que la importancia de la rugosidad en la resistencia de fricción depende del número de Reynolds y de la relación en-

tre el tamaño de grano y una dimensión característica de la superficie considerada. En efecto, toda superficie real es más o menos rugosa dependiendo del grado de acabado que se le haya dado o la corrosión o erosión que haya experimentado. Pero si las protuberancias no sobrepasan la subcapa límite laminar, la superficie se puede considerar hidrodinámicamente lisa, y el coeficiente de fricción podrá calcularse por [16] si se trata de placas planas. A medida que crece la rugosidad, las protuberancias alcanzan donde zonas donde la velocidad de fluido es mayor, y el coeficiente de fricción aumenta hasta llegar a un punto en que pasa a ser independiente del número de Reynolds. En este caso C_f se puede determinar por medio de [17].

La influencia de la rugosidad en la resistencia de fricción viene definida por el número de Reynolds relativo a la rugosidad $R_{nk} = k_s V_\tau / \nu$ donde $V_\tau = \sqrt{\tau_o / \rho}$, y τ_o es la fuerza específica tangencial que puede calcularse mediante el coeficiente de fricción local C_f por la fórmula habitual

$$\tau_o = C_f \frac{1}{2} \rho V^2.$$

De referencia [2] hemos tomado el gráfico que se transcribe en la figura 9. En abscisas figura el logaritmo decimal de R_{nk} y en ordenadas la expresión $V_m / V_\tau - 5,66 \log_{10} x / K_s$, donde V_m es el valor medio de la velocidad en un punto x de la capa límite. Para valores de

$$\log_{10} \frac{K_s V_\tau}{\nu}$$

inferiores a 0,6 la superficie es hidrodinamicamente lisa; a partir del valor 2,0 la distribución de la velocidad en la capa límite se hace independiente de R_n y para valores comprendidos entre 0,6 y 2, el efecto de la rugosidad en la resistencia hay que estimarlo añadiendo una corrección (variable con R_{nk}) al coeficiente de fricción de placas planas lisas.

El valor de R_{nk} para la mayor parte de las hélices nuevas es superior a 40, es decir, su logaritmo decimales de 1.6.

Puede considerarse, observando la figura 9, que la superficie de las palas de cualquier propulsor en pruebas se comporta a efectos de resistencia como totalmente rugosa (el propulsor en servicio, con mayor motivo). Por lo tanto, para calcular el valor de C_f de una hélice real se debe emplear la fórmula [17].

4. CONCLUSIONES.

Como se deduce de todo lo anterior, este trabajo no aporta una solución definitiva al problema del efecto de escala en el funcionamiento de propulsores, pero sí intenta aclarar un poco más algunos de los aspectos más importantes. Las ideas expuestas en las páginas anteriores pueden resumirse en los siguientes puntos:

1. Existe un sensible efecto del número de Reynolds en el funcionamiento de un propulsor en flujo uniforme.

2. Para estudiar este efecto de escala es adecuado el método del perfil equivalente propuesto por Lerbs, con las pequeñas modificaciones que se indican en este trabajo.

3. La hipótesis $C_L = cte$ no es admisible para extrapolar los valores de K_T y K_Q , debido a que C_L está sometido a un efecto de escala del mismo orden que K_T , y a que puede conducir a correcciones en K_Q de signo contrario.

4. Puesto que C_L aumenta al tiempo que C_D disminuye con el número de Reynolds, la variación de K_Q es proporcionalmente menor que los incrementos de C_L y K_T , por lo que la extrapolación de resultados de ensayos basada en la hipótesis $K_Q = cte$ conducirá a mejores previsiones.

5. La superficie de las palas de un propulsor real puede considerarse totalmente rugosa en su comportamiento hidrodinámico, incluso en hélices recién construidas con un acabado normal.

SIMBOLOS

c = Cuerda del perfil.
 C_D = Coeficiente de resistencia del perfil.
 C_f = Coeficiente de fricción de una plana plana.

C_L = Coeficiente de sustentación del perfil.
 D = Diámetro del propulsor.

$$J = \frac{V_a}{nD} \text{ grado de avance.}$$

$$K_T = \text{Coeficiente de empuje} = \frac{T}{\rho n^2 D^4}$$

$$K_Q = \text{Coeficiente de par} = \frac{Q}{\rho n^2 D^5}$$

k_s = Tamaño de grano equivalente como medida de la rugosidad (Nikuradse).

L = Sustentación.

n = Revoluciones por segundo.

P = Paso del propulsor.

Q = Par.

$$R_n = \text{Número de Reynolds} = \frac{Vc}{\nu}$$

T = Empuje.

t = Espesor máximo del perfil.

$V = \sqrt{V_a^2 + (\pi n x D)^2}$.

V_a = Velocidad de avance del propulsor.

x = Relación entre el radio de una sección cilíndrica y el radio máximo del propulsor.

Z = Número de palas.

α = Angulo de ataque del perfil.

$$\beta = \arctg \frac{V_a}{\pi n x D}$$

β_i = Angulo de paso hidrodinámico.

η = Rendimiento del propulsor.

κ = Factor de Goldstein.

$$\lambda = \text{Grado de avance} = \frac{V_a}{\pi n D}$$

ν = Viscosidad cinemática del agua.

ρ = Densidad del agua.

ϕ = Angulo de paso geométrico.

Nota: λ se ha utilizado también en este trabajo como valor de la escala buque/modelo, pero con esta acepción no figura en ninguna fórmula, por lo que no hay lugar a error.

BIBLIOGRAFIA

1. LERBS: "On the effects of scale and roughness on free running propellers". *J. A. S. N. E.* 1951.
2. GOLDSTEIN: "Modern developments in fluid dynamics". Oxford.
3. BAKER: "Scale effect of a screw propeller". *INA*, 52, página 64.
4. NORDSTROM, EDSTRAND y LINDGREN: "On propeller scale effects". *SSSET*, núm. 28, 1964.
5. FERGUSON: "The effect of surface roughness on the performance of a model propeller". *INA*, 1968.
6. LAP y VAN MANEN: "Scale effect experiments on Victory ships and models. Parts III and IV". *INA*, 1962.
7. WELLMAN: "A survey on hull and propeller roughness data". *Shipbuilder and Marine Engine Builder*, 1963.
8. MAZARREDO: "Sobre los propulsores que trabajan en corriente uniforme y su ensayo en un túnel de cavitación". Reunión de verano en España de la R. I. N. A. 1964.
9. TANIGUCHI: "On model-ship correlation in propulsive performance". *Japan Shipbuilding*. Mayo 1967.
10. MEYNE: "Experimentelle und theoretische Betrachtungen zum Mastabeffekt bei Modellpropelleruntersuchungen". *ST*, 1968.
11. BRARD y AUCHER: "The prediction of ship performances in calm water". 12 ITTC, 1969. Roma.
12. VAN LAMMEREN, VAN MANEN y OOSTERVELD: "The Wageningen B-Screw Series". *SNAME*, 1969.

INFORMACION DEL EXTRANJERO

LA FABRICA DE MOTORES BURMEISTER & WAIN COMO EMPRESA INDEPENDIENTE

Durante algunos años la evolución dentro de la industria y el comercio ha tenido una tendencia a favor de fusiones de empresas. Burmeister & Wain fue obligada —por razones de una crisis de solvencia— a seguir el camino opuesto.

Actualmente Burmeister & Wain está dividida definitivamente en dos empresas: los astilleros y la fábrica de motores. Los astilleros proseguirán bajo la razón social de *Aktieselskabet Burmeister & Wain's Skibsbyggeri*. La fábrica de motores, *A/S Burmeister & Wain's Motor og Maskinfabrik af 1971* (Burmeister & Wain Engineering Company Limited) fue establecida el 25 de enero de 1971 como una compañía afiliada de *Aktieselskabet Burmeister & Wain's Maskin- og Skibsbyggeri*, pero este parentesco ha cesado al haber enajenado la casa matriz las acciones en la compañía afiliada.

Esta división de Burmeister & Wain es un resultado directo de la situación en diciembre de 1970, cuando el consejo de administración de "la vieja" Burmeister & Wain tuvo que dirigirse al gobierno danés para solicitar un apoyo económico destinado a superar los problemas de solvencia que habían surgido. Entre las condiciones inherentes a la ayuda estatal estaba la de que la fábrica de motores fuera separada de la sección de construcción naval deficitaria.

A los efectos de prevenir una paralización de las actividades de los astilleros ha sido necesaria una aportación ulterior de fondos de cierta cuantía. Esto acaba de lograrse —en primer lugar mediante la venta de la fábrica de motores, cuyas acciones han sido adquiridas por empresas navieras, bancos daneses, compañías de financiación, empresas industriales, etc.

La entrada de pedidos a partir de la separación el 25 de enero pasado ha sido alentadora, tanto en lo que se refiere a los motores diesel marinos grandes, que se fabrican en Christianshavn, los motores diesel auxiliares que se fabrican en Holeby como en lo que se relaciona con los motores marinos Burmeister & Wain-Alpha de tamaño menor, fabricados por Alpha-Diesel A/S en Frederikshavn. En el curso de cuatro meses la fábrica de motores Burmeister & Wain ha recibido encargos por 12 motores marinos grandes de países tan distintos como lo son la República Popular, Canadá, Holanda y Dinamarca. Esto ha sido logrado a pesar de un manifiesto descenso en la contratación de construcción naval comparada con el año 1970. También para la mayoría de

los concesionarios de Burmeister & Wain la entrada de pedidos por motores ha sido satisfactoria.

En el campo de los motores de dos tiempos, que durante largo tiempo ha sido una especialidad técnica de Burmeister & Wain se está actualmente introduciendo una serie muy avanzada: los motores denominados K-GF. La fabricación del primero de estos motores nuevos, K90GF, ya ha comenzado.

La situación difícil a la que tuvo que hacer frente la industria de la construcción naval en todo el mundo, dio por resultado que la antigua empresa, *Aktieselskabet Burmeister & Wain's Maskin- og Skibsbyggeri* se viera en diciembre de 1970 en una repentina crisis de solvencia.

Esta crisis fue solucionada al haber el banco Central de Dinamarca ante los banqueros de la empresa garantizado un préstamo de 50 millones de coronas danesas hasta el fin de 1975. No obstante, la mejora principal en la solvencia ha sido lograda, en parte, debido a una revisión de precios entablada con empresas navieras, y en parte, debido al hecho de que la fábrica de motores fue separada en forma de una sociedad anónima independiente y las acciones en esta compañía fueron vendidas a los antiguos accionistas así como a un consorcio integrado por empresas navieras, bancos daneses, compañías de seguros, empresas industriales, etc. La empresa antigua, no obstante, se ha quedado con un número reducido de acciones.

Simultáneamente con los cambios sociales, la Empresa ha cambiado la razón social, siendo ahora su nombre: *Aktieselskabet Burmeister & Wain's Skibsbyggeri*. Ella comprende los astilleros en Refshaleen, además de la compañía afiliada *Nordisk Diesel*, cuya esfera de actividad es la venta de maquinaria agrícola y material para contratistas.

ENTREGA DEL PORTACONTAINERS "EUROFREIGHTER"

Los Astilleros *Rheinstahl Nordseewerke GmbH*, han entregado recientemente el buque citado en el epígrafe, que es el segundo navío portacontainers propulsado con turbinas de gas que ha sido encargado por la *Scarsdals Shipping Co, Ltd.* de Londres y arrendado a largo plazo por la *Seatrains Lines* para su servicio por el Atlántico Norte.

Este buque es gemelo, del "Euroliner", que fue entregado recientemente y que alcanzó una velocidad record de 26,5 nudos, en el Atlántico. Como se sabe estos buques van equipados con turbinas de gas marca *Pratt & Whitney* y su peso muerto es de 28.432 toneladas.

BOTADURA DEL PORTACONTAINERS "KAMAKURA-MARU"

El Astillero de Kobe, del Grupo Mitsubishi Heavy Industries, ha realizado recientemente la botadura del portacontainers "Kamakura-Maru", que es, hasta la fecha, el más grande del mundo. La Naviera armadora es la Mitsui-Osk Lines, y utilizará esta nueva unidad para el servicio entre Europa y Japón, vía Canal de Panamá.

La construcción de este navío terminará el próximo mes de diciembre y realizará la travesía Japón-Europa en cincuenta y cinco días. La capacidad en containers de este buque será de 1.838 de 20 pies, y será equipado con dos turbinas de vapor Mitsubishi-Westinghouse, que desarrollarán cada una 40.000 caballos, proporcionando al buque una velocidad de 26,15 nudos.

Esta nueva unidad está en la línea de la tercera generación de portacontainers, con una sola tongada de containers en cubierta y un puntal mayor que el normal. Incluye una protección de tipo pantalla para los containers próximos a la proa. Asimismo se ha mejorado la visibilidad del puente, elevando éste mediante dos gruesos pilares centrales y dos menores justo en los extremos de los alerones.

ENTREGA DEL "NORDIC PRINCE"

El buque de pasaje de lujo "Nordic Prince" es el segundo de una serie de tres idénticos que fueron moderno sistema de posicionado automático utilizando propulsores del tipo Voith-Schneider.

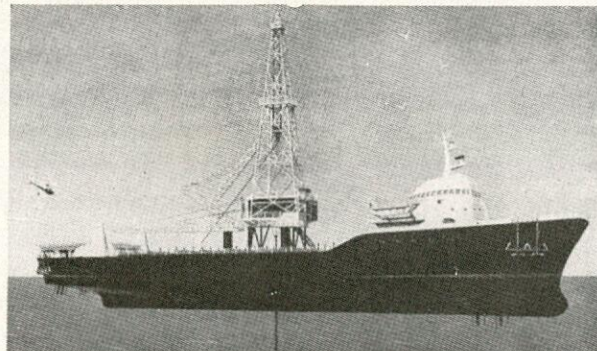


El primero de la serie fue el "Song of Norway" del que se afirma que constituye todo un éxito en cuanto a número de pasajeros transportados.

La maquinaria propulsora de estos buques consiste en cuatro motores diesel semirrápidos marca Sulzer/Wärtsilä, que proporcionan una velocidad en servicio de 21 nudos.

MODERNO BUQUE PARA PROSPECCIONES PETROLIFERAS

La firma Estadounidense Friede y Goldman, Inc. (Nueva Orleans), ha proyectado el buque para prospecciones petrolíferas Saipem I-I, que incorpora un moderno sistema de posicionado automático utilizando propulsores del tipo Voith-Schneider.



En la figura puede apreciarse el dibujo de esta nueva unidad cuyas principales características son las siguientes:

Eslora total	131,00 m.
Manga	22,00 m.
Calado	6,86 m.
Desplazamiento	13.000 t.
Potencia propulsora	7.000 CV.
Profundidad marina de perforado	7.500 m.

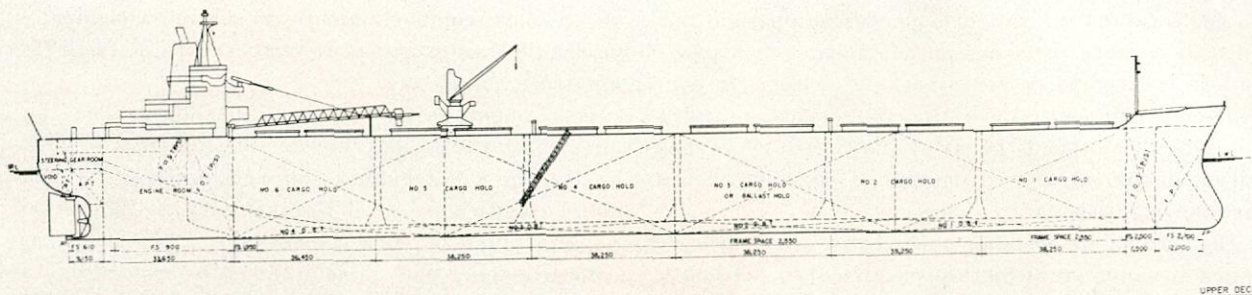
Este buque se está construyendo en Nápoles y será entregado en 1972.

PETROLEO DEL MAR DEL NORTE PARA GRAN BRETAÑA

Como se cree que los yacimientos de petróleo bajo el Mar del Norte tendrán un rendimiento anual de 50.000 toneladas, es posible que la Gran Bretaña se encuentre pronto entre los principales países productores.

Hasta ahora, el mejor hallazgo en el sector británico del Mar del Norte fue el hecho el año pasado por B. P., pues, según los primeros indicios, podrá dar diariamente unos 4.700 barriles de petróleo de buena calidad. Además, ese hallazgo fue el más próximo a la costa escocesa, y se está considerando el tender un oleoducto submarino para traer los suministros a la costa.

El Mar del Norte le ahorra ya a la Gran Bretaña una considerable cantidad anual en importación, principalmente con el suministro de gas natural. Para 1975, año en que las instalaciones del país habrán quedado completamente adaptadas para el uso de gas natural, el ahorro en la balanza de pagos supondrá unos 240.000.000 de dólares.



“UNIVERSE-KURE”, EL BULKARRIER MAS GRANDE DEL MUNDO CON SISTEMA DE AUTODESCARGA

Recientemente entró en servicio entre México y Japón el bulkcarrier arriba mencionado que ha sido construido por Ishikawajima-Harima Heavy Industries para la naviera National Bulkcarrier.

Las características principales de este buque son:

Eslora total	303,80 m.
Eslora entre perpendiculares	290,00 m.
Manga	43,30 m.
Puntal	24,69 m.
Calado máximo	17,40 m.
Peso muerto	155.500 t.
Tripulación	56 hombres

Este navío está equipado con un sistema de manejo de carga integrado por cuatro sistemas de cangilones. Cangilones de bodega, transversales, elevadores y exteriores (rotativo). Esta instalación permite la descarga incluso en puertos sin instalaciones especiales. Además se evita mano de obra durante la descarga, lo que contribuye notablemente a la racionalización de la explotación del buque.

Por lo demás el sistema de descarga automática es análogo al ya convencional en este tipo de buques, como puede apreciarse en el alzado que se adjunta.

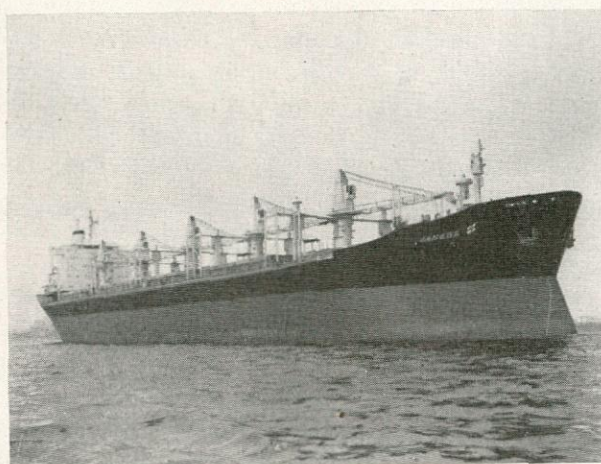
La maquinaria propulsora está formada por un grupo de turbinas de 27.500 caballos, que mueve una hélice de cuatro palas, a 98 revoluciones por minuto, lo que proporciona al buque una velocidad en servicio de 15,5 nudos .

La planta generadora de electricidad la forman tres grupos turboalternadores de 1.250 kilovatios, que proporcionan corriente de 60 ciclos, a 440 voltios ,además de un grupo de socorro de 300 KW.

ENTREGA DEL BULKARRIER “JANEGA”

El pasado 20 de agosto tuvo lugar la ceremonia de entrega del bulkcarrier “Janega”, que ha sido construido por Astilleros de Burmeister & Wain, para Anders Jahre, de Sandefjord, de Noruega.

Este buque es el último de una serie de cuatro idénticos que han sido entregados a armadores noruegos y alemanes, por el citado astillero. Por otra parte, es también el primer buque que se entrega por este astillero después de hacerse independiente con el



nombre de Aktieselskabt Burmeister & Wain's Skibsbyggeri.

Las características principales de este buque son:

Eslora total	192,00 m.
Eslora entre perpendiculares	183,30 m.
Manga en la cubierta superior	29,60 m.
Manga en la flotación	28,00 m.
Puntal a la cubierta superior	16,76 m.
Calado	12,38 m.
Peso muerto	40.700 t.
Capacidad de grano	54.770 m ³
Tonelaje de registro neto	18.000 t.
Tonelaje de registro bruto	25.000 t.
Velocidad	15,8 nudos

PUESTA EN SERVICIO DEL PORTA-CONTAINERS “VENTO DI LEVANTE”

Se ha establecido un nuevo servicio de containers entre Cerdeña y el Norte de Italia, mediante el portacontainers “Vento di Levante”, que puede llevar 50 containers que se cargan en puerto a una velocidad de 25 por hora, por medio de avanzados sistemas hidráulicos. El posicionado de cada container en la bodega se realiza desde un panel central situa-

do en la cabina de control y puede ser operado por un sólo hombre. Una comparación entre la capacidad de transporte de containers de un servicio convencional con este nuevo tipo de servicio muestra que este último puede llevar al año cuatro veces más carga, debido al ahorro de tiempo considerable en las maniobras de carga y descarga.

En esencia, el sistema consiste en una serie de railes situados en la plataforma de carga del buque sobre los cuales discurren los conveyors que llevan los trailers, y que guiados mediante sistemas automáticos hidráulicos de cambio de vía y elevación, permite colocar cada container en el sitio prefijado.

EL NORSKE VERITAS

Esta Sociedad de Clasificación ha experimentado una expansión espectacular en los últimos años, no sólo por el número y tonelaje de los barcos clasificados en la misma (cifras estas que han sido mayores en 1970 que en cualquier otro año anterior), sino por el desarrollo de sus servicios técnicos y la posición que esta política le ha permitido ocupar en la tecnología naval.

Por lo que respecta al tonelaje de la flota clasificada en el Norske Veritas, alcanzó en 1 de enero de 1971, la cifra de 26.635.000 TRB, lo que supone un aumento de más de dos millones en un año.

Los buques contratados o en construcción en aquellas fechas bajo la clasificación de dicha Sociedad, alcanzaban la cifra de 13.075.000 TRB, con un total de 537 barcos, 52 de los cuales tenían más de 200.000 toneladas de porte y 210 para clase EO (cámara de máquinas inatendida). Es interesante citar también que entre estos contratos hay 107 petroleros o transportes de gas licuado, 43 obos, 77 bulkcarrier, 300 buques de carga seca y 99 de otros tipos.

Lo más interesante, sin embargo, han sido los resultados del desarrollo técnico antes indicado. Las nuevas oficinas de Oslo, en las que trabajan 453 personas (312 en el sector técnico), ya han quedado pequeñas. El centro de cálculo, que está aparte, se ha incrementado hasta alcanzar la cifra de 95 empleados, con un aumento de 30 sobre el año anterior. Como es sabido, este centro dispone de un ordenador UNIVAC-1.108, al cual se le ha acoplado un archivo tipo Fastrand III, con capacidad para 200 millones de caracteres. Aparte de ello es de resaltar, porque quizá sean menos conocidos, los laboratorios instalados en la casa central, en los que en la sección metalúrgica se dispone, entre otras cosas, de dos microscopios electrónicos y donde, en otras secciones, se efectúan trabajos del mayor interés, tales como cargas en tanques debidas al movimiento del liqui-

do en ellos, comportamiento de distintos elementos en condiciones extremas de temperatura (para LPG), ambiente salino, etc.

Ciertamente la flota noruega dispone de 2.887 buques con un total de cerca de 19,7 millones de TRB, de los que 1.882 buques con 17,5 millones de TRB están clasificados en el Norske Veritas. Esto supone una potencia muy considerable, que, en cifras, coloca a aquél país inmediatamente después de Liberia, Japón y Gran Bretaña. Pero no desmerece de ellos o de otros países menos importantes en flota, pero con mayor construcción naval, en la atención prestada a los problemas de ingeniería.

Son los armadores —verdaderos armadores los noruegos, sin duda— los que han orientado y mantenido tanto el desarrollo técnico a que nos hemos referido, como el que realiza el SFI (análoga a nuestra Asociación de Investigación de la Construcción Naval) y que después de la BSRA es la entidad de este tipo de más potencia en el mundo.

Evidentemente los problemas que se estudian interesan verdaderamente a los armadores, a los que resuelven los que ya se han presentado o evitan los humanamente previsibles.

PRUEBAS DE MAR DEL PETROLERO "NISSEKI-MARU"

Durante los días 4 y 5 de agosto tuvieron lugar las pruebas de mar del petrolero mayor del mundo, el "Nisseki-Maru", de 372.400 toneladas de peso

Este buque ha sido construido en la factoría de Kure de Ishikawajima-Harima Heavy Industries, con destino a la naviera Tokyo Tanker Co., Ltd.

El próximo 10 de septiembre partirá en viaje inaugural entre Japón y el Golfo Pérsico, y se pretende que realice nueve viajes por año, depositando su carga en la estación de recepción de Kure.

En el viaje de ida, y por lo tanto en lastre, podrá pasar por el estrecho de Malaca, pero en el viaje de retorno deberá hacerlo por el de Lombok.

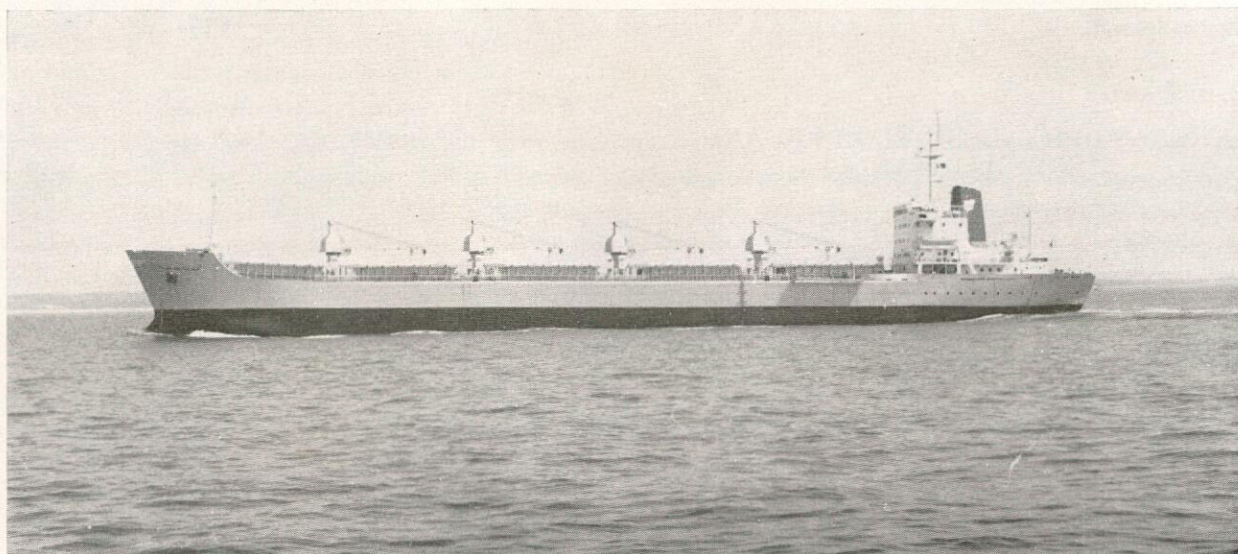
Forman parte de la tripulación de este buque 10 mujeres, lo que significa que es el primer barco japonés que incorpora mujeres en su tripulación.

Las principales características de este buque son:

Eslora	347,0 m.
Manga	54,5 m.
Puntal	35,0 m.
Calado	27,0 m.

La maquinaria propulsora consiste en un conjunto de turbinas de vapor que desarrollan 40.000 SHP, proporcionándole al buque una velocidad de 14,5 nudos.

INFORMACION NACIONAL Y PROFESIONAL



PRUEBAS OFICIALES DEL BULKARRIER "MAGDALENA DEL MAR"

El día 30 de agosto tuvieron lugar las pruebas oficiales del bulkcarrier de 24.437 TPM "Magdalena del Mar", construido en la Factoría de Matagorda de Astilleros Españoles, S. A., con destino a la Compañía Atlanska Plovidba, de Yugoslavia.

Las características principales del buque son las siguientes:

Eslora total	163,74	m.
Eslora entre perpendiculares	154,64	m.
Manga	22,70	m.
Puntal	14,10	m.
Calado máximo	10,169	m.
Peso muerto	24.437	t.
Desplazamiento	30.075	t.

Este buque es de tipo bulkcarrier y de proyecto totalmente moderno, está equipado de una sola hélice y propulsado por motor Diesel.

Posee proa lanzada, con bulbo de proa, tanto la cámara de máquinas como la superestructura están situadas a popa.

El buque está dividido en 5 bodegas principales. Los tanques laterales altos están preparados para carga de granos. La bodega número 4 está preparada para carga de lastre.

La obra de acero en general está de acuerdo con las reglas de la Sociedad de Clasificación. No obstante, se ha prestado una especial atención, tanto a la construcción como al escantillonado, con vista a reducir al mínimo posible las vibraciones.

El buque se ha construido según el sistema lon-

gitudinal en el doble fondo y la cubierta y transversal en el resto.

El codaste es del tipo abierto, construido de chapa de acero soldado con piezas de acero fundido. La forma del codaste está estudiada de tal forma que produzca la mínima perturbación del flujo de agua hacia la hélice.

El timón está construido de chapa doble de tipo aerodinámico y colgado.

El servomotor es del tipo electrohidráulico, provisto de dos bombas totalmente independientes.

En la cubierta de castillo se disponen dos molinees eléctricos horizontales, cada uno está dotado de barbotén con embrague de bloques independientes, freno de mano y cabirón con nervio.

A popa de la cubierta superior, se han instalado maquinillas eléctricas de ejes prolongados capaces de ejercer una tracción de 8 toneladas.

Para las maniobras de la zona del pozo, se disponen dos chigres horizontales eléctricos, capaces de ejercer una tracción de 8 toneladas.

Para las maniobras de elementos de la cámara y embarque de los víveres, se dispone a popa de la superestructura de un poste con pluma y chigre de 2,5 toneladas.

El buque está dotado de 4 grúas de 8 toneladas de capacidad sobre la cubierta superior para la maniobra de carga y descarga.

La maquinaria propulsora principal está compuesta por un motor Diesel marino sobrealimentado, AESA-Sulzer, tipo 6RD68, vertical, de simple efecto, dos tiempos, reversible y con inyección directa. Está dispuesto para funcionar satisfactoriamente con combustible pesado con conexión alternativa que permitirá, al mismo tiempo, trabajar con diesel-oil.

Tiene 6 cilindros de 680 mm. de diámetro cada uno y 1.250 mm. de carrera. Es capaz de desarrollar una potencia continua de 8.000 BHP, a 150 r. p. m.

Se ha instalado en la cámara de máquinas tres generadores Diesel, accionados por un motor de 450 BHP, a 1.500 r. p. m.

PRUEBAS OFICIALES DEL BULKARRIER "SOLEDAD MARIA"

El pasado 10 de agosto tuvieron lugar las pruebas oficiales del bulkcarrier de 80.000 TPM "Soledad María", construido en la Factoría de Sestao de Astilleros Españoles, S. A., con destino a la Sociedad Naviera Letasa, S. A., de Bilbao.

Las características principales del buque, son las siguientes:

Eslora total	254,00 m.
Eslora entre perpendiculares	243,00 m.
Manga de trazado	32,20 m.
Puntal de trazado	19,70 m.
Calado máximo	14,40 m.
Peso muerto	80.000 t.
Arqueo bruto	42.500 t.
Desplazamiento a plena carga ...	96.400 t.
Capacidad de bodegas	3.500.000 pie ³
Velocidad en pruebas	16,50 nudos
Fuel-oil	4.703 m ³
Diesel-oil	667 m ³
Agua dulce y potable	398 m ³
Aceite	145 m ³
Autonomía	22.000 millas

El equipo propulsor, está compuesto por un motor principal Aesa-Burmeister & Wain, tipo 7K84EF, de 17.500 BHP, a 114 r. p. m., preparado para quemar combustibles pesados, construido en la Factoría de Bilbao de Astilleros Españoles, S. A.

La línea de ejes para transmitir la potencia del motor a la hélice propulsora, también ha sido fabricada por Astilleros Españoles, S. A., y la hélice por Navalips, de Cádiz.

Para generar corriente eléctrica se ha dispuesto a popa de la cámara de máquinas, tres grupos electrógenos, fabricados por la Factoría de San Carlos (Cádiz), de AESA, de marca N. S. W./Stork de una potencia de 920 CV, a 900 r. p. m., que accionarán sendos alternadores Alconza, de 750 KVA.

Una característica notable de este barco, es que en el doble fondo, por debajo de las bodegas de carga, se han dispuesto túneles en los que se aloja toda la tubería y válvulas para los servicios de las-

tre, sentina y combustible. Un túnel de amplias dimensiones que permite a la tripulación encargada de la vigilancia de éstos servicios, llegar con comodidad a cualquier válvula o tubo, caminando normalmente, túnel iluminado, con lo que la atención al servicio y seguridad del personal serán inmejorables.

Los medios de carga y descarga de este buque, están compuestos por dos puentes grúas electrohidráulicos, de 25 toneladas de capacidad de elevación, tipo KH 2526, que pueden correr por encima del railes colocados a ambos lados de las escotillas de proa a popa, y dispuestas para trabajar con cuchara electrohidráulica.

Los medios de lastre están dotados de 3 bombas de 1.500 m³/h. cada una, con motor de 65 CV, a 885 r. p. m.

La capacidad de carga en grano es de 100.450 m³. Además dispone de 13 escotillas de 353 m³ cada una.

El sistema de cierre de las escotillas es metálico de tipo Potoon de izar, es decir, que se mueven con las propias grúas del barco, que las depositan unas encima de otras, sobre las escotillas que permanecen cerradas. El peso de cada una de ellas es de 35 toneladas.

El sistema hidráulico de válvulas de lastre es de mando a distancia.

La maquinaria de cubierta está compuesta de:

En proa, 2 molinetes hidráulicos combinados con chigres de tensión constante, y un chigre de tensión constante de 15 toneladas.

En la cubierta principal, 2 chigres de tensión constante de 15 toneladas.

En popa, 3 chigres de tensión constante de 15 toneladas.

El equipo de gobierno es eléctrico-hidráulico de cuatro émbolos con dos grupos motobombas.

El generador de agua dulce es de una capacidad de 20 toneladas por día de agua potable.

La instalación contra incendios en cámara de máquinas, está compuesta de 111 botellas de 45 kilogramos cada uno, con 4 anillos en la red de distribución.

La instalación de aire acondicionado, está compuesta por dos unidades de las siguientes características:

Caudal	10.500 m ³ /hora
Potencia frigorífica	105.000 f/hora
Potencia calorífica	92.000 Kc/hora

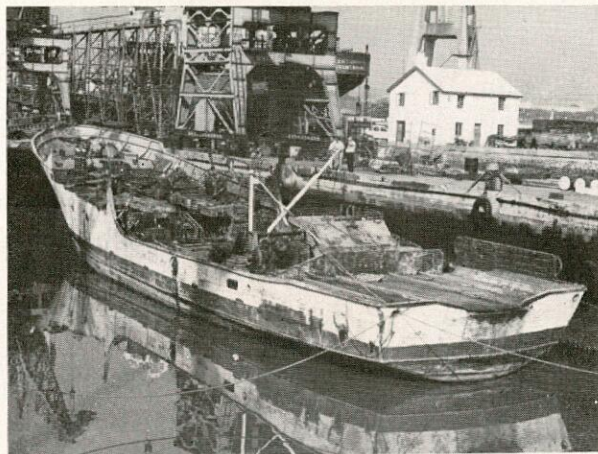
Apta para mantener 28° C con 50 por 100 de humedad en condiciones tropicales y 20° C, con 50 por 100 de humedad en condiciones invernales.

El buque está dotado de un ascensor de 300 Kg. de capacidad y una velocidad de 0,6 m/segundo, con 6 puntos de parada.

REPARACION Y ALARGAMIENTO DEL ATUNERO "ALBONIGA"

Recientemente se han llevado a cabo las pruebas oficiales del buque pesquero "Alboniga", después de la reparación y alargamiento a que fue sometido en Astilleros de Santander, S. A.

Dicho buque sufrió un incendio, cuando se encontraba en sus faenas de pesca en la costa de Dakkar, como resultado del cual quedó destruido en su superestructura y aparejos, con daños importantes en sus instalaciones propulsora y frigorífica (foto núm. 1).



Coincidiendo con las obras de reparación, y de acuerdo con la experiencia adquirida durante los años de explotación del buque, la Cía. Armadora Coatunber, S. A., decidió proceder a las siguientes reformas, con objeto de mejorar las características operativas y marineras del buque:



- Alargamiento de sección maestra en una longitud de 3.850 mm.
- Instalación en dicha zona de dos cubas para congelación de pescado, ampliando el volumen de congelación en 48 m³.
- Elevación y cierre del costado de Er., construyendo sobre la cubierta de trabajo un spardeck, prolongado hacia popa en una pasarela, mejorando así las condiciones de trabajo en cubierta y acceso a la panga.

- Renovación del sistema oleohidráulico, para accionamiento de las maquinillas de aparejos de pesca.
- Cambio de corriente continua a alterna, aumentando la potencia eléctrica instalada a 415 KW., y desmontando la dinamo de 140 KW, accionada por el motor principal, aumentando en consecuencia la potencia entregada a la hélice.
- Renovación y ampliación del equipo frigorífico.
- Construcción de una superestructura en aluminio, habilitando camarotes para 20 tripulantes, con un máximo de cuatro tripulantes por camarote, dotando a todos ellos de aire acondicionado.

Mediante todas estas transformaciones, se mejoró la estabilidad, asiento y capacidad de carga y congelación del buque, así como su velocidad. (foto número 2).

Las características principales, después del alargamiento, son las siguientes:

Eslora	40,65 m.
Manga	8,00 m.
Puntal	4,00 m.
Arqueo	362 TRB.

PRUEBAS OFICIALES DEL BULKARRIER "KOPALNIA PIASECZNO"

El pasado mes de junio tuvieron lugar las pruebas oficiales del bulkcarrier de 13.200 TPM "Kopalnia Piaseczno", construido en la Factoría de Sestao de Astilleros Españoles, S. A., con destino a la firma Polish Steamship Company-Centromotor de Polonia.

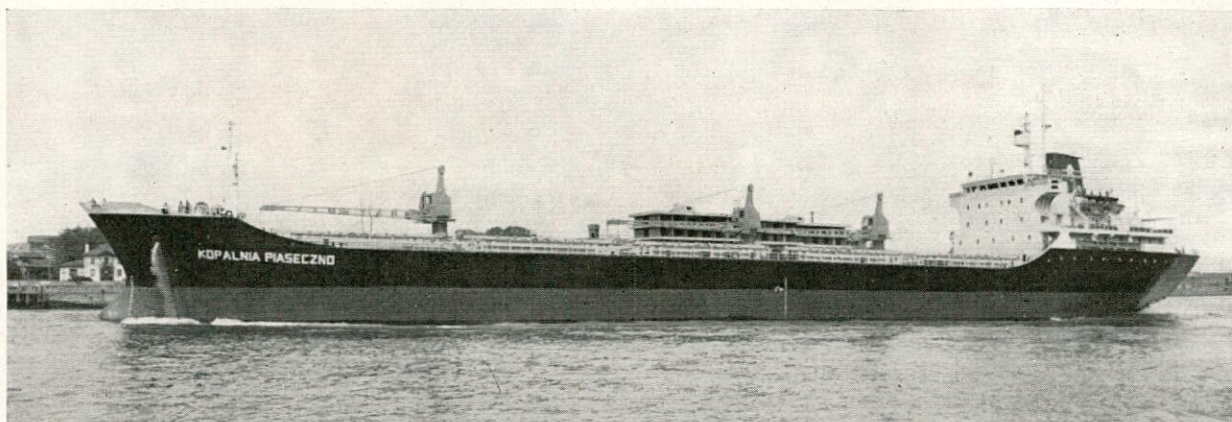
Las características principales del buque, son las siguientes:

Eslora	146,25 m.
Manga	20,00 m.
Puntal	11,30 m.
Calado	8,23 m.
Peso muerto	13.200 t.
Peso bruto	9.200 t.
Capacidad de bodegas	570.000 pies ³

El equipo propulsor está compuesto por un motor principal Aesa-Sulzer 6RD68, con una potencia de 8.000 BHP, construido en las Factoría de Bilbao de Astilleros Españoles, S. A.

Este bulkcarrier está especialmente concebido y preparado para transportar azufre a granel y también puede transportar carbón y minerales.

El transporte de azufre requiere unas bodegas de fácil limpieza para evitar que se acumulen productos corrosivos que ataquen la estructura de las mismas. Por esta razón el buque tiene un doble casco, evitándose que existan refuerzos en el interior de las bodegas, que son de superficies totalmente lisas y por ello de fácil limpieza.



La limpieza del azufre se efectúa por medio de agua dulce y por ello este buque tiene gran capacidad de tanques de dicha agua y una instalación de tuberías para chorrear el interior de las bodegas.

El buque tiene cinco bodegas de carga y la cámara de máquinas y superestructura se encuentran a popa.

Las escotillas se cierran con tapas metálicas accionadas por dos chigres hidráulicos y las maniobras de carga pueden efectuarse por medio de 3 grúas de 5 toneladas.

La energía eléctrica la producen 3 alternadores de 430 KVA, accionados por motores diesel de 530 BHP, a 750 r. p. m.

El buque dispone de una caldera fabricada en la Factoría de Sestao de Astilleros Españoles, S. A., tipo Y-155/53, que puede funcionar con fuel-oil y también aprovechando el calor de los gases de escape del motor propulsor.

Toda la habilitación de este buque tiene aire acondicionado, y se han tomado precauciones especiales contra la posibilidad de que pueda entrar polvo de azufre en los camarotes, poniendo puertas dobles y filtros que se oponen a la entrada del mismo.

NORMAS UNE

El Instituto Nacional de Racionalización y Normalización acaba de editar nuevas normas entre las cuales se hallan las siguientes:

UNE 14010 1.ºR. Examen y calificación de los operarios destinados a trabajos de soldeo eléctrico por arco, en las estructuras de acero.

UNE 15025. Comprobación de las máquinas-herramienta. Perpendicularidad.

UNE 15026. Comprobación de las máquinas-herramienta. Rotación.

UNE 16005. Escariadores de mano.

UNE 16126. Brocas de centrar a 60°. Para centros de mecanizado forma A.

UNE 17038. Puntas sin cabeza.

UNE 17039. Hitas.

UNE 17040. Puntas de cuña.

UNE 17041. Puntas de cabeza plana y ganchos para fundición.

UNE 17042. Estaquillas.

UNE 17043. Tachuelas de tapicero.

UNE 17044. Tachuelas para calzado.

UNE 17045. Tachuelas de celosía.

UNE 17046. Escarpas redondas.

UNE 17047. Grapas para embalajes.

UNE 17077. Tornillos, pernos y espárragos. Gargantas y salidas de rosca. Medidas métricas.

UNE 17708. Rosca triangular ISO. Tolerancias para tornillería con protección galvánica. Pasos grueso y fino. Calidad normal.

UNE 18125. Cadenas de paso largo. Especificaciones.

UNE 20006 h2. Hilos de cobre esmaltados de sección circular para bobinas electromagnéticas. Dimensiones del hilo de cobre esmaltado de sección circular. Grados 1, 2 y 3.

UNE 21043. Cables de aleación de aluminio para líneas eléctricas aéreas.

UNE 21052. Cables de aluminio con alma de acero tipo comprimido para líneas eléctricas aéreas.

UNE 21089. Colores distintivos de las almas de los cables aislados para instalaciones de baja tensión.

UNE 23074. Material contra incendios. Máquina para atar mangueras.

UNE 25168. Conexión para elementos de batería ácida.

UNE 26105. Semirremolque. Pivote de acoplamiento.

UNE 26254. Frenos neumáticos. Disposición de las conducciones de frenado entre camión tractor y remolque.

UNE 26272. Remolque y caravana para turismos. Fijación de la bola de arrastre. Espacio libre alrededor de la misma.

UNE 27132. Gualderas. Para motones de amantillo.

UNE 27137. Soportes. Para motones sin arraigada.

UNE 27138. Soportes. Para motones con arraigada.

UNE 27139. Arraigadas. Para motones y cuaternales.

UNE 27167. Ejes para roldanas con lubricación por grafito.

UNE 27172. Terminales abiertos. Para cables de acero.

UNE 36003 4.ª R. Fundiciones. Definición, clasificación y designación.

UNE 36005 2.ª R. Arrabio, lingote de hierro y ferroaleaciones. Definición, clasificación y designación.

UNE 38003 1.ª R. Colores distintivos de las aleaciones ligeras.

UNE 38113 1.ª R. Aluminio para desoxidación del acero.

UNE 38180 1.ª R. Aleaciones madre de base aluminio. Generalidades.

UNE 38181 1.ª R. Aleaciones madre de base aluminio. Aleación (L-1810 Al-50 Cu).

UNE 38182 1.ª R. Aleaciones madre de base aluminio. Aleación (L-1820 Al-12 Mg.).

UNE 38183 1.ª R. Aleaciones madre de base aluminio. Aleación (L-1830 Al-10 Mn).

UNE 38184 1.ª R. Aleaciones madre de base aluminio. Aleación (L-1840 Al-20 Ni).

UNE 38185 1.ª R. Aleaciones madre de base aluminio. Aleación (L-1850 Al-25 Si).

UNE 38186 1.ª R. Aleaciones madre de base aluminio. Aleación (L-1860 Al-10 Fe).

UNE 38187 1.ª R. Aleaciones madre de base aluminio. Aleación (L-1870 Al-4 Cr).

UNE 38234. Aluminio y aleaciones de aluminio para moldeo. Grupo Al-Mg. Aleación (L-2332 Al-6 Mg Fe).

UNE 38302 1.ª R. Aluminio y aleaciones de aluminio para forja. Equivalencias comerciales.

UNE 49701 h8. Ensayos de los embalajes de expedición. Ensayo de vibración.

UNE 49900 1.ª R. Terminología de las paletas.

UNE 51027. Determinación del agua, por destilación, en los productos petrolíferos.

UNE 56710. Tableros de partículas. Ensayos. Determinación de la humedad.

UNE 56713. Tableros de partículas. Ensayos. Determinación de la hinchazón y de la absorción de agua por inmersión total.

UNE 56715. Tableros de partículas. Medidas.

UNE 57001. Papel y cartón. Acondicionamiento de muestras.

UNE 57005. Papel. Determinación de la humedad.

UNE 57034. Pastas para papel. Determinación del índice Kappa.

UNE 57039. Pasta para papel. Determinación de la viscosidad en una disolución de cuprietilendiamina (CED).

INFORMACION LEGISLATIVA

MINISTERIO DE TRABAJO

ORDEN de 23 de julio de 1971 sobre personal titulado de la Ordenanza del Trabajo en las Empresas Navieras.

("B. O. del E." núm. 184, de 3 de agosto de 1971, página 12654.)

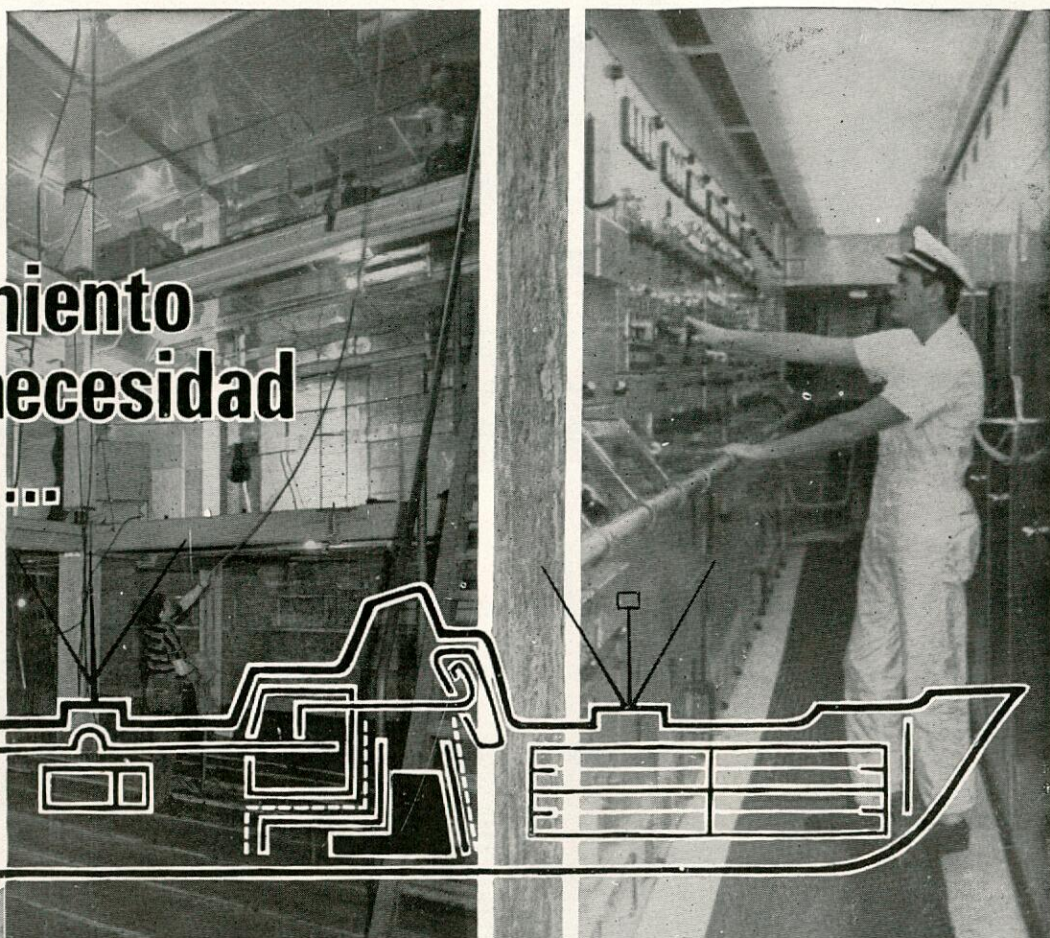
ORDEN de 30 de julio de 1971, por la que se aprueba el Reglamento de Formación Profesional de los Estibadores portuarios.

("B. O. del E." núm. 193, de 13 de agosto de 1971, página 13250.)

ACUERDO de la Dirección General de Trabajo sobre canon previsto en la Ordenanza del Trabajo de Estibadores Portuarios.

("B. O. del E." núm. 194, de 14 de agosto de 1971, página 13308.)

**Donde
el aislamiento
es una necesidad
esencial...**



SILLAN

Sillan es un producto de lana de roca pura, de fibras largas y dúctiles, fabricado en España con minerales seleccionados y fundidos a altas temperaturas, según los procedimientos más avanzados de la técnica alemana (patente GRÜNZWEIG + HARTMANN AG). Aislamiento térmico de bodegas, cámaras frigoríficas, túneles de congelación, acomodaciones, conductos de exhaustación. Aislamiento y acondicionamiento acústico de salas de máquina y acomodaciones, etc.

SILLAN aislamientos térmicos y acústicos para la industria naval.

Completa gama de productos para todos los casos posibles de aislamiento.



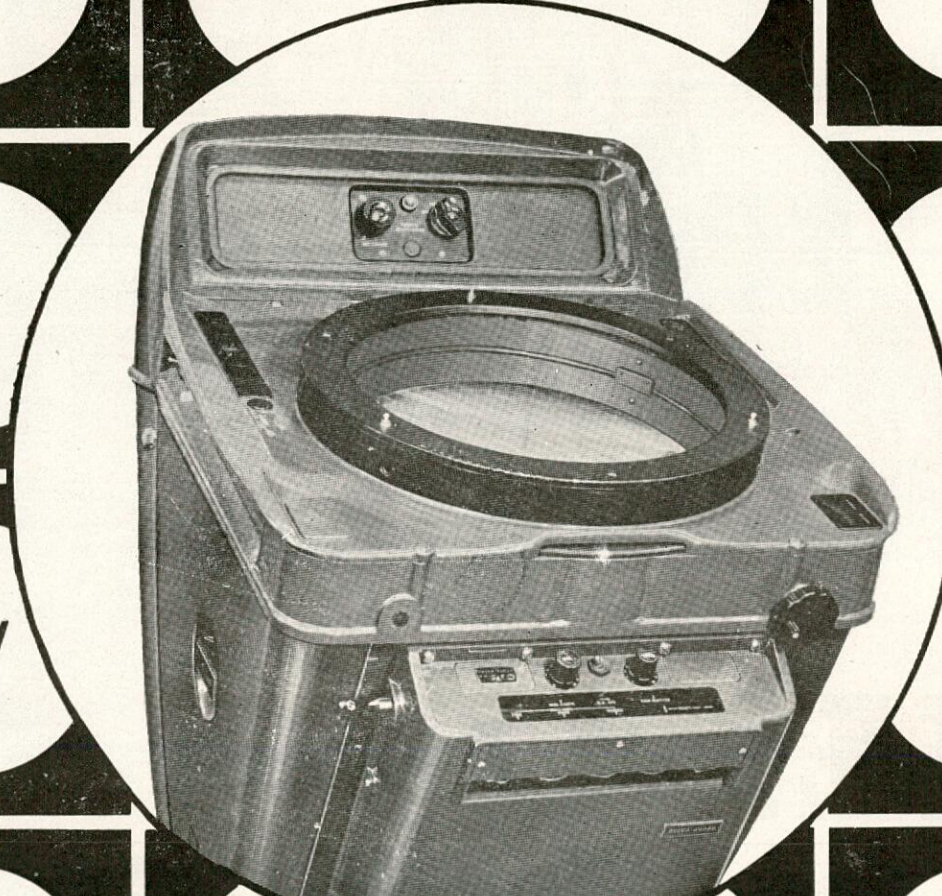
Es un producto de
FIBRAS MINERALES, S. A.
Jenner, 3, 2.º - MADRID-4

INSTALADORES-DISTRIBUIDORES EN TODAS LAS PROVINCIAS.

32,000

RADARES DECCA INSTALADOS

T R A N S A R



★

5"

9" 12" 16"



DISTRIBUIDOR EXCLUSIVO EN ESPAÑA Y FABRICANTE BAJO LICENCIA
MARCONI ESPAÑOLA, S. A. APARTADO 509 - MADRID

del 14 al 20 de Octubre

5º Congreso Internacional, con Exposición, de Técnica de Medición y Automática — punto de reunión internacional, en el sector de la técnica de medición y automática, para la investigación, el desarrollo, la industria y la economía — en el nuevo Recinto Ferial.



Cámara de Comercio Alemana para España, Calle Barquillo, 17, Madrid-4, Tel.: 2.22.10.40, Telegr.: DEHAKA MADRID; Barcelona 7, Ronda Universidad 10, Tel.: 2.22.42.38, Telegr.: DEHAKA BARCELONA



Interkama'71 Düsseldorf

CANAL DE EXPERIENCIAS HIDRODINAMICAS EL PARDO (MADRID)

DIMENSIONES PRINCIPALES

Longitud . . . 320 mts

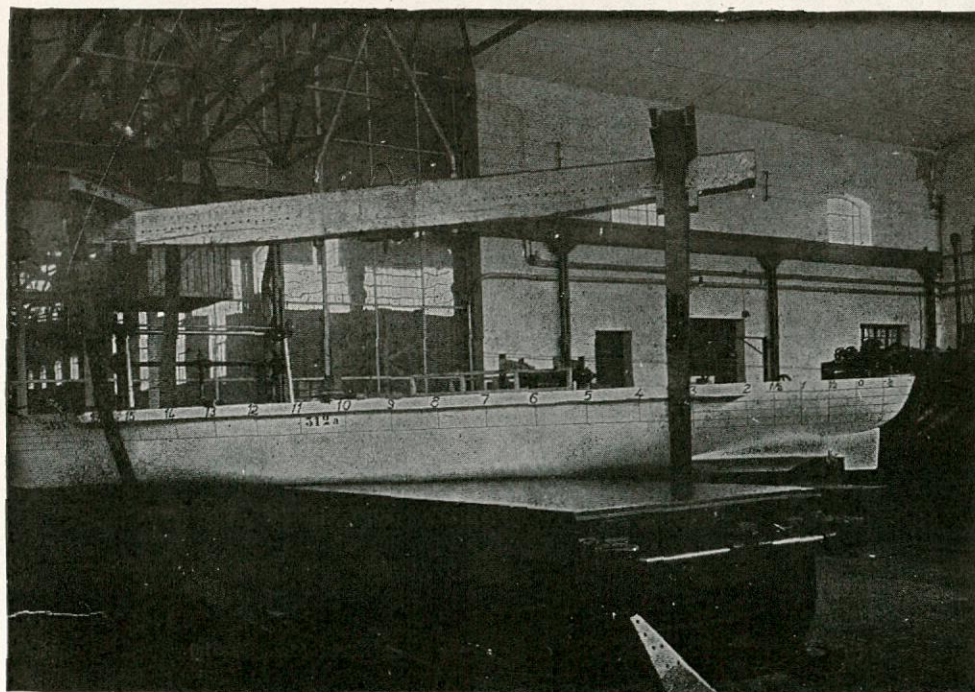
Anchura . . . 12,50 »

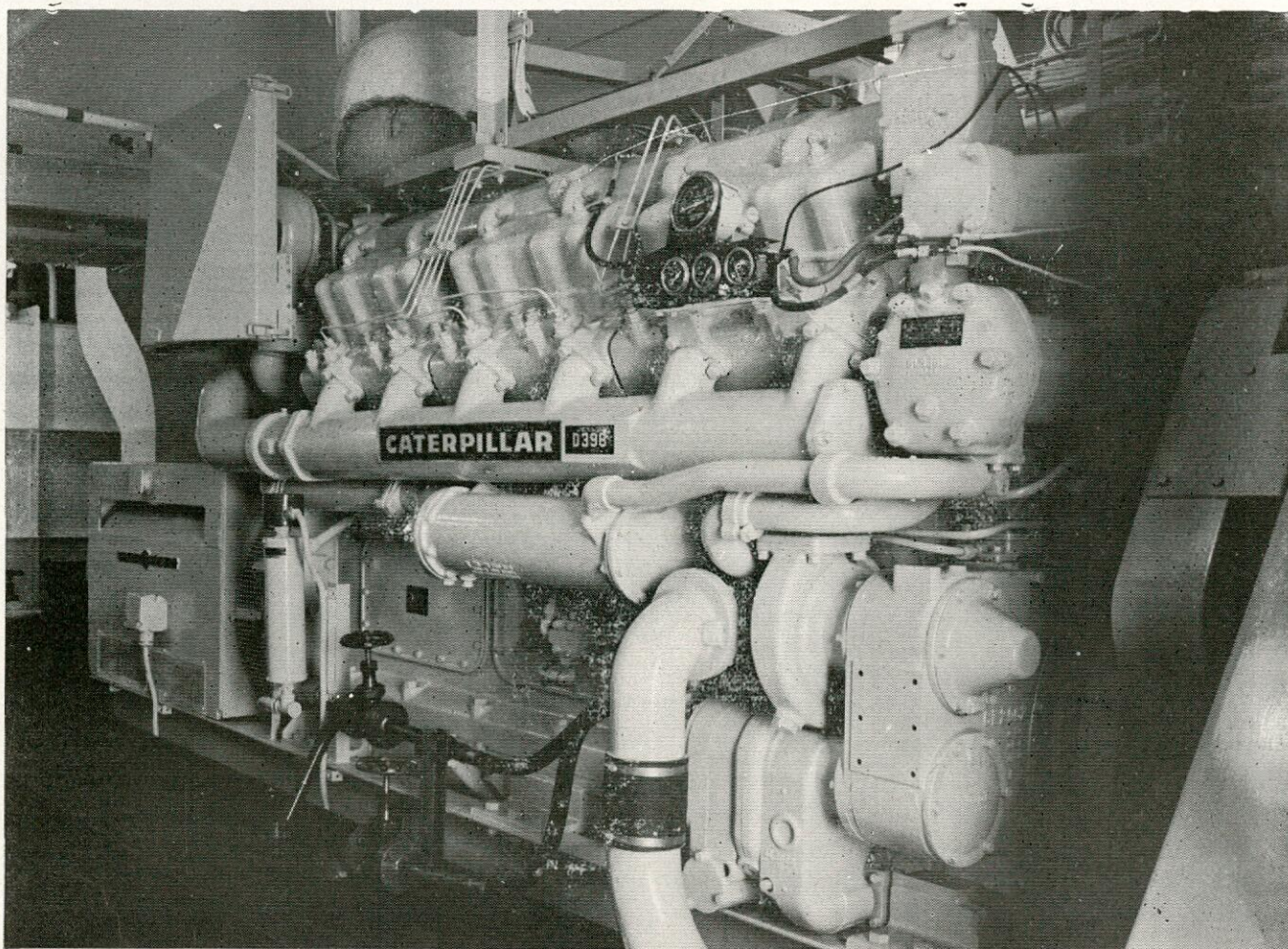
Profundidad. 6,50 »

Ensayos de todas clases con modelos de buques.

Estudio de formas de carena y de propulsores de alto rendimiento para nuevas construcciones.

Estudio de modificaciones de buques ya en servicio, para mejorar económicamente su explotación.





F-4-71

CATERPILLAR: LA MAS COMPLETA GAMA DE MOTORES MARINOS

Motores marinos propulsores, para servicios auxiliares y de emergencia y grupos para servicio continuo y de emergencia.

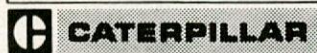
Motores para remolcadores, petroleros, cargueros, buques de pesca, embarcaciones de recreo, etc.

Motores marinos propulsores desde 85 HP hasta 1.425 HP.

Motores para servicios auxiliares y de emergencia desde 65 HP hasta 1.300 HP.


Grupos para servicio continuo y de emergencia desde 56 KVA hasta 1.125 KVA.

Un servicio total de atención pre y post-venta a través de la red de Bases Finanzauto y el servicio mundial de los distribuidores Caterpillar.



Dr. Esquerdo, 136 Tfno. 251 54 00 - 251 86 00 MADRID-7

- CENTRAL Doctor Esquerdo, 136. Teléfs. 251 54 00 - 251 86 00. MADRID.
- BASE CATALUÑA Carretera Barcelona-Ribas, Km. 15.400. Teléfs. 319 28 12-16-62-66. STA. PERPETUA DE MOGUDA (Barcelona).
- BASE ANDALUCIA Km. 553 de la CN IV de Madrid a Cádiz. Teléf. 72 13 50. DOS HERMANAS (Sevilla).
- BASE LEVANTE Carretera Madrid-Valencia, Km. 332. Teléfs. 263707 y 263903-04. Valencia. CHIVA (Valencia).
- BASE NORTE Camino de S. Pedro a Boroa, a 150 m. del punto kilométrico 93.200 de la C. N. 634 de San Sebastián a Bilbao. Teléfs. 33 41 03-04-05. AMOREBIETA (Bilbao).
- BASE ASTURIAS Km. 451,60. C. N. 630 Sevilla-Gijón (Sección Adanero-Gijón). Teléfs. 22 47 40-41-42. LUGONES (Oviedo). Delegación en La Coruña: Juan Florez, 65. Teléfs. 22 68 43 y 22 87 98.
- BASE TENERIFE Autopista de Santa Cruz a La Laguna, Km. 4.500. Teléfs. 22 90 40-41-42. TENERIFE.
- BASE LAS PALMAS Autopista del Sur, Km. 17.500. Teléfs. 25 53 47-48. Apartado 943 de Las Palmas TELDE (Gran Canaria).

Caterpillar, Cat y  son Marcas de Caterpillar Tractor Co.

fabricamos para fabricantes

Efectivamente, nuestros productos laminados y extruidos son utilizados para muy diversas aplicaciones. La Arquitectura encuentra en ellas un eficaz colaborador, pues a medida que va creciendo el nivel de vida va siendo mayor el empleo del aluminio.

Los fabricantes de automóviles, electrodomésticos, muebles metálicos, oficina, disponen de una materia prima sólida

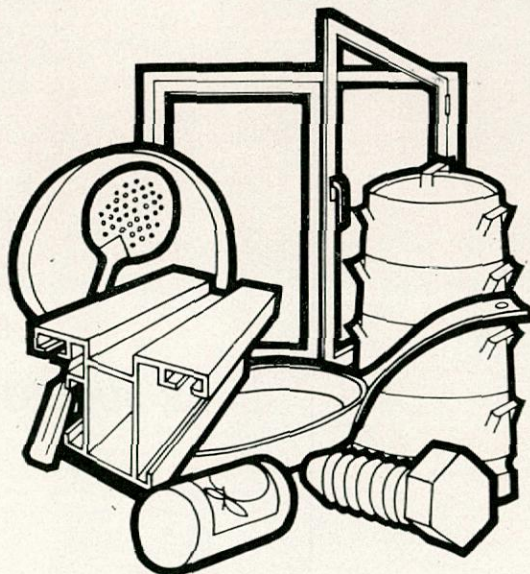
y eficaz que prestigia sus productos. En el Campo de la Construcción Mecánica también el aluminio resulta un producto de singulares propiedades.

En estos aspectos nuestra misión es por tanto: **"FABRICAR PARA FABRICANTES"**.

Desde sus tres factorías de: **LA CORUÑA - SABIÑANIGO** (Huesca) - **AMOREBIETA** (Vizcaya).



Aluminio de Galicia, S.A.
constituye un grupo gigante para un mundo más ligero



La Coruña, Sabiñánigo y Amorebieta: tres fábricas, una técnica y experiencia internacional

Domicilio Social: Castelló, 23 - Apartado 367 - MADRID-1 - Tel. 226.02.00 - Dirección Teleg.: Alugasa - Telex 27-255 - MADRID.
Delegaciones Comerciales: Viriato, 55 - Tel. 257.08.07 - MADRID-10 • Paris, 120 - Tel. 321.18.04 - Telex 53-040 - BARCELONA-11 •
Iparraguirre, 12 - Tel. 21.26.63 - BILBAO-9 • Pascuala Perie, 20 - Tel. 29.95.50 - ZARAGOZA • Imagen, 12-6.º B - Tel. 22.38.01 - SEVILLA •
San Fernando, 15-3.º D - Tel. 22.57.70 - VALENCIA. **Fábricas:** Zona Industrial de La Grela - Telex 82-150 - LA CORUÑA - Tel. 23.16.44 •
SABIÑANIGO (Huesca) - Telex 58-615 - Tel. 15 • AMOREBIETA (Vizcaya) - Telex 32-068 - Tel. 33.80.00 - Apartado 1.514 - BILBAO.

Ingeniería Naval

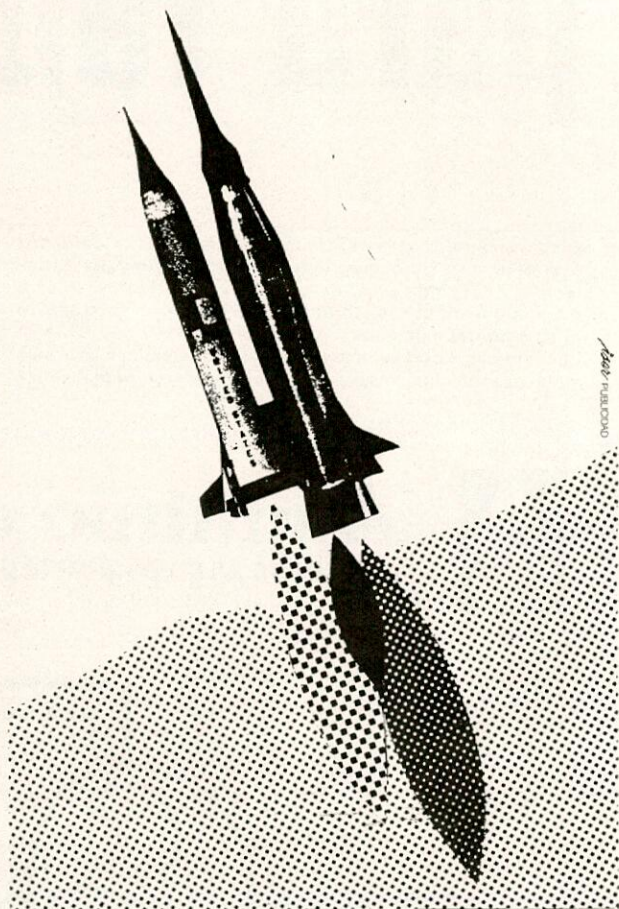
es la revista técnica nacional que más se lee en España, dentro del ramo de su especialidad. Su difusión llega a los siguientes países:

Alemania
Argentina
Brasil
Canadá
Colombia
Cuba
Chile
Dinamarca
Estados Unidos

Finlandia
Francia
Holanda
Inglaterra
Italia
Japón
Marruecos
México
Noruega

Paraguay
Perú
Polonia
Portugal
Rumania
Rusia
Suecia
Suiza
Venezuela

SI LO QUE MAS
LE INTERESA
DE UNA BOMBA
ES QUE IMPULSE
CON MAS FUERZA UN LIQUIDO....



.... como es lógico

LE SUGERIMOS: **VOLUM.**

Bombas centrífugas horizontales, verticales, sumergidas, pozo profundo, de émbolos; de engranajes para aceites; de émbolo rotativo para líquidos densos; para pasta de cemento, pasta de papel, etc.

Bombas auto-aspirantes, licencia DEPLECHIN (Bélgica) para alimentación de calderas, trasiego de cualquier clase de líquidos, ácidos, viscosos, aceite pesado, gasolina, etc.

Bombas Duplex y Triplex, licencia BURTÓN (Francia) a vapor y eléctricas, especiales para la marina.

Empaquetaduras holandesas BRANDA para toda clase de líquidos y elevadas temperaturas.

BOMBAS CENTRIFUGAS PARA TODOS USOS. LICENCIA DELTA DE HOLANDA. BOMBAS DE CAMARA PARTIDA: DOBLE ASPIRACION, LICENCIA ENSIVAL BELGICA.



VOLUM S.A.

Carretera de Castellón, Km. 4.900. Teléfonos 21 72 74 - 21 75 43

Apartado 254. ZARAGOZA (España)

UNILUX, S. L.

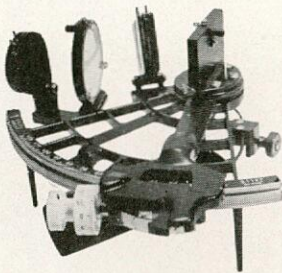
FABRICA DE INSTRUMENTOS NAUTICOS

AVENIDA PEDRO DIEZ, 31 - MADRID - 19

TELEFONOS 471 24 70 - 471 05 09

REPRESENTANTES EXCLUSIVOS
FABRICANTES CON LICENCIAS

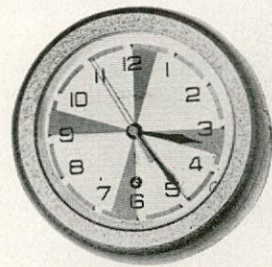
DE **C. PLATH** (HAMBURGO)



SEXTANTES



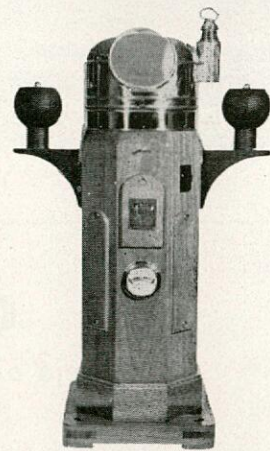
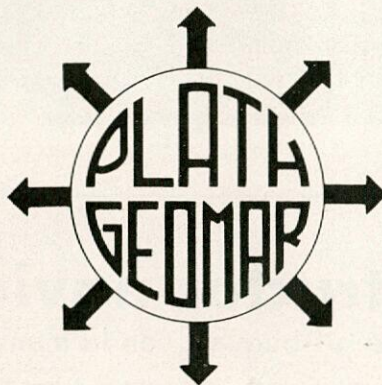
GIROSCOPICA "MINI-STANDARD"



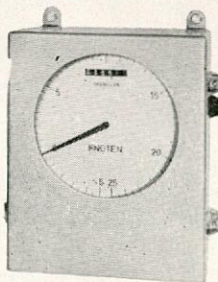
RELOJES



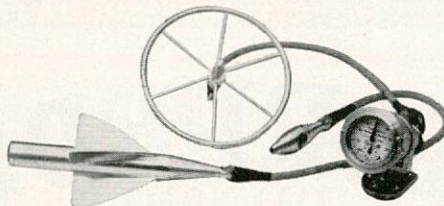
COMBINACION
GIROSCOPICA + AUTOPILOTO



BITACORAS



CORREDERA
ELECTROMAGNETICA



CORREDERAS DE PATENTE



RADIOGONIOMETRO
DE DOBLE CANAL

Y TODA CLASE DE INSTRUMENTOS NAUTICOS

UNASA

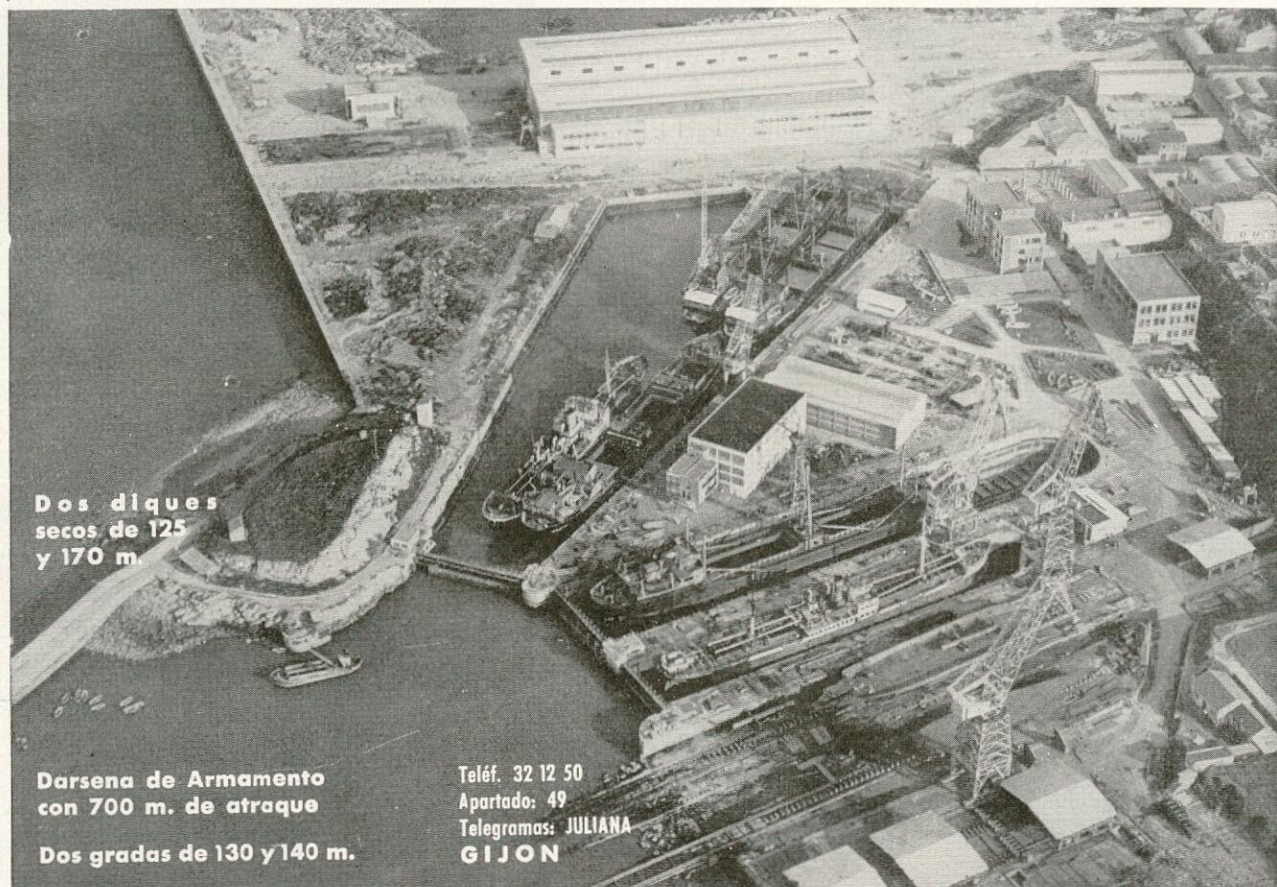
FERRAZ, 2 - MADRID
Teléf. 248 34 00

DISTRIBUIDOR EXCLUSIVO
PARA LA FLOTA PESQUERA DE

GIROSCOPICAS
AUTOPILOTOS
RADIOGONIOMETROS
CORREDERAS E-M

S. A. JULIANA CONSTRUCTORA GIJONESA

Filial de ASTILLEROS ESPAÑOLES, S. A.



Dos diques
secos de 125
y 170 m.

Darsena de Armamento
con 700 m. de atraque

Dos gradas de 130 y 140 m.

Teléf. 32 12 50
Apartado: 49
Telegramas: JULIANA
GIJON

Constructor, naviero...

proteja el fondo de sus buques, con la mundialmente conocida

"PATENTE SUBMARINA"

de la

"BRITISH PAINTS LIMITED"

LONDON, NEWCASTLE, LIVERPOOL & GLASGOW

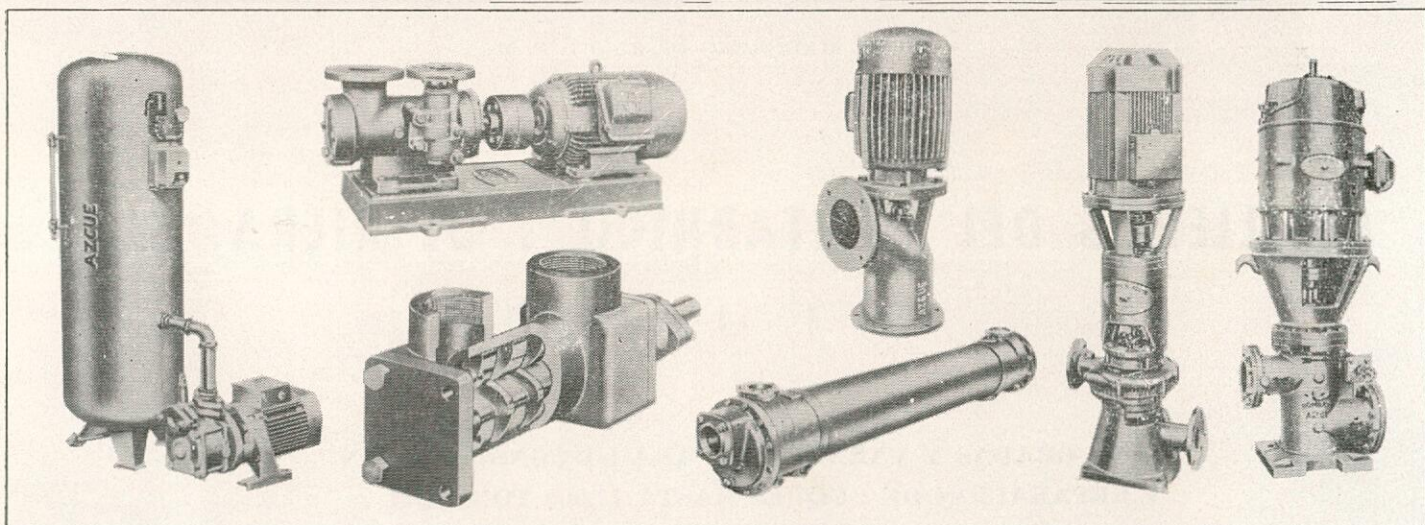
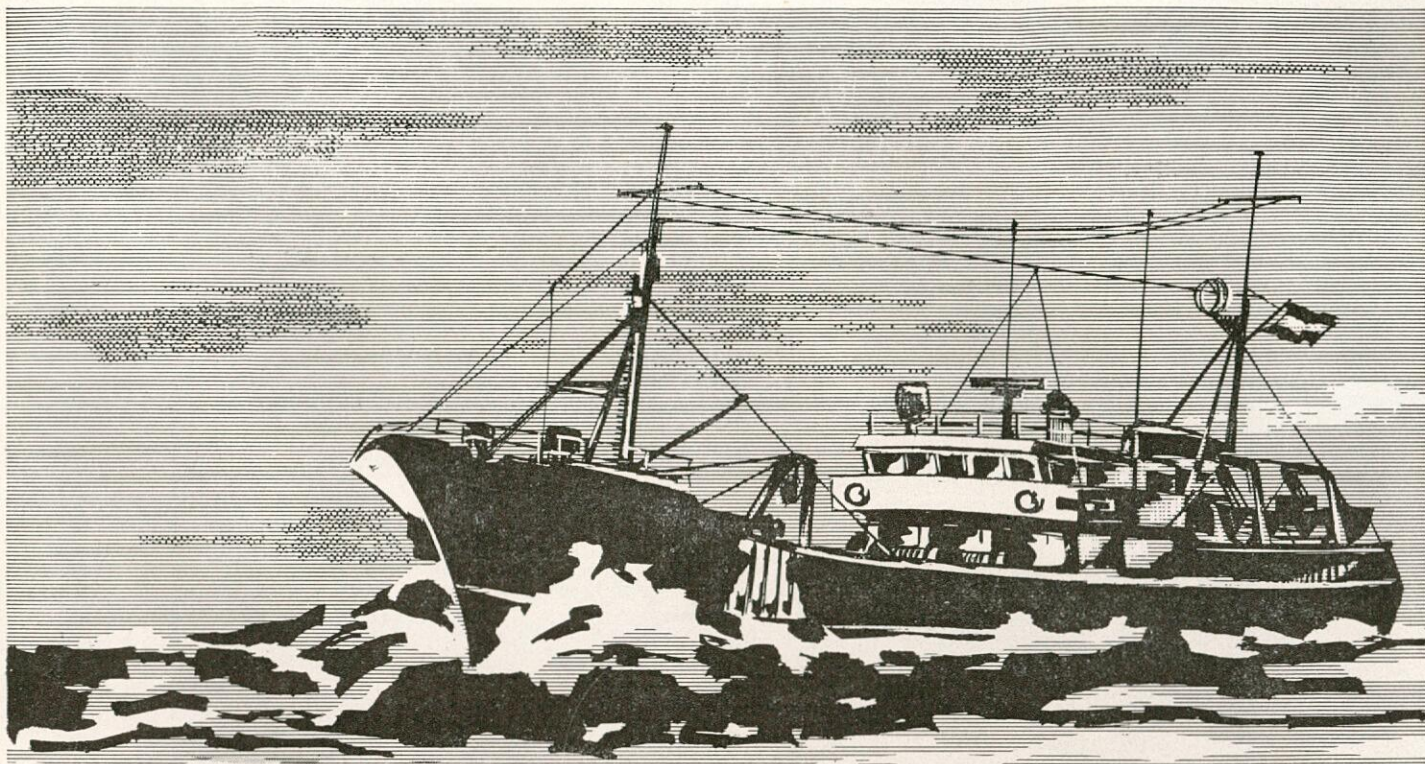


Conseguirá una economía, no sólo por su mayor duración antiparasitaria disminuyendo el número de pintados, sino también por su menor costo de adquisición.

FABRICADA POR SU ASOCIADA

Cia. Peninsular de Industrias, S.A.

P.º de las Acacias, 35 - Teléf. 239 82 05 - Dir. Teleg.: Copinturas - M A D R I D - 5



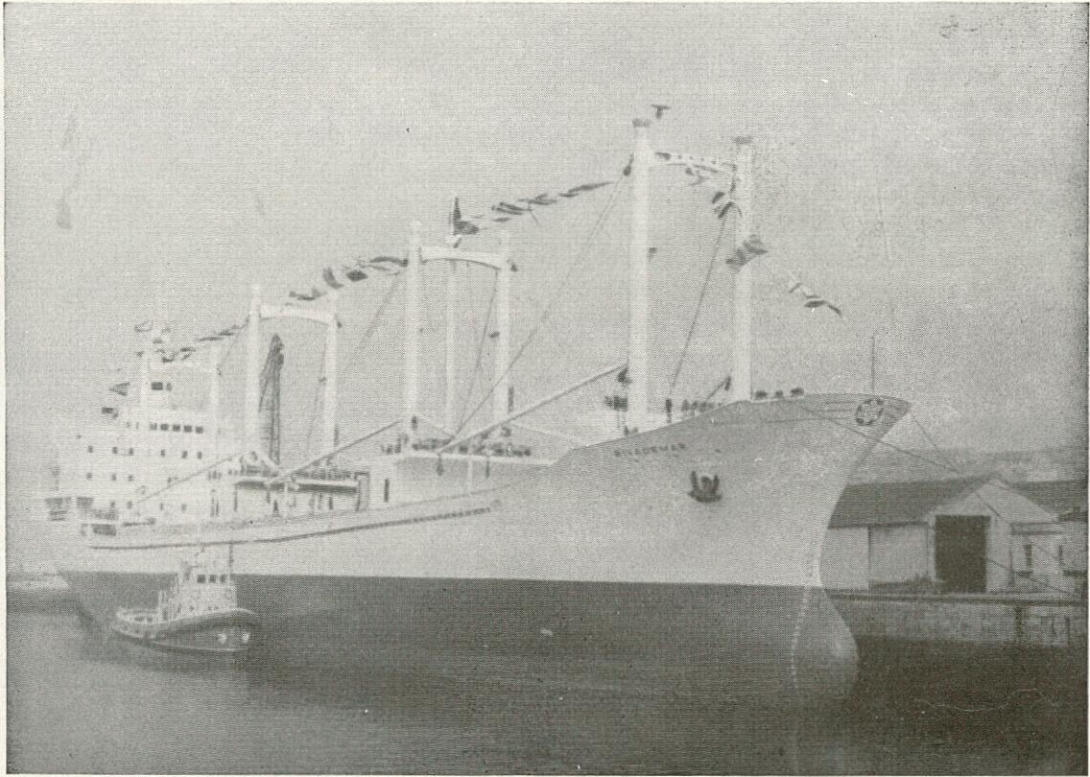
bombas para la industria naval...

construidas especialmente para los rudos trabajos de la mar, que garantizan todos los servicios de a bordo, tales como: bombas para viveros, alta presión y lluvia artificial ● bombas para servicios generales, de sentinas, contra-incendios, achique, de cubierta, etc. ● bombas para trasiego de combustibles ● bombas para engrase de motores en buques ● bombas para refrigeración ● hidróforos para servicios sanitarios de agua dulce y salada ● refrigeradores de agua y aceite.



bombas
azcue

tel. 831004 - arrona - cestona (guipúzcoa)



BUQUE MADERERO DE 8.550 T. P. M.

ASTILLEROS DEL CANTABRICO Y DE RIERA, S. A.

G I J O N

**DIQUES, GRADAS Y VARADEROS PARA LA CONSTRUCCION
Y REPARACION DE BUQUES HASTA 11.000 TON. P. M.**

Construcción de pesqueros clásicos y de
nuevas técnicas.

Construcciones metálicas.

Pinturas industriales y marinas.

FACTORIAS

ASTILLEROS DEL CANTABRICO

ASTILLEROS DE RIERA

FACTORIA NAVAL DE CEUTA

FABRICA DE PINTURAS "CHILIMAR"



Vista parcial de la factoría Astilleros del Cantábrico.

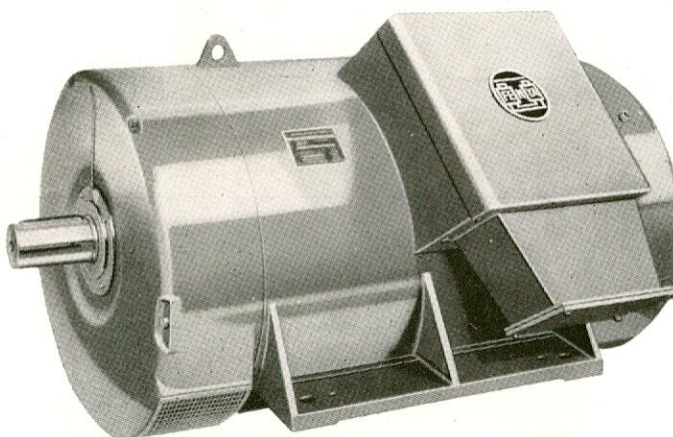
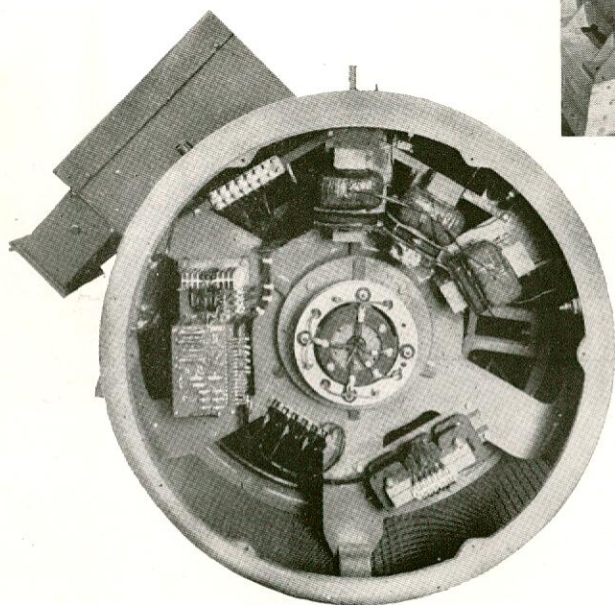
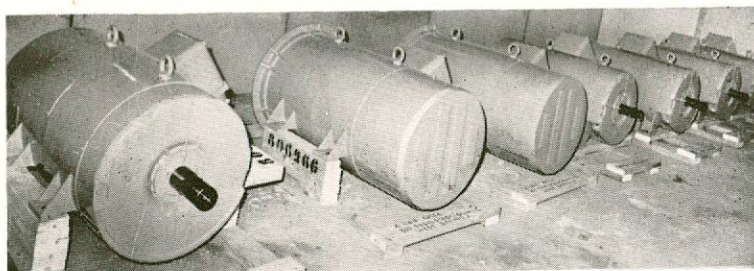
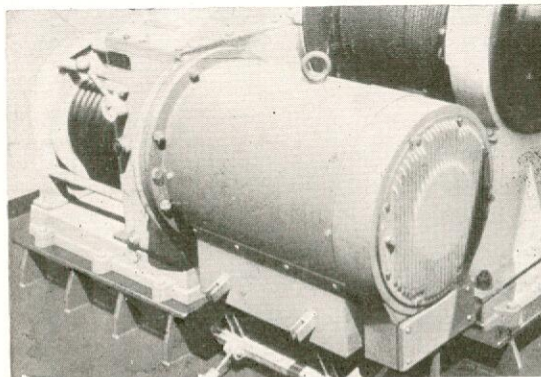
FENYA



fabrica:

MAQUINARIA ELECTRICA ROTATIVA

- Alternadores compound auto-regulados, sin escobillas. Licencia: *A. van Kaick*
- Alternadores de excitación estática
- Motores eléctricos para maquinaria de cubierta
- Equipos Ward-Leonard para maquinillas de pesca
- Motores de C. A. de polos conmutables para chigres de carga
- Motores y generadores de C. C.
- Grupos electrógenos



FABRICACIONES ELECTRICAS NAVALES Y ARTILLERAS, S. A.

APARTADO 986 EL FERROL DEL CAUDILLO · ESPAÑA · TELEFONOS 35 22 18 · 35 14 01 · 35 22 33 · 35 26 77



A. VAN KAICK
GENERATOREN U. MOTOREN-WERKE
6000 FRANKFURT/MAIN 70
STRESEMANN - ALLEE 15 - ALEMANIA

DELEGACION EN MADRID:
FENYA - A. VAN KAICK
Telefono 259 44 91
Avda. Generalísimo, 30, 7.º, D
Madrid-16 (España)



PIRELLI

***pavimento de goma
para la navegación***